

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Институт «Архитектурно-строительный»
Кафедра «Градостроительство, инженерные сети и системы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

Начальник проектного отдела ОБ

ООО «МИТриАЛ»

_____ О.В.Хлюстова
_____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой,

к.т.н., доцент

_____ Д.В. Ульрих
_____ 2020 г.

Утилизация теплоты от системы холодоснабжения мясоперерабатывающего
предприятия «Таврия» по Копейскому шоссе в г. Челябинск

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 08.04.01.2020.049.07. ПЗ ВКР

Руководитель проекта:

доцент

_____ А.Н. Нагорная
_____ 2020 г.

Автор проекта:

студент группы АС-228

_____ А.А. Новиков
_____ 2020 г.

Нормоконтролер:

доцент

_____ А.Н. Нагорная
_____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Новиков А.А. Утилизация теплоты системы от системы холодоснабжения мясоперерабатывающего предприятия «Таврия» по Копейскому шоссе г. Челябинск– Челябинск: ЮУрГУ, АС-228, 76 стр., 32 илл. 21 табл., библиогр. список – 20наим.

В связи с высоким потреблением энергоресурсов, рассматриваемым в выпускной работе предприятием, была предложена система утилизации теплоты от системы холодоснабжения, которая ранее, выбрасывалась в воздух.

Предложено три варианта использования утилизированной теплоты.

Произведен теплотехнический расчет холодильных установок, гидравлический расчет контуров утилизации для каждого варианта применения теплоты. Произведен подбор теплообменного и насосного оборудования, используя современные программы подбора.

Экономический расчет показал, что наиболее оптимальное использование утилизированной от рассматриваемой системы холодоснабжения теплоты на нужды оттайки воздухоохладителей и преднагрев горячей воды на хозяйственно-питьевые нужды. Срок окупаемости обоих вариантов приблизительно одинаковый.

						08.04.01.2020.049.07 ПЗ ВКР		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Зав. каф.	Ульрих				Утилизация теплоты от системы холодоснабжения мясоперерабатывающего предприятия «Таврия» по Копейскому шоссе в г. Челябинск	Стадия	Лист	Листов
Н.контр.	Нагорная					ДП	3	75
Руководит.	Нагорная					ЮУрГУ Кафедра ГИСиС		
Консульт.	Нагорная							
Дипломник	Новиков							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРЫ	7
2 ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ.....	16
3 РАСЧЕТ ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ	18
3.1. Расчет расхода горячей воды на производственные нужды	18
3.1.1. Расход воды на санитарную обработку стен и полов	18
3.1.2. Расход воды на санитарную обработку холодильных камер для хранения мяса	18
Расчет расхода воды на санитарную мойку камер дефростации.....	19
3.1.3. Расчет расхода воды на санитарную мойку камер созревания и охлаждения после варочных котлов и камер сушки	19
3.1.4. Расчет расхода воды на санитарную мойку климатических камер и камер сушки.....	20
3.1.5. Расчет расхода воды на мойку технологического оборудования, стен и потолков.....	20
3.2. Определение расчетных расходов холодной, горячей воды на хозяйственно питьевые нужды и бытовых стоков	20
3.2.1. Определение суточного расхода горячей воды.....	21
3.2.2. Определение секундного расхода горячей воды	21
3.2.3. Определение секундного расхода горячей воды	22
4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН	24
4.1. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС1..	24
4.2. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС2..	29
4.3. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС3..	33
4.4. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС4..	35
5 РАСЧЕТ ТЕПЛОТЫ УТИЛИЗАЦИИ.....	37
6 ПОДБОР ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ	39

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

6.1.	Вариант 1. Утилизация теплоты на подготовку горячей воды на душевые сетки	40
6.2.	Вариант 2. Утилизация теплоты на преднагрев горячей воды.....	42
6.3.	Вариант 3. Утилизация теплоты на нагрев теплоносителя системы оттайки воздухоохладителей.....	43
7	ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНТУРА УТИЛИЗАЦИИ	46
7.1.	Гидравлический расчет контура утилизации на душевые сетки	46
8	ПОДБОР НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ	50
8.1.	Вариант 1. Подбор насоса для контура утилизации теплоты на подготовку горячей воды на душевые сетки	50
8.2.	Вариант 2. Подбор насоса для контура утилизации теплоты на преднагрев горячей воды	51
8.3.	Вариант 3. Подбор насосов для контура утилизации теплоты на нагрев теплоносителя системы оттайки воздухоохладителей.....	51
9	ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ	54
9.1.	Расчет капитальных затрат	54
9.2.	Расчет эксплуатационных затрат	58
9.3.	Расчет приведенных затрат	61
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	66
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	67
	ПРИЛОЖЕНИЕ А	69
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	70
	ПРИЛОЖЕНИЕ В	71
	ПРИЛОЖЕНИЕ Г	72

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день во всем мире и прежде всего в странах Западной Европы и США широко применяются технические решения, которые позволяют снижать стоимость жизненного цикла холодильной установки. Это и применение электронных расширительных вентилей, и оптимизация давления конденсации в зависимости от температуры наружного воздуха, и установка давления всасывания холодильной машины в зависимости от нагрузки на нее, и управление компрессорами и вентиляторами конденсатора с помощью преобразователей частоты, позволяющих существенно уменьшить потребление энергии.

В России активное внедрение подобных решений долгое время сдерживалось из-за заметно более низких, чем на Западе, цен на энергоносители, не позволявших окупить дополнительные капиталовложения в относительно короткий срок. Однако в последние годы технологии энергосбережения становятся все более и более актуальными и в нашей стране.

Системы утилизации тепла конденсации холодильной машины стоят особняком от перечисленных выше решений, поскольку позволяют экономить не электроэнергию, потребляемую непосредственно системой холодоснабжения, а дают возможность снизить затраты других систем, используемых на объекте.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1 АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРЫ

На сегодняшний день становятся все более актуальными поиски снижения потребления энергии системами теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Причинами становятся непрерывно растущая стоимость энергоресурсов, что делает этот поиск способом выживания на рынке.

В своей статье «Энергоэффективность – настоящее и будущее холодильного дела» автор считает, что в области промышленного холода повышения энергоэффективности и снижения энергозатрат можно достичь следующими способами:

- применять энергоэффективные и высокопроизводительные промышленные компрессоры открытого, сальникового типа, а не полугерметичные агрегаты, позволит существенно сократить энергопотребление установок и системы хладоснабжения в целом;

- использовать в системах хладоснабжения природные хладагенты вместо синтетических фреонов, таким образом, устранив зависимость от закупки дорогих зарубежных хладагентов, позволит снизить энергозатраты;

- использовать для подогрева грунта теплоту рекуперации - нагрев теплоносителя теплотой конденсации хладагента. Такую систему можно применять для получения горячей воды для технических нужд или отопления производственных и подсобных помещений. Срок окупаемости подобных блоков рекуперации составляет 1,5 – 2 года;

- тщательно подбирать оптимальную систему хладоснабжения с необходимыми параметрами для каждого конкретного случая, и разрабатывать индивидуальную систему автоматизации и контроля. [1].

Также все больший интерес проявляется к различным системам энергосбережения в области холодильной техники. Так как уменьшение энергопотребления приводит не только к снижению эксплуатационных расходов, но и к сокращению выделения продуктов сгорания и бросовой теплоты в окружающую среду.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Доказано, что негативное влияние тепла, которое выбрасывается в окружающую среду через конденсаторы и градирни, а также из дымовых труб ТЭЦ, в разы превосходит, например, отрицательное воздействие озоноразрушающих хладагентов.

Установки для центрального или выносного холодоснабжения (например, в супермаркетах, на молокозаводах, ледовых дворцах и пр.) выделяют достаточно большое количество тепла, которое в процессе конденсации хладагента чаще всего утилизируется в окружающую среду при помощи воздушных конденсаторов. Именно за счет этого «бросового» тепла появляются возможности для энергосбережения в промышленности и торговле. Использование систем рекуперации тепла позволяет использовать эту теплоту для нагрева различных теплоносителей (воздуха, воды т.п.), экономить электричество, снизить электрическую нагрузку. Как правило, рекуперация окупается за 1,5 - 4 года (только за счет экономии электроэнергии) при сроке службы до 10 лет. [2]

Пары нагнетаемого газа в холодильных машинах имеют высокую температуру, и теплота их является «бросовой», то есть «бесплатной». В большинстве случаев она выбрасывается в окружающую среду и никак не используется, хотя существует множество вариантов ее эффективного применения.

[3] В своей статье М. Высоцкий и М. Смольский предлагают следующие способы утилизации теплоты от холодильных машин:

1) Один из способов рекуперации тепла – применение воздушного теплообменника с центробежными вентиляторами и системы воздуховодов. Такое решение можно использовать для воздушного отопления больших по площади помещений теплотой конденсации.

Этот несложный с инженерной точки зрения способ не требует дополнительной автоматики в контуре хладагента. Для автоматизации такой установки необходим клапан с электроприводом, который автоматически перенаправляет поток теплого воздуха либо в отапливаемое помещение, либо на улицу.

2) Другой способ представляет собой нагрев теплоносителя горячим паром хладагента в дополнительном теплообменнике. Такой способ

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

применяют для организации горячего водоснабжения. В это варианте холодная вода с температурой 5-12°C догревается до температуры 55-60°C и используется для технических целей, либо на хозяйственно-питьевые нужды. Однако для получения воды с такой конечной температурой мы вынуждены использовать только теплоту перегрева хладагента, что составляет лишь 15% от всей теплоты конденсации.

3) Третий вариант утилизации тепла – нагрев воды, идущей на подпитку котельной. Холодная вода из водопровода нагревается теплотой конденсации, а достигает требуемой температуры непосредственно в котельной.

Конечно же, экономия топлива в таком варианте будет ощутимой. При этом утилизировать можно до 50% теплоты конденсации.

Если необходимо утилизировать полную теплоту конденсации, то теплообменники подключают параллельно и имеют одинаковое гидравлическое сопротивление.

4) Рекуперация теплоты конденсации может также использоваться при подогреве пучинистых грунтов. Этот вариант утилизации наиболее актуален для холодильных установок, работающих для целей холодоснабжения ледовых спортивных арен.

В случаях, когда в подогреве грунта нет необходимости (во время, когда ледовое поле не работает), то есть не обеспечивается стабильный подогрев теплоносителя, используются баки-аккумуляторы для накопления тепла.

В своей статье Соколов Ю.В. и Гордиенко Ю.С. также предлагают вариант утилизации теплоты на обогрев грунта под низотемпературными холодильниками. [4]

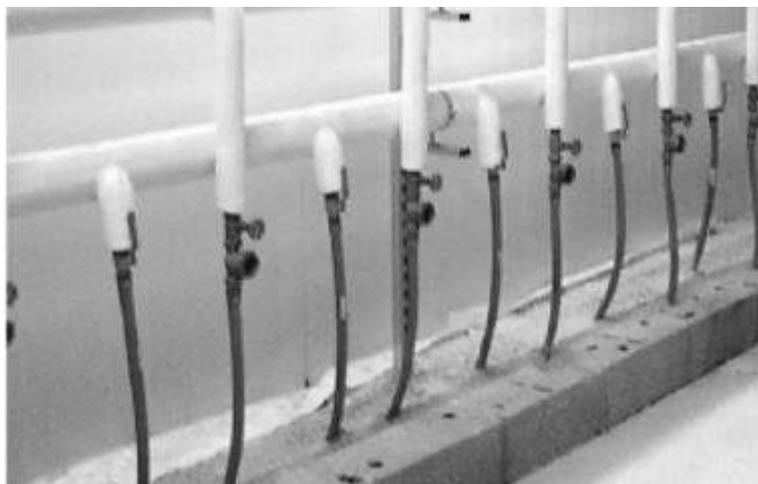


Рисунок 1.1 – Обогрев грунта под холодильником теплотой конденсации

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

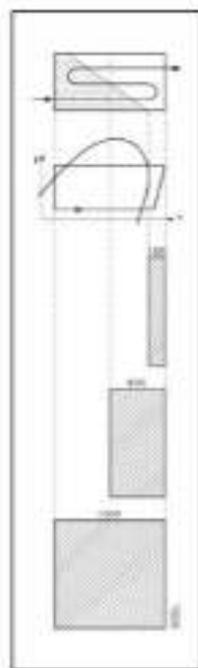


Рисунок 1.2 – Доля использования энергии конденсации

В установках с полной рекуперацией тепла используются следующие схемы:

- Холодильная машина оснащается рекуператором, являющийся водяным или воздушным конденсатором, имеющий выносной вариант исполнения для агрегатов, установленных в машинном отделении или встроенный в моноблочные установки – вариант уличного исполнения.

- Холодильная машина оборудуется водяным конденсатором, рекуператором (как правило, пластинчатым теплообменником, устанавливаемым на трубопроводе выходящей из конденсатора охлаждающей жидкости) и сухой градирней для рассеивания тепловой нагрузки, не снятой рекуператором [5].

Такие схемы позволяют получить 100% теплоты конденсации, но они являются утилизаторами низкопотенциальной теплоты, позволяющей нагреть воду или воздух лишь до 30 градусов. В таком случае, необходим донагрев теплоносителя до требуемой температуры сторонними источниками.

Оптимальная температура получаемой теплоты воды составляет 40-45С°, при этом холодильный коэффициент при использовании второй схемы будет немного ниже из-за повышения температуры конденсации, капитальные и эксплуатационные затраты приблизительно одинаковы.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

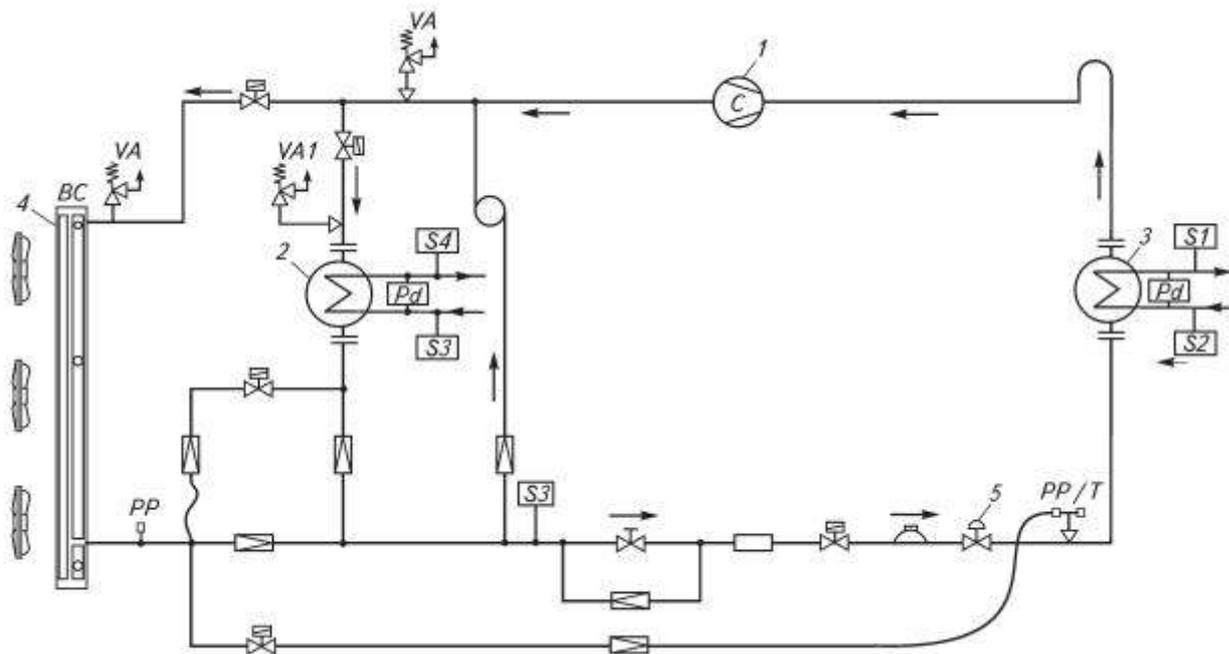


Рисунок 1.3. Схема утилизации теплоты с воздушным конденсатором и утилизацией теплоты в рекуператоре: 1 – компрессор; 2 – водяной конденсатор (рекуператор); 3 – испаритель; 4 – воздушный конденсатор; 5 – ТРВ

В качестве теплоносителя используются незамерзающие жидкости, которые, нагреваясь в конденсаторе, а затем переносят теплоту к потребителям. В период, когда не требуется теплота, утилизируемая с конденсаторов холодильных машин, она сбрасывается в окружающую среду с помощью драйкулеров.

Наряду со схемой с водяным конденсатором получили широкое применение схемы с воздушным конденсатором, с утилизацией теплоты в рекуператоре (форконденсаторе), где имеется возможность снимать полную теплоту конденсации, не сбрасывая ее в окружающую среду. Однако такой метод имеет ряд минусов, например, сложный алгоритм автоматизации системы, при непостоянном потреблении утилизированной теплоты.

По сравнению со схемами утилизации теплоты конденсации, наиболее часто используется схема с частичной утилизацией теплоты в так называемом предконденсаторе, использующая только теплоту перегрева газообразного хладагента. Такая схема представлена на рисунке 1.5.

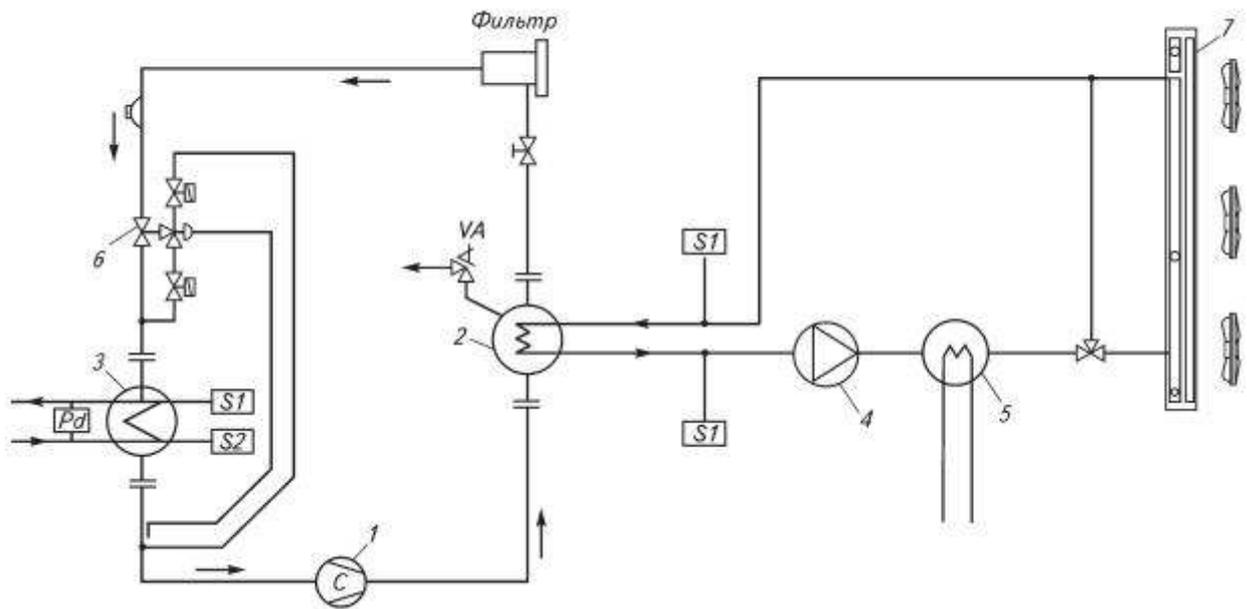


Рисунок 1.4. Схема утилизации теплоты с водяным конденсатором: 1 – компрессор; 2 – водяной конденсатор; 3 – испаритель; 4 – насос; 5 – теплообменник потребителей; 6 – ТРВ; 7 – дренажер

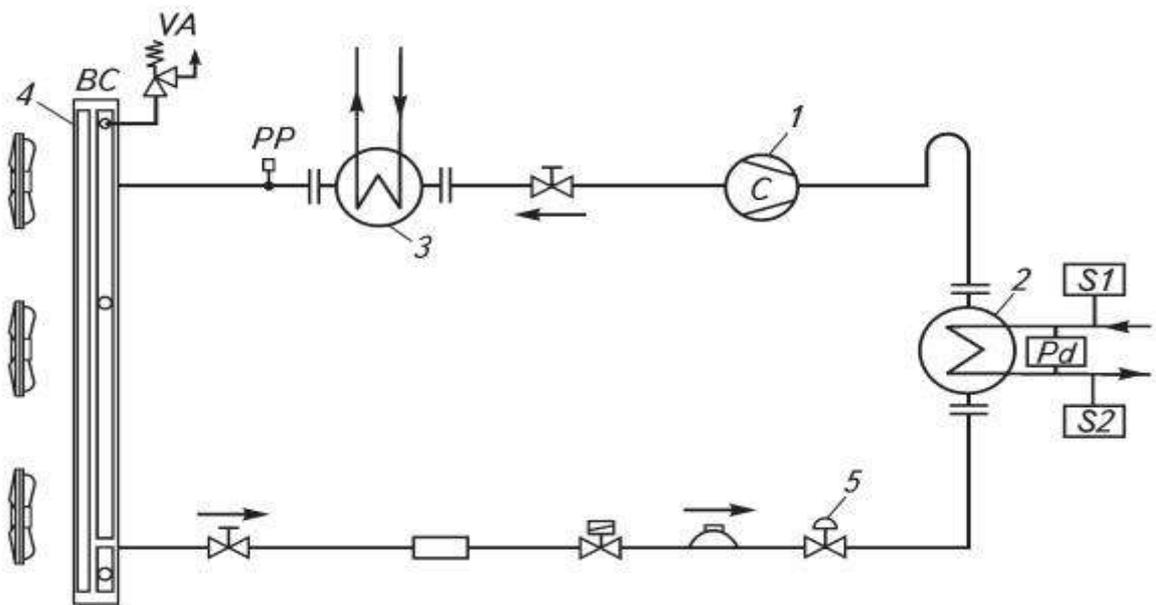


Рисунок 1.5. Схема с частичной утилизацией теплоты в рекуператоре: 1 – компрессор; 2 – испаритель; 3 – форконденсатор (рекуператор); 4 – воздушный конденсатор; 5 – ТРВ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Такая схема имеет наиболее простое, с инженерной точки зрения, исполнение и позволяет утилизировать высокопотенциальное тепло, способное нагреть теплоноситель до 45-60°C.

Для этого на линию нагнетания контура холодильной машины, после компрессора, когда сжатый фреон имеет высокую температуру (60-80°C), устанавливается предконденсатор, который представляет собой теплообменник, в большинстве своем пластинчато-паяного типа. В этом теплообменнике хладагент охлаждается до температуры конденсации, отдавая теплоту контуру утилизации. Далее хладагент поступает в воздушный конденсатор, где принимает жидкую форму.

Представители компании «Danfoss» уже много лет работают над проблемами энергосбережения и является фаворитом в инновационных разработках в этой области.

[6] М. Высоцкий в своей статье подразделяет схемы утилизации теплоты на два типа: с последовательным подключением теплообменников рекуператоров и с параллельным.

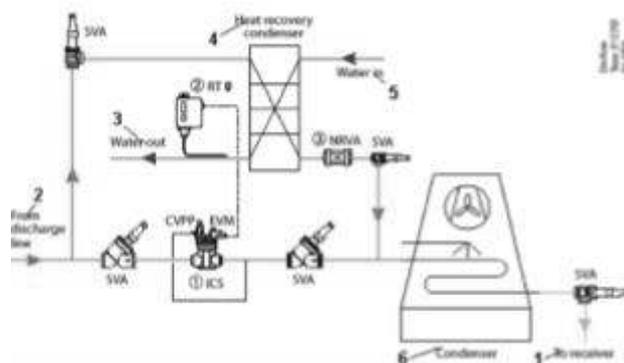


Рисунок 1.6 – Схема с последовательным подключением рекуператора
 (1) – пилотный вентиль + пилот разности давлений; (2) – реле температуры; (3)– обратный клапан; 1 – жидкий хладагент в ресивер; 2 – нагнетательный трубопровод; 3 – выход нагретой жидкости; 4 – рекуператор; 5 – вход жидкости в рекуператор; 6 – конденсатор

Если включена только часть компрессоров, то весь сжатый пар хладагента направляется сначала в рекуператор, а затем в конденсатор. При включении большего числа компрессоров (ступеней) возрастает расход пара,

что соответственно приводит к падению давления в рекуператоре. Когда величина разности давлений совпадает с давлением настройки пилота, пилотный клапан частично откроется и будет направлять часть пара в конденсатор, минуя рекуператор.

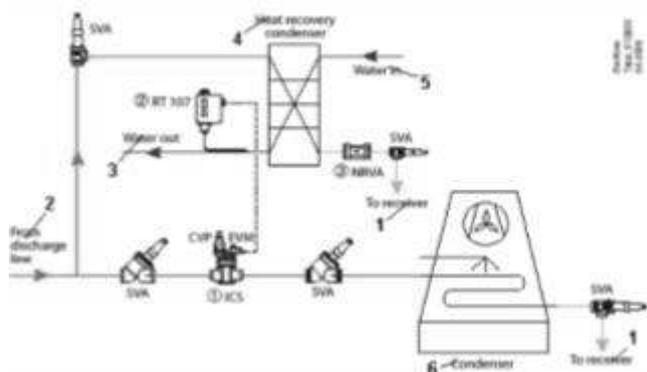


Рисунок 1.7 – – Схема с параллельным подключением рекуператора

(1) – пилотный клапан; (2) – реле разности давлений; (3) – обратный клапан; 1 – жидкий хладагент в ресивер; 2 – нагнетательный трубопровод; 3 – выход нагретой жидкости; 4 – рекуператор; 5 – вход жидкости в рекуператор; 6 – конденсатор

На рисунке показана схема нагрева воды теплотой конденсации в холодильной установке с несколькими компрессорами. При нормальной работе установки пилотный клапан (1) поддерживается в открытом состоянии при помощи пилота (соленоида), приводимого в действие внешним регулятором, соединенным с реле температуры. В зимнее время, когда появляется необходимость использовать теплоту утилизации, пилот закрывается и, в свою очередь, закрывает клапан (1). Если величина давления конденсации превышает давление настройки пилота постоянного давления, клапан (1) откроется и горячий пар под давлением пойдет в конденсатор. Обратный клапан предотвращает миграцию хладагента из ресивера в рекуператор.

Бучин С.и Смагин С. в своей статье приводят пример американского опыта использования теплоты перегрева конденсаторов молокоохладителей на фермах. Вода, поступающая из водопровода, нагревается горячим газом и поступает в подогреватель, где ее температура увеличивается до требуемого

значения. Эксплуатация таких установок в течение года позволила в три раза снизить расход энергии на нагрев воды.

Следует отметить, что система утилизации тепла может быть установлена и на уже действующей холодильной машине. Таким образом, канадская служба по вопросам энергетической эффективности The Office of Energy Efficiency (ОЕЕ) опубликовала отчет о модернизации системы холодоснабжения кухни одного из крупных медицинских центров Канады. Линии нагнетания всех 10 компрессоров объединили в одну и установили на ней пластинчато-паяный теплообменник, в котором вода подогревалась с 10 °С до 30 °С и направлялась в газовый бойлер, где доводилась до необходимой температуры. Благодаря применению утилизации годовое потребление газа снизилось на 40%, срок окупаемости системы составил 2,3 года. [2]

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

2 ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ

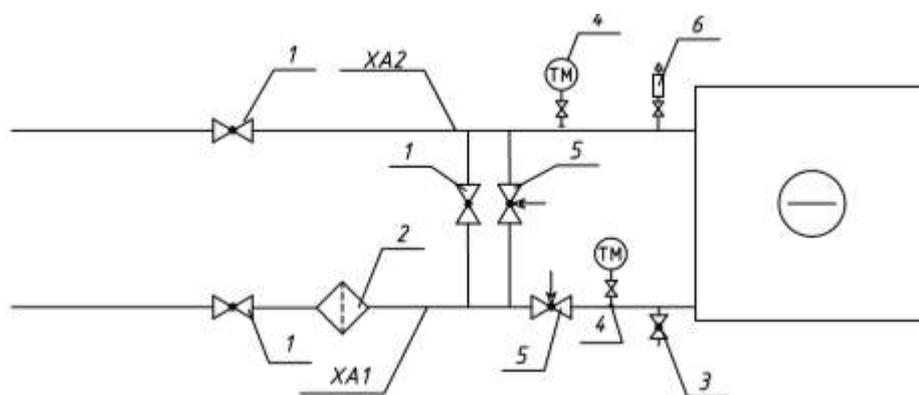
Объектом исследования является мясоперерабатывающее предприятие «Таврия», расположенное по Копейскому шоссе, 36 в г. Челябинске. Площадь застройки составляет 17964,69 м².

Система холодоснабжения на объекте спроектирована в виде четырех систем ХС1-ХС4 с промежуточным теплоносителем и системой фрикулинга. Генераторами холода являются холодильные машины фирмы «Остров», основанные на базе полугерметичных винтовых компрессоров фирмы «Bitzer» суммарной холодопроизводительностью 2,8МВт.

Хладагентом в контуре установок охлаждения является фреон R134А, который является безопасным для окружающей среды.

Холодогенерирующее оборудование систем расположено на специально отведенной площадке производственного корпуса на отметке +3,600.

Потребителями системы являются потолочные воздухоохладители фирмы «Kelvion» Goedhart. Типовой узел обвязки воздухоохладителя представлен на рисунке 2.1:



Спецификация оборудования

Поз	Обозначение	Наименование	Кол-во	Масса ед., кг	Примечание
1	BVR, Jipp-FF	Кран шаровой запорный	3		
2	FVF	Фильтр сетчатый	1		
3	Danfoss BVR-C	Шаровый сливной кран со штуцерами	1		
4	WKA	Термоманометр с шаровым краном	2		
5	Danfoss AB-QM	Комбинированный регулирующий клапан	2		
6	06588222	Автоматический вентиль для выпуска воздуха с шаровым краном, Ду15	1		

Рисунок 2.1 – Принципиальная схема обвязки воздухоохладителя

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР

Лист

16

Для обеспечения циркуляции теплоносителя на объекте установлены насосные станции CHZМЕК.

Теплоносителем в системе холодоснабжения выступает 50-ти процентный раствор пропиленгликоля.

В зимний и переходный периоды система переходит в режим фрикулинга, то есть холодильные агрегаты не работают, а теплоноситель охлаждается с помощью драйкулера, путем обдувания трубок холодным наружным воздухом.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

3 РАСЧЕТ ВОДОПОТРЕБЛЕНИЯ

3.1. Расчет расхода горячей воды на производственные нужды

3.1.1. Расход воды на санитарную обработку стен и полов

Площадь полов и стен сильнозагрязненных технологических помещений, подвергаемых ежесуточной мойке в производственном корпусе:

$$S = 19483,96 \text{ м}^2.$$

Площадь полов и стен слабозагрязненных технологических помещений, подвергаемых ежесуточной мойке в производственном корпусе:

$$S = 7479,69 \text{ м}^2.$$

Согласно указаниям [9] ВСТП-06.0.92 «Санитарные и ветеринарные требования к проектированию предприятий мясной промышленности» пункты 8.7 и 8.8, норма расхода воды принимается для мойки:

- слабозагрязненных полов и стеновых панелей – 3 л/м²;
- сильнозагрязненных полов и стеновых панелей – 6 л/м².

Таким образом, получаем:

- для слабозагрязненных помещений: $G_1 = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 19483,9 \text{ м}^2 = 58,5 \text{ м}^3/\text{сут}$;

- для сильнозагрязненных помещений: $G_2 = 6 \text{ л/м}^2 \cdot 7479,6 \text{ м}^2 = 44,9 \text{ м}^3/\text{сут}$.

Общий расход воды на санитарную обработку стен и полов получаем:

$$G_{\text{общ}} = 58,5 + 44,9 = 103,4 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Расход горячей воды принимаем 55% от общего расхода воды:

$$G_1^{\text{ГВС}} = 56,87 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

3.1.2. Расход воды на санитарную обработку холодильных камер для хранения мяса

Площадь полов и стен холодильных камер: $S = 5470,29 \text{ м}^2$

Общий расход воды на санитарную мойку этих камер составляет:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 5470,29 \text{ м}^2 = 16,4 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Учитывая поочередность освобождения холодильных камер замороженного мясного сырья для санитарной мойки (без остановки основного производства), и неопределенности во времени их санитарной мойки, определяется максимальный суточный расход воды по наиболее вместительной холодильной камере :

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 793,56 \text{ м}^2 = 2,38 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Расход горячей воды принимаем 55% от общего расхода воды: $G_2^{\text{ГВС}} = 1,27 \text{ м}^3/\text{сут.}$

Расчет расхода воды на санитарную мойку камер дефростации

Площадь полов и стен холодильных камер: $S = 2844,02 \text{ м}^2$;

Общий расход воды на санитарную мойку этих камер составляет:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 2844,02 \text{ м}^2 = 8,53 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Учитывая поочередность освобождения камер дефростации для санитарной мойки (без остановки основного производства), определяется максимальный суточный расход воды по наиболее вместительной камере:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 787,44 \text{ м}^2 = 2,36 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Расход горячей воды принимаем 55% от общего расхода воды: $G_3^{\text{ГВС}} = 1,298 \text{ м}^3/\text{сут.}$

3.1.3. Расчет расхода воды на санитарную мойку камер созревания и охлаждения после варочных котлов и камер сушки

Площадь полов и стен холодильных камер: $S = 936 \text{ м}^2$

Общий расход воды на санитарную мойку этих камер:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 936 \text{ м}^2 = 2,81 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Учитывая поочередность освобождения камер для санитарной мойки (без остановки основного производства), определяется максимальный суточный расход воды по наиболее вместительной камере:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 470,24 \text{ м}^2 = 1,4 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Расход горячей воды принимаем 55% от общего расхода воды: $G_4^{\text{ГВС}} = 0,77 \text{ м}^3/\text{сут.}$

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

3.1.4. Расчет расхода воды на санитарную мойку климатических камер и камер сушки

Площадь полов и стен холодильных камер: $S = 5866,15 \text{ м}^2$.

Общий расход воды на санитарную мойку этих камер:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 5866,15 \text{ м}^2 = 17,59 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Учитывая поочередность освобождения камер для санитарной мойки (без остановки основного производства), определяется максимальный суточный расход воды по наиболее вместительной камере:

$$G = 3 \text{ л/м}^2 \cdot 516,6 \text{ м}^2 = 1,5 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Расход горячей воды принимаем 55% от общего расхода воды: $G_5^{\text{ГВС}} = 0,8 \text{ м}^3/\text{сут.}$

3.1.5. Расчет расхода воды на мойку технологического оборудования, стен и потолков

Итоговый расход горячей воды на мойку технологического оборудования, стен и потолков находим путем суммирования полученных расходов горячей воды:

$$G = G_1^{\text{ГВС}} + G_2^{\text{ГВС}} + G_3^{\text{ГВС}} + G_4^{\text{ГВС}} + G_5^{\text{ГВС}}$$

$$G = 56,87 + 1,27 + 1,298 + 0,77 + 0,8 = 61,01 \text{ м}^3/\text{сут.}$$

3.2. Определение расчетных расходов холодной, горячей воды на хозяйственно питьевые нужды и бытовых стоков

Расчетные расходы воды в системе, горячего водоснабжения определяются в соответствии с [10] СП 30.13330.2012 «Внутренний водопровод и канализация зданий».

В здании мясоперерабатывающего предприятия расход горячей воды на хозяйственно-питьевые нужды рассчитан для следующих потребителей:

1. Административные работники, работающие в здании АБК – 136 человек, администрация работает в одну смену, продолжительность смены 8 часов.

2. Рабочие в цеху предприятия (производственные служащие) – 382 человека в сутки.

3. Душевые – 30 душевых сеток.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

4. Столовая – на 104 посадочных мест.

Количество блюд реализуемых в обеденном зале определяется по формуле:

$$U = 2,2 \cdot n \cdot m, \text{блюд /час} \quad (3.1)$$

где, n – количество посадочных мест;

m – количество посадок, принимаемое для столовой – 3;

$$U = 2,2 \cdot 104 \cdot 3 = 686 \text{ принимаем } 685 \text{ блюд/час}$$

Количество условных блюд в сутки принимается технологической частью 4000 блюд /сут. (принято технологической частью проекта).

3.2.1. Определение суточного расхода горячей воды

Суточный расход воды определяем по формуле:

$$q_{\text{сут}} = \frac{q_{u,m}^h \cdot U}{1000}, \text{ м}^3/\text{сут} \quad (3.2)$$

где, $q_{u,m}^h$ –расход горячей воды в средние сутки, определяемый по [10], СП 30.13330.2012;

U - количество водопотребителей.

$$q_{\text{сут}} = \frac{11 \cdot 382 + 6 \cdot 136 + 3,4 \cdot 4000 + 270 \cdot 30}{1000} = 26,72 \text{ м}^3/\text{сут}$$

3.2.2. Определение секундного расхода горячей воды

Максимальный секунднй расход воды определяем по формуле:

$$q = 5 \cdot q_{0 \text{ гор}} \cdot \alpha, \text{ л/с} \quad (3.3)$$

где, $q_{0 \text{ гор}}$ - секунднй расход горячей воды различными санитарно-техническими приборами, обслуживающими разных потребителей, определяемый по формуле (1.5), л/с.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$\alpha_{гор}$ - коэффициент, определяемый согласно табл. 2 приложения 4 СП 30.13330.2012 в зависимости от числа санитарно-технических приборов N и вероятности их действия P. Для определения коэффициента α находим вероятность действия санитарно технических приборов по формуле:

$$NP = \frac{\sum q_{hr,u}^h \cdot U}{\sum q_0^h \cdot 3600} \quad (3.4)$$

где, $q_{hr,u}^h$ - расход горячей воды в час наибольшего водопотребления, определяемый по СП 30.13330.2012, л/ч;

q_0^h - секундный расход горячей воды прибором, определяемый по СП 30.13330.2012, л/с.

$$NP = \frac{4,4 \cdot 382}{0,1 \cdot 3600} + \frac{2 \cdot 136}{0,1 \cdot 3600} + \frac{4 \cdot 685}{0,1 \cdot 3600} = 4,669 + 0,756 + 3,806 = 9,231.$$

По СП 30.13330.2012 при $NP = 9,231$, коэффициент $\alpha=3,897$.

Секундный расход воды различными санитарно-техническими приборами, обслуживающими разных потребителей определяем по формуле:

$$q_0 = \frac{\sum NP \cdot q_0^h}{\sum NP} \quad (3.5)$$

$$q_0 = \frac{4,669 \cdot 0,1 + 0,756 \cdot 0,13 + 3,806 \cdot 0,2}{9,231} = 0,141$$

Максимальный секундный расход воды определяем по формуле (1.3):

$$q_{гор} = 5 \cdot 0,141 \cdot 3,897 = 2,75 \text{ л/с.}$$

Максимальный секундный расход воды на душевые сетки:

$$q_{гор.сетки} = 30 \cdot 0,14 = 4,2 \text{ л/с.}$$

3.2.3. Определение секундного расхода горячей воды

Максимальный часовой расход воды определяется по формуле:

$$q = 0,005 \cdot q_{0,hr} \cdot \alpha_{hr}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.6)$$

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

где, $q_{0,hr}$ - часовой расход воды различными санитарно-техническими приборами, обслуживающими разных потребителей, определяемый по формуле (1.8), л/ч;

α_{hr} - коэффициент, определяемый согласно СП 30.13330.2012 в зависимости от числа санитарно-технических приборов N и вероятности их действия P .

Для определения коэффициента α_{hr} находим вероятность действия санитарно-технических приборов по формуле:

$$NP_{hr} = \frac{3600 \cdot NP \cdot q_0^h}{\sum q_{0,hr}^h} \quad (3.7)$$

где q_0^h - секундный расход воды прибором, определяемый по СП 30.13330.2012, л/с;

$q_{0,hr}^h$ - часовой расход воды прибором, определяемый по СП 30.13330.2012, л/ч.

$$NP = \frac{3600 \cdot 4,669 \cdot 0,1}{40} + \frac{3600 \cdot 0,756 \cdot 0,1}{60} + \frac{3600 \cdot 3,806 \cdot 0,2}{200} = 42,021 + 4,536 + 13,702 = 60,259.$$

По СП 30.13330.2012 при $NP = 60,259$, коэффициент $\alpha = 16,75$.

Часовой расход воды различными санитарно-техническими приборами, обслуживающими разных потребителей определяем по формуле:

$$q_{0,hr} = \frac{\sum NP_{hr} \cdot q_{0,hr}^h}{\sum NP_{hr}} \quad (3.8)$$

$$q_{0,hr} = \frac{42,021 \cdot 40 + 4,536 \cdot 60 + 13,702 \cdot 200}{60,259} = 77,887$$

Максимальный часовой расход воды определяем по формуле (1.6):

$$q_{гор} = 0,005 \cdot 77,887 \cdot 16,75 = 6,52 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Часовой расход воды на душевые сетки:

$$q_{гор.сетки} = 30 \cdot 0,27 = 8,1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По результатам расчетов расходов горячей воды на различные нужды предприятия, проведенных в данном пункте, предварительно появляется представление о дальнейшем способе использования утилизированной теплоты. Также можно сказать, что использование бросовой теплоты, полученной от холодильных машин на нагрев воды для производственных целей невозможно, в связи с большим объемом потребляемой воды и непостоянством водоразбора.

4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Выполняем тепловой расчет холодильной машины по [11].

В установленных на объекте холодильных машинах используется фреон R134A. Параметры хладагента находим с помощью приложения от производителя компрессоров «Bitzer REF RULER» и [12].

Рабочий режим холодильной установки характеризуется следующими параметрами:

- температурой кипения хладагента t_0 ;
- температурой конденсации паров хладагента t_k ;
- температурой переохлаждения жидкого хладагента в воздушном конденсаторе $t_{пер}$;
- температурой перегрева газообразного хладагента $t_{вс}$.

Расчетные параметры воздуха для города: Челябинск

$t_{з.л.}$ - (температура воздуха летняя) $t_{з.л.} = +25,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Расчет производим для каждой холодильной машины, для того, чтобы проверить корректность подбора действующих холодильных агрегатов, а также для нахождения параметров хладагента во всех точках работы агрегата и дальнейшего расчета количества потенциально возможной утилизированной теплоты от системы холодоснабжения.

4.1. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС1

Температуру кипения t_0 принимаем: $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$;

Температура перегретого газообразного хладагента : $t_{в.с.} = 0^{\circ}\text{C}$;

Температуру конденсации паров хладагента: $t_k = 45^{\circ}\text{C}$;

Температура переохлажденного жидкого хладагента: $t_{пер} = 38^{\circ}\text{C}$.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Давление хладагента определяем с помощью приложения «Bitzer REF RULER»:

Давление хладагента при всасывании в компрессор: $p_0 = 0,24$ МПа;

Давление хладагента при нагнетании компрессором: $p_k = 1,16$ МПа;

По температурам в разных узловых точках и давлению фреона выполняем построение холодильного цикла в диаграмме $lgr - i$, нумерацию узловых точек расставляем соответственно с рисунком 1:

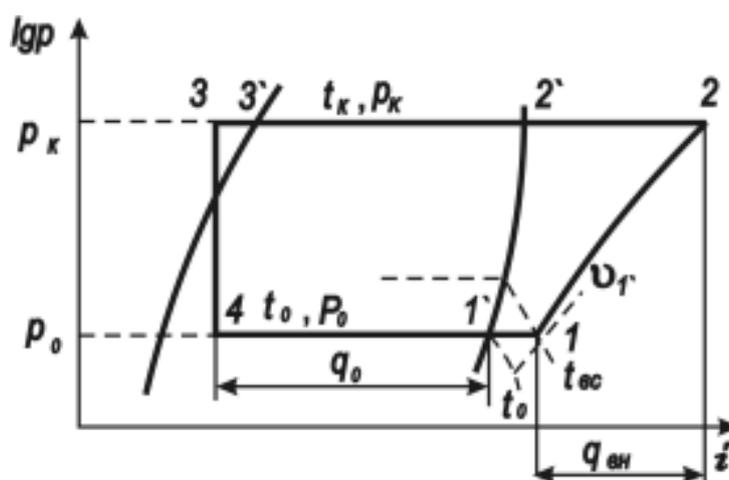


Рисунок 4.1. Цикл одноступенчатой паровой холодильной машины в диаграмме $lgr - i$.

Построенный цикл холодильной машины системы ХС1 представлен в приложении А.

Результаты определения параметров холодильного агента фиксируем в таблице:

Таблица 4.1 – Параметры фреона системы ХС1 в узловых точках

Номер точки	Параметры					
	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$s, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	состояние агента
1'	-5	1,16		393	1,725	сух.насыщ.пар
1	3	1,16	0,089	402	1,755	сух.перегрет.пар
2	62	0,24		440	1,755	перегретый.пар
2'	45	0,24		421	1,71	сух.насыщ.пар
3'	45	0,24		264	1,21	насыщенная.жид
3	38	0,24		253	1,17	пер. жидкость
4	-5	1,16		253	1,2	влаж.насыщ.пар

Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины:

							Лист
							25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР		

Найдем удельную массовую холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг}$$

$$q_0 = 402 - 253 = 149 \text{ кДж/кг}$$

Найдем удельный объем холодопроизводительности:

$$q_y = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3$$

$$q_y = \frac{149}{0,089} = 1674 \text{ кДж/м}^3$$

Найдем удельную теоретическую работу сжатия:

$$q_{\text{вн}} = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{вн}} = 440 - 402 = 38 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теплоту, которую получает 1 кг холодильного агента в конденсаторе:

$$q_k = i_2 - i_3', \text{ кДж/кг}$$

$$q_k = 440 - 264 = 176 \text{ кДж/кг}$$

Теплота что получает 1 кг холодильного агента в переохладителе:

$$q_{\text{по}} = i_3' - i_3, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{по}} = 264 - 253 = 11 \text{ кДж/кг}$$

Теплота, которую получает 1 кг холодильного агента в конденсаторе и переохладителе:

$$q_{\text{к+по}} = q_k + q_{\text{по}}, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{к+по}} = 176 + 11 = 187 \text{ кДж/кг}$$

Найдем тепловой баланс холодильной машины:

$$q = q_0 + q_{\text{вн}}, \text{ кДж/кг}$$

$$q = 149 + 38 = 187 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_{\text{вн}}}$$

$$\varepsilon = \frac{149}{38} = 3,92$$

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Найдем холодильный коэффициент холодильной машины, что работает на обратном цикле Карно при тех же температурах кипения и конденсации:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0}{(T_k + T_0)}$$
$$\varepsilon_k = \frac{(273-5)}{(273+45)+(273-5)} = 5,36$$

Найдем массовый расход рабочего вещества в машине:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}$$
$$G_a = \frac{735}{149} = 4,93 \text{ кг/с}$$

Найдем изоэнтروпную мощность:

$$N_s = G_a \cdot q_{вн}, \text{ кВт}$$
$$N_s = 4,93 \cdot 38 = 187,45 \text{ кВт}$$

Рассчитаем действительную объемную производительность компрессора:

$$V_d = G_a \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с}$$
$$V_d = 4,93 \cdot 0,089 = 0,439 \text{ м}^3/\text{с} = 1580,5 \text{ м}^3/\text{ч}$$

На объекте в системе ХС1 используется установка охлаждения жидкости на базе трех винтовых полугерметичных компрессоров HSK8591-140-40P фирмы «Bitzer».

Сравним расчетную объемную производительность с фактической, которую находим с помощью программы подбора компрессоров на сайте производителя.

Из программы подбора видим, что фактическая объемная производительность равна $V_{\text{факт.}} = 535 \text{ м}^3/\text{ч}$, соответственно для трех компрессоров она будет составлять:

$$V_{\text{факт } 3} = 535 \cdot 3 = 1605 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$V_d = 1580,5 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Следовательно, расчет объемной производительности выполнен верно.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

4.2. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС2

Температуру кипения t_0 принимаем: $t_0 = -13^\circ\text{C}$;

Температура перегретого газообразного хладагента : $t_{в.с.} = -6^\circ\text{C}$;

Температуру конденсации паров хладагента: $t_k = 45^\circ\text{C}$;

Температура переохлажденного жидкого хладагента: $t_{пер} = 38^\circ\text{C}$.

Давление хладагента определяем с помощью приложения «Bitzer REF RULER»:

Давление хладагента при всасывании в компрессор: $p_0 = 0,18$ МПа;

Давление хладагента при нагнетании компрессором: $p_k = 1,16$ МПа;

Построенный цикл холодильной машины системы ХС2 представлен в приложении Б.

Результаты определения параметров холодильного агента фиксируем в таблице:

Таблица 4.2 – Параметры фреона системы ХС2 в узловых точках

Номер точки	Параметры					
	t, °C	p, МПа	v, м ³ /кг	i, кДж/кг	s, кДж/кг · К	состояние агента
1'	-13	1,16		389	1,725	сух.насыщ.пар
1	-5	1,16	0,12	396	1,76	сух.перегрет.пар
2	63	0,18		441	1,76	перегретый.пар
2'	45	0,18		421	1,71	сух.насыщ.пар
3'	45	0,18		264	1,21	насыщенная.жид
3	38	0,18		252,3	1,17	пер. жидкость
4	-13	1,16		252,3	1,21	влаж.насыщ.пар

Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины:

Найдем удельную массовую холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг}$$

$$q_0 = 396 - 252,3 = 143,7 \text{ кДж/кг}$$

Найдем удельный объем холодопроизводительности:

$$q_y = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3$$

$$q_y = \frac{143,7}{0,12} = 1197,5 \text{ кДж/м}^3$$

Найдем удельную теоретическую работу сжатия:

$$q_{\text{вн}} = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{вн}} = 441 - 396 = 45 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теплоту, которую получает 1 кг холодильного агента в конденсаторе:

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3', \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{к}} = 441 - 264 = 177 \text{ кДж/кг}$$

Теплота что получает 1 кг холодильного агента в переохладителе:

$$q_{\text{по}} = i_3' - i_3, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{по}} = 264 - 252,3 = 11,7 \text{ кДж/кг}$$

Теплота, которую получает 1 кг холодильного агента в конденсаторе и переохладителе:

$$q_{\text{к+по}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}}, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{к+по}} = 177 + 11,7 = 188,7 \text{ кДж/кг}$$

Найдем тепловой баланс холодильной машины:

$$q = q_0 + q_{\text{вн}}, \text{ кДж/кг}$$

$$q = 143,7 + 45 = 188,7 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_{\text{вн}}}$$

$$\varepsilon = \frac{143,7}{45} = 3,2$$

Найдем холодильный коэффициент холодильной машины, что работает на обратном цикле Карно при тех же температурах кипения и конденсации:

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{T_0}{(T_{\text{к}} + T_0)}$$

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{(273-13)}{(273+45)+(273-13)} = 4,48$$

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Найдем массовый расход рабочего вещества в машине:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}$$

$$G_a = \frac{742}{143,7} = 5,16, \text{ кг/с}$$

Найдем изоэнтروпную мощность:

$$N_s = G_a \cdot q_{\text{вн}}, \text{ кВт}$$

$$N_s = 5,16 \cdot 45 = 232,36, \text{ кВт}$$

Рассчитаем действительную объемную производительность компрессора:

$$V_d = G_a \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_d = 5,16 \cdot 0,116 = 0,598 \text{ м}^3/\text{с} = 2153 \text{ м}^3/\text{ч}$$

На объекте в системе ХС2 используется установка охлаждения жидкости на базе четырех винтовых полугерметичных компрессоров HSK8591-140-40P фирмы «Bitzer».

Сравним расчетную объемную производительность с фактической, которую находим с помощью программы подбора компрессоров на сайте производителя.

Из программы подбора видим, что фактическая объемная производительность равна $V_{\text{факт.}} = 535 \text{ м}^3/\text{ч}$, соответственно для четырех компрессоров она будет составлять:

$$V_{\text{факт } 3} = 535 \cdot 4 = 2140 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$V_d = 2152 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Следовательно, расчет объемной производительности выполнен верно.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

4.3. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХСЗ

Температуру кипения t_0 принимаем: $t_0 = -9^{\circ} \text{C}$;

Температура перегретого газообразного хладагента : $t_{в.с.} = -4^{\circ} \text{C}$;

Температуру конденсации паров хладагента: $t_k = 45^{\circ} \text{C}$;

Температура переохлажденного жидкого хладагента: $t_{пер} = 38^{\circ} \text{C}$.

Давление хладагента определяем с помощью приложения «Bitzer REF RULER»:

Давление хладагента при всасывании в компрессор: $p_0 = 0,21 \text{ МПа}$;

Давление хладагента при нагнетании компрессором: $p_k = 1,16 \text{ МПа}$;

Построенный цикл холодильной машины системы ХСЗ представлен в приложении В.

Результаты определения параметров холодильного агента фиксируем в таблице:

Таблица 4.3 – Параметры фреона системы ХСЗ в узловых точках

Номер точки	Параметры					
	t, °C	p, МПа	v, м ³ /кг	i, кДж/кг	s, кДж/кг · К	состояние агента
1'	-9	1,16		391,9	1,725	сух.насыщ.пар
1	-4	1,16	0,098	398	1,755	сух.перегрет.пар
2	61	0,21		439	1,755	перегретый.пар
2'	45	0,21		421	1,71	сух.насыщ.пар
3'	45	0,21		264,2	1,21	насыщенная.жид
3	38	0,21		252,3	1,117	пер. жидкость
4	-9	1,16		252,3	1,2	влаж.насыщ.пар

Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины:

Найдем удельную массовую холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг}$$

$$q_0 = 398 - 252,3 = 145,7 \text{ кДж/кг}$$

Найдем удельный объем холодопроизводительности:

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$q_y = \frac{q_0}{v_1}, \text{ кДж/м}^3$$

$$q_y = \frac{145,7}{0,098} = 1486 \text{ кДж/м}^3$$

Найдем удельную теоретическую работу сжатия:

$$q_{\text{вн}} = i_2 - i_1, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{вн}} = 439 - 398 = 41 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теплоту, которую получает 1 кг холодильного агента в конденсаторе:

$$q_k = i_2 - i_3', \text{ кДж/кг}$$

$$q_k = 439 - 264,2 = 174,8 \text{ кДж/кг}$$

Теплота что получает 1 кг холодильного агента в переохладителе:

$$q_{\text{по}} = i_3' - i_3, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{по}} = 264,2 - 252,3 = 11,9 \text{ кДж/кг}$$

Теплота, которую получает 1 кг холодильного агента в конденсаторе и переохладителе:

$$q_{\text{к+по}} = q_k + q_{\text{по}}, \text{ кДж/кг}$$

$$q_{\text{к+по}} = 174,8 + 11,9 = 186,7 \text{ кДж/кг}$$

Найдем тепловой баланс холодильной машины:

$$q = q_0 + q_{\text{вн}}, \text{ кДж/кг}$$

$$q = 145,7 + 41 = 186,7 \text{ кДж/кг}$$

Найдем теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_{\text{вн}}}$$

$$\varepsilon = \frac{145,7}{41} = 3,94$$

Найдем холодильный коэффициент холодильной машины, что работает на обратном цикле Карно при тех же температурах кипения и конденсации:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0}{(T_k + T_0)}$$

$$\varepsilon_k = \frac{(273-9)}{(273+45)+(273-9)} = 4,89$$

Найдем массовый расход рабочего вещества в машине:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}$$

$$G_a = \frac{654}{145,7} = 4,49 \text{ кг/с}$$

Найдем изоэнтروпную мощность:

$$N_s = G_a \cdot q_{вн}, \text{ кВт}$$

$$N_s = 4,49 \cdot 41 = 184 \text{ кВт}$$

Рассчитаем действительную объемную производительность компрессора:

$$V_d = G_a \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_d = 4,49 \cdot 0,098 = 0,44 \text{ м}^3/\text{с} = 1584 \text{ м}^3/\text{ч}$$

На объекте в системе ХС3 используется установка охлаждения жидкости на базе четырех винтовых полугерметичных компрессоров HSK8591-140-40P фирмы «Bitzer».

Сравним расчетную объемную производительность с фактической, которую находим с помощью программы подбора компрессоров на сайте производителя.

Из программы подбора видим, что фактическая объемная производительность равна $V_{\text{факт.}} = 535 \text{ м}^3/\text{ч}$, соответственно для трех компрессоров она будет составлять:

$$V_{\text{факт } 3} = 535 \cdot 3 = 1605 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$V_d = 1584 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Следовательно, расчет объемной производительности выполнен верно.

4.4. Определение рабочего режима холодильной машины системы ХС4

Параметры системы ХС4 соответствуют параметрам системы ХС3, соответственно теплотехнический расчет будет идентичен:

$$V_{\text{факт } 3} = 535 \cdot 3 = 1605 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$V_d = 1584 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Технические данные всех установленных на объекте холодильных машин соответствуют параметрам, найденным расчетным способом.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

5 РАСЧЕТ ТЕПЛОТЫ УТИЛИЗАЦИИ

Существует 2 способа утилизации теплоты от холодильной машины:

- Утилизация теплоты перегрева хладагента (отрезок 2-2' на схеме процесса);

- Утилизация теплоты конденсации (отрезок 2-3 на схеме процесса);

Утилизация полной теплоты конденсации позволяет использовать 100% бросовой теплоты на нужды потребителей, однако такой способ утилизации распространен крайне слабо на территории Российской Федерации, в силу сложности регулирования и отсутствия опыта проектирования подобных систем.

Поэтому принимаем рассматриваемый способ утилизации теплоты от системы холодоснабжения - использование теплоты перегретого пара хладагента.

Посчитаем теплоту перегрева по формуле:

$$Q = G \cdot (i_2 - i_2'), \text{ кВт}$$

где G - массовый расход рабочего вещества, кг/с;

i_2 - энтальпия газа в точке выхода из компрессора, кДж/кг;

i_2' - энтальпия газа в точке начала процесса конденсации, кДж/кг.

Для системы ХС1:

$$Q_{\text{ХС1}} = 4,93 \cdot (440 - 421) = 93 \text{ кВт}$$

Для системы ХС2:

$$Q_{\text{ХС2}} = 5,16 \cdot (438 - 419) = 103 \text{ кВт}$$

Для системы ХС3:

$$Q_{\text{ХС3}} = 4,49 \cdot (437,4 - 420) = 81 \text{ кВт}$$

Для системы ХС4:

$$Q_{\text{ХС4}} = 4,49 \cdot (437,4 - 420) = 81 \text{ кВт}$$

Суммарное количество теплоты, которое можно утилизировать получаем:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{ХС1}} + Q_{\text{ХС2}} + Q_{\text{ХС3}} + Q_{\text{ХС4}}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{общ}} = 93 + 103 + 81 + 81 = 358 \text{ кВт}$$

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Имеющийся потенциал теплоты, утилизированной от систем холодоснабжения ХС1-ХС4 можно использовать на следующие нужды:

- Подготовки горячей воды на душевые сетки; Вариант 1.
- Преднагрев горячей воды на хозяйственно-питьевые нужды и душевые сетки; Вариант 2.
- Нагрев теплоносителя в системе оттайки воздухоохладителей; Вариант 3.

Количество теплоты, необходимое для подготовки горячей воды рассчитываем по формуле:

$$Q = G_{\text{hg гор}} \cdot \rho \cdot (t^{\text{h}} - t^{\text{c}}) \quad (5.1)$$

где, $G_{\text{hg гор}}$ - часовой расход горячей воды, м³/ч;

$(t^{\text{h}} - t^{\text{c}})$ - разность температур горячей и холодной воды, °С.

Количество теплоты, необходимое для подготовки горячей воды на душевые сетки, рассчитываем по формуле (4.1):

$$Q_1 = 8,1 \cdot 1000 \cdot (40 - 10) = 358600 \text{ ккал/ч} = 330 \text{ кВт}$$

Количество теплоты, необходимое для преднагрева горячей воды на хозяйственно-питьевые нужды и душевые сетки рассчитаем по формуле (5.1):

$$Q_2 = 14,62 \cdot 1000 \cdot (25 - 10) = 292400 \text{ ккал/ч} = 340 \text{ кВт}$$

Количество теплоты, необходимое для нагрева теплоносителя в системе оттайки воздухоохладителей принимаем согласно проекту теплового пункта МСЭ-430-03-17-ОВ5:

$$Q_3 = 190 \text{ кВт}$$

По результатам расчета принимаем три варианта утилизации тепловой энергии от системы холодоснабжения:

Вариант 1 – нагрев холодной воды до температуры 40°С, для использования персоналом душевых после смены.

Вариант 2 – преднагрев холодной воды до температуры 25°С, для использования горячей воды на хозяйственно-питьевые нужды.

Вариант 3 – нагрев теплоносителя в системе оттайки воздухоохладителей системы ХС2.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

6 ПОДБОР ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Передача теплоты газообразного хладагента воде осуществляется с помощью рекуператора с промежуточным теплоносителем. Промежуточным теплоносителем выступает 50-ти процентный раствор пропиленгликоля. Для передачи теплоты промежуточному контуру на линию нагнетания каждой холодильной машины устанавливаются пластинчато-паяные теплообменники.

По сравнению с разборными пластинчатыми теплообменниками они имеют ряд преимуществ:

- при отсутствии необходимости в уплотнительных прокладках или вспомогательном оборудовании около 95% материала используется для теплопередачи.

- высокотурбулизированные потоки позволяют эффективно использовать небольшие перепады температур. Прочная конструкция без уплотнительных прокладок исключает риск протечек. Это дает стабильные термические и гидравлические характеристики с минимальным техническим обслуживанием и эксплуатационным простоем.

Подбор оборудования производим в программе «Danfoss Nexact 5». Температуру на выходе из теплообменника принимаем на 2 градуса ниже, чем температура конденсации, с целью избежания образования конденсата внутри теплообменника. Таким образом количество теплоты, утилизируемой предконденсатором будет несколько меньше, чем рассчитано по формуле 4.1.

В пункте 4 пояснительной записки рассчитана теплота, которую можно утилизировать при максимальной загрузке системы холодоснабжения. При максимальной загрузке система практически не работает, так как воздухоохладители периодически уходят на оттайку. Поэтому в качестве расчетного количества утилизированной теплоты принимаем 75% от максимальной для каждой холодильной машины.

Таким образом, при подборе теплообменника принимаем расход хладагента на 25% меньше, чем расчетный. Запас поверхности загрязнения принимаем 15%, направление потока – противоток, максимальные потери давления принимаем 50кПа, согласно руководству по подбору пластинчатых теплообменников от компании «Danfoss» [13]

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Для системы ХС2 подбираем теплообменник ВЗ-095-80-L.

Тип Т0ка		ВЗ-095-80-L	Единицы измерения 1 (Параллельно)	
Расчетные параметры				
Напряжение питания	Количество		Сторона 1	Сторона 2
Входная температура	°C		65,00	25,00
Выходная температура	°C		47,00	55,00
Массовый расход	kg/h		4,333	0,752
Объемный расход	l/h		4770,730	43,604
Макс. давление	MPa		0,400	0,400
Абс. Давление на входе - Выход	bar		-	-
Качественное напряжение	Pa		37,48	0,83
Технические данные				
Нагрузка	kW		32,00	
Объем площади	m ²		7,40	
ИТД	K		13,54	
ИТС(Available / Service / Required)	Min ² /K		1147/1180/1	
Тепловой поток	kW/m ²		11,368	
Среднее давление	MPa		0,18	0,19
Потери давления в каналах	MPa		10,45	0,42
Потери давления в портах	MPa		26,75	0,05
Диаметр порта	mm		54,0	54,0
Скорость в портах	m/s		36,90	0,19
Скорость в каналах	m/s		6,14	0,24
Коэффициент теплоотдачи	W/m ² /K		2693,0	2033,7

Рисунок 6.2 – Результаты подбора теплообменника ВЗ-095-80-L.

Для ХС3 и ХС4 по программе подбора:

Тип Т0ка		ВЗ-095-64-L	Единицы измерения 1 (Параллельно)	
Расчетные параметры				
Напряжение питания	Количество		Сторона 1	Сторона 2
Входная температура	°C		61,00	25,00
Выходная температура	°C		47,00	55,00
Массовый расход	kg/h		3,333	1,396
Объемный расход	l/h		4211,917	31,571
Макс. давление	MPa		0,400	0,400
Абс. Давление на входе - Выход	bar		-	-
Качественное напряжение	Pa		46,46	1,02
Технические данные				
Нагрузка	kW		32,01	
Объем площади	m ²		8,80	
ИТД	K		13,61	
ИТС(Available / Service / Required)	Min ² /K		1123/1123/013	
Тепловой поток	kW/m ²		11,637	
Среднее давление	MPa		0,166	0,16
Потери давления в каналах	MPa		13,39	0,45
Потери давления в портах	MPa		24,07	0,04
Диаметр порта	mm		51,0	51,0
Скорость в портах	m/s		32,15	0,15
Скорость в каналах	m/s		6,73	0,05
Коэффициент теплоотдачи	W/m ² /K		2446,0	2004,4

Рисунок 6.3 – Результаты подбора теплообменника ВЗ-095-64-L.

Для контура пропиленгликоль - вода подбираем пластинчатый разборный теплообменник по программе подбора «Ридан online». Температуру воды для

душевых сеток принимаем $t_k = 40^\circ\text{C}$. Результаты подбора показаны на рисунке 6.4.

Описание решения			
Тепловая мощность	286,7176		кВт
Расчетная температура	100		$^\circ\text{C}$
Расчетное давление	10		атм.
Запас пов-ти на загр.	18,3		%
Фактор загрязнённости	38,73		м2к/МВт
Кэффициент теплопередачи (треб./расч.)	3959 / 4685		ккал/(м2 ч С)
	Гор.	Хол.	
Тип среды	Проп. Глик. 50%	Вода	
Расход	2,60	2,25	кг/с
Температура	55,0 -> 25,0	40,5 <- 10,0	$^\circ\text{C}$
Потери давления / в портах	42,58 / 0,39	29,61 / 0,30	кПа
Скорость в портах / каналах	0,77 / 0,91	0,88 / 0,79	м/с
Масса пустого	215		кг
Материал и толщина пластин	AISI304 0,4 мм		
Материал прокладок	EPDM		
Соединения	Фланцы (Черные) Ду 65;		Фланцы (Черные) Ду 65;
Втулки	---		---
Максимальное кол-во пластин	35		

Рисунок 6.4 – Результаты подбора теплообменника НН-19-10/1-21-ТМТЛ90.

По программе подбора принимаем к установке теплообменник НН-19-10/1-21-ТМТЛ90 (Ду 65 мм).

6.2. Вариант 2. Утилизация теплоты на преднагрев горячей воды.

Предусмотрим преднагрев холодной воды на хозяйственно-бытовые нужды с $t_n = 10^\circ\text{C}$ до температуры $t_k = 25^\circ\text{C}$.

Для контура газ – пропиленгликоль, аналогично предыдущему пункту, подбираем паяно-пластинчатые теплообменники по программе «Danfoss Нехаст 5». Температуры газообразного хладагента на входе и выходе из теплообменника принимаем такие же, как для варианта утилизации №1.

По результатам подбора устанавливаем теплообменники ВЗ-095-64-Л на каждую холодильную машину. Суммарный расход пропиленгликоля по данным подбора – 2,34 кг/с.

Утилизированная теплота от холодильных машин для данного варианта составила $Q = 255$ кВт.

Для контура пропиленгликоль - вода подбираем пластинчатый разборный теплообменник по программе подбора «Ридан online». Результаты подбора показаны на рисунке 5.5.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Описание решения

Тепловая мощность	258,0458	кВт	
Расчетная температура	100	°C	
Расчетное давление	10	атм.	
Запас пов-ти на загр.	21,1	%	
Фактор загрязнённости	55,79	м2/МВт	
Коэффициент теплопередачи (треб./расч.)	3000 / 3711	ккал/(м2·ч·C)	
	Гор.	Хол.	
Тип среды	Проп. Глим. 50%	Вода	
Расход	2,34	4,06	м³/с
Температура	55,0 → 25,0	25,2 ← 10,0	°C
Потери давления / в портах	23,16 / 0,32	42,03 / 0,97	кПа
Скорость в портах / каналах	0,89 / 0,08	1,23 / 1,19	м/с
Масса пустого	215	кг	
Материал и толщина пластин	A151304 0.4 мм		
Материал прокладок	FRDM		
Соединения	Фланцы (горные) Ду 65;	Фланцы (горные) Ду 65;	
Втулки	---	---	
Максимальное кол. во пластин	35		

Рисунок 6.5 - Результаты подбора теплообменника НН-19-10/1-17-ТКТЛ44.

6.3. Вариант 3. Утилизация теплоты на нагрев теплоносителя системы оттайки воздухоохладителей.

При данном использовании теплоты перегрева хладагента устанавливаем паяно-пластинчатые теплообменники. Температуру подающего и обратного теплоносителя системы оттайки воздухоохладителей принимаем $t_{пр}=35^{\circ}\text{C}$ и $t_{обр.}=25^{\circ}\text{C}$ согласно проекту теплового пункта МСЭ-430-03-17-ОВ5.

По программе «Danfoss Nexact 5» подбираем паяно-пластинчатые теплообменники на каждую холодильную машину.

Для системы ХС1 подбираем теплообменник В3-095В-54-Л.



Рисунок 6.6 - теплообменник В3-095В-54-Л.

Тип ТЭКа: (Винтовой теплообменник ВТЭ)

Направление потока: Параллельно

Противоток

Сторона 1: Сторона 2

Тип фреона: R134a

Видео состояние: Газ

Абс. давление: 15.00 MPa

Температура насыщения: 45.00 °C

Качество пара: 50.00 %

Нагрузка: 50.00 kW

Запас по надежности: 15.0 %

Фактор запаса прочности: 1.25

Величина потерь: 52.00 °C

Величина потерь: 47.00 °C

Плотность: Массовый

Масса: 1.075 kg/s

Масса: 1.074 kg/s

Масса потерь давления: 50.00 MPa

Контроль: Автоматический

Тип ТЭКа	В3-095В-54-Л	Единица измерения 1 (Параллельно)	
Расчетные параметры	Количество	Сторона 1	Сторона 2
Направление потока		Противоток	
Входная температура	°C	52,00	25,00
Выходная температура	°C	47,00	15,00
Массовый расход	kg/s	1,075	1,074
Объемный расход	L/min	322,141	30,571
Макс. потеря давления	MPa	50,00	50,00
Абс. давление насыщения - Паралл.	bar	-	-
Касательное напряжение	Pa	80,51	1,15
Технические данные	Количество	Сторона 1	Сторона 2
Нагрузка	kW	50,00	
Объем площади	m ²	5,20	
МТЭ	K	22,07	
ИТЭ(Available / Service / Required)	W/m ² K	64(54)/41,7	
Тепловой поток	kW/m ²	5,475	
Общие потери давления	MPa	48,72	1,03
Потери давления в каналах	MPa	34,15	1,78
Потери давления в портах	MPa	14,57	0,24
Диаметр порта	mm	54,0	54,0
Скорость в портах	m/s	21,88	0,59
Скорость в каналах	m/s	5,04	0,11
Коэффициент теплоотдачи	W/m ² K	116,2	195,5

Рисунок 6.7 – Результаты подбора теплообменника В3-095В-54-Л

Для системы ХС2 подбираем теплообменник В3-095В-58-Л.

Тип ТЭКа: (Винтовой теплообменник ВТЭ)

Направление потока: Параллельно

Противоток

Сторона 1: Сторона 2

Тип фреона: R134a

Видео состояние: Газ

Абс. давление: 15.00 MPa

Температура насыщения: 45.00 °C

Качество пара: 50.00 %

Нагрузка: 80.00 kW

Запас по надежности: 15.0 %

Фактор запаса прочности: 1.25

Величина потерь: 52.00 °C

Величина потерь: 47.00 °C

Плотность: Массовый

Масса: 1.121 kg/s

Масса: 1.122 kg/s

Масса потерь давления: 50.00 MPa

Контроль: Автоматический

Тип ТЭКа	В3-095В-58-Л	Единица измерения 1 (Параллельно)	
Расчетные параметры	Количество	Сторона 1	Сторона 2
Направление потока		Противоток	
Входная температура	°C	52,00	25,00
Выходная температура	°C	47,00	15,00
Массовый расход	kg/s	1,121	1,067
Объемный расход	L/min	340,021	36,608
Макс. потеря давления	MPa	50,00	50,00
Абс. давление насыщения - Паралл.	bar	-	-
Касательное напряжение	Pa	79,12	4,79
Технические данные	Количество	Сторона 1	Сторона 2
Нагрузка	kW	80,00	
Объем площади	m ²	5,20	
МТЭ	K	22,49	
ИТЭ(Available / Service / Required)	W/m ² K	50(50)/44,7	
Тепловой поток	kW/m ²	10,715	
Общие потери давления	MPa	49,00	1,37
Потери давления в каналах	MPa	31,52	2,03
Потери давления в портах	MPa	17,48	0,34
Диаметр порта	mm	54,0	54,0
Скорость в портах	m/s	35,75	0,71
Скорость в каналах	m/s	5,03	0,13
Коэффициент теплоотдачи	W/m ² K	139,0	369,6

Рисунок 6.8 – Результаты подбора теплообменника В3-095В-58-Л.

Для ХС3 и ХС4 по программе подбора:

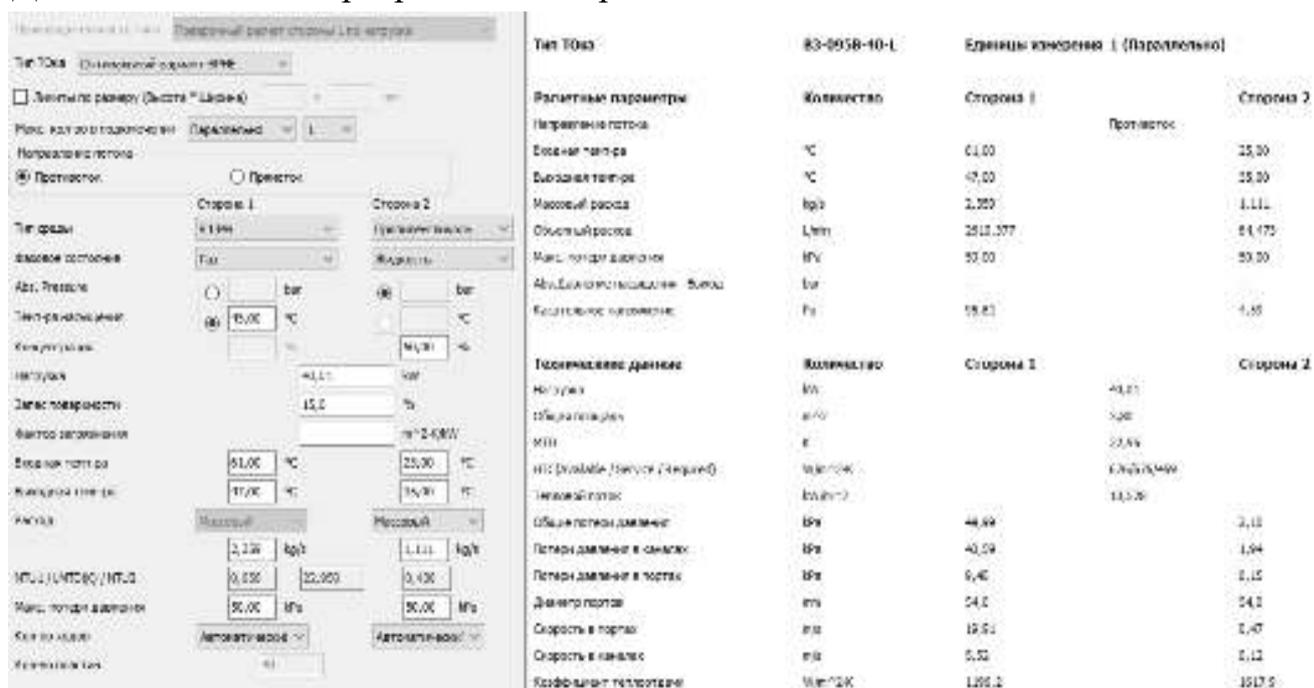


Рисунок 6.9 – Результаты подбора теплообменника V3-095-40-L.

Для схем вариантов утилизации №1 и №2, представляющих собой замкнутый контур с промежуточным теплоносителем подобраны пластинчатопаяные теплообменники для передачи теплоты от хладагента к раствору пропиленгликоля и пластинчатый разборный теплообменник для передачи теплоты от контура утилизации непосредственно воде из системы водоснабжения.

Для варианта утилизации №3 подобраны только пластинчатопаяные теплообменники для контура хладагент-пропиленгликоль, так как нагреваемый теплоноситель получает теплоту непосредственно от хладагента.

7 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНТУРА УТИЛИЗАЦИИ

7.1. Гидравлический расчет контура утилизации на душевые сетки

Пластинчато-паяные теплообменники имеют параллельное присоединение к контуру утилизации, поэтому гидравлическое соединение агрегатов не суммируется.

Расчет произведен для наиболее протяженного и нагруженного направления – основного направления.

Рассчитаем 1 участок.

Определим тепловую нагрузку на участке: $Q = 286$ кВт.

Расход теплоносителя находим из подбора предконденсаторов, суммируя получившиеся значения:

$$G = 0,66 + 0,752 + 0,596 + 0,596 = 2,6 \text{ кг/с} = 9360 \text{ кг/ч.}$$

Воспользуемся таблицей 6.1:

Таблица 6.1 – скорость теплоносителя в трубе в зависимости от диаметра

Скорость теплоносителя в трубе при $G = 9360$ кг/ч											
Ø, мм	Ду 10	Ду 15	Ду 20	Ду 25	Ду 32	Ду 40	Ду 50	Ду 65	Ду 80	Ду 90	Ду 100
v, м/с	33,35	14,82	8,34	5,34	3,26	2,08	1,33	0,67	0,52	0,41	0,33

По расходу теплоносителя определяется условный диаметр $D_y = 80$ мм. Определим наружный диаметр и толщина стенки трубы:

$$D_n = 76 \text{ мм}, \delta = 3,5 \text{ мм}, \text{ тогда } d_b = 76 - 2 \cdot 3,5 = 69 \text{ мм.}$$

Рассчитаем скорость движения теплоносителя по формуле:

$$\omega = \frac{4 \cdot G}{3600 \cdot d_b^2 \cdot \pi \cdot \rho}, \quad (7.1)$$

где G – расход теплоносителя на расчетных участках, кг/ч;

d_b – внутренний диаметр трубопровода, мм;

ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м³; Для 50% раствора пропиленгликоля принимаем $\rho = 1040$ кг/м³.

$$\omega = \frac{4 \cdot 9360}{3600 \cdot 0,069^2 \cdot 3,14 \cdot 1040} = 0,67 \text{ м/с}$$

Далее находим число Рейнольдса по формуле:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{\nu}, \quad (7.2)$$

где ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$; Для 50% раствора пропиленгликоля принимаем $\nu = 2,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$Re = \frac{0,67 \cdot 0,069}{2,9 \cdot 10^{-6}} = 15916$$

Находим предельное число Рейнольдса по формуле:

$$Re_{пр} = \frac{568 \cdot d_B}{k_3}, \quad (7.3)$$

где k_3 – коэффициент относительной шероховатости, для стальных труб;

$$Re_{пр} = \frac{568 \cdot 0,069}{0,2 \cdot 10^{-3}} = 195960.$$

Так как

$$2300 < Re < Re_{пр}$$

$$2300 < 15916 < 195960,$$

следовательно коэффициент гидравлического трения нужно рассчитывать по формуле:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_3}{d_B} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (7.4)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,069} + \frac{68}{195960} \right)^{0,25} = 0,032.$$

Следующим шагом рассчитаем потери давления на трение по формуле:

$$R = \frac{\lambda}{d_B} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot l, \quad (7.5)$$

где R – удельные потери давления на трение, Па/м ;

l – длина участка, м ;

ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м^3 , определяется по таблице I.6[3];

ω – скорость движения теплоносителя на участке, м/с ;

λ – коэффициент гидравлического трения;

d_B – внутренний диаметр трубы, мм .

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

$$R = \frac{0,032}{0,069} \cdot \frac{1040 \cdot 0,67^2}{2} = 108 \text{ Па.}$$

Определяем потери давления на трение по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \cdot l \quad (7.6)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 108 \cdot 10 = 1080 \text{ Па}$$

Определяем потери давления в местных сопротивлениях. На рассматриваемом участке установлен кран шаровый фланцевый, Danfoss, в количестве 4 штук. При условном диаметре $D_y = 80$ мм пропускная способность $K_{vs} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Затем, вычислим потери давления в данном элементе по формуле:

$$\Delta P_{\text{мс}} = 0,1 \cdot \left(\frac{G}{K_{vs}} \right)^2 \quad (7.7)$$

$$\Delta P_{\text{мс1}} = 0,1 \cdot \left(\frac{9360}{200} \right)^2 \cdot 4 = 219 \cdot 4 = 876 \text{ Па}$$

Также на данном участке установлены клапан обратный NVD и трехходовой клапан HRV фирмы Danfoss, с пропускной способностью $K_{vsоб} = 159 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $K_{vsтрв} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ соответственно.

$$\Delta P_{\text{мс.обр.}} = 0,1 \cdot \left(\frac{9360}{159} \right)^2 = 347 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{мс.трв.}} = 0,1 \cdot \left(\frac{9360}{40} \right)^2 = 5476 \text{ Па}$$

Сумма коэффициентов местного сопротивления на участке составляет 1,5.

Потери давления в отводах, тройниках, переходах определяем по формуле:

$$\Delta P_{\text{мс.отв.}} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \quad (7.8)$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

На рассматриваемом участке потери давления присутствуют только в отводах 90° .

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$\Delta P_{\text{мс.отв.}} = \sum 1,5 \cdot \frac{1040 \cdot 0,67^2}{2} \cdot 4 = 349 \cdot 4 = 1396 \text{ Па}$$

Потери давления на участке будут определяться по формуле:

$$\Delta P_{\text{уч}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}} \quad (7.9)$$

$$\Delta P_{\text{уч}} = 1080 + 876 + 347 + 5476 + 1396 = 9174 \text{ Па}$$

Расчет для остальных участков контура утилизации теплоты производится аналогично, результаты расчета сведены в таблицу в приложении Г:

Результатом гидравлического расчета является определение диаметров трубопроводов и потерь давления в системе утилизации теплоты для дальнейшего подбора циркуляционных насосов.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

8.2. Вариант 2. Подбор насоса для контура утилизации теплоты на преднагрев горячей воды

Подбор циркуляционного насоса производится аналогично пункту 8.1.

$$G_{\text{цн}} = 8425 \text{ кг/ч} = 8,1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

По формуле 7.1:

$$\Delta P_{\text{цн}} = 1,1 \cdot 37,63 \text{ кПа} = 41,4 \text{ кПа}$$

Определим требуемый напор циркуляционного насоса по формуле (8.2):

$$\Delta H_{\text{ц.н}} = \frac{41400}{1040 \cdot 9,81} = 4,1 \text{ м}$$

По найденным параметрам $G_{\text{цн}} = 8,1 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta H_{\text{ц.н}} = 4,1 \text{ м}$ с помощью программы Wilo-Select подобран циркуляционный насос Wilo Stratos 50/1-9 PN6/10.

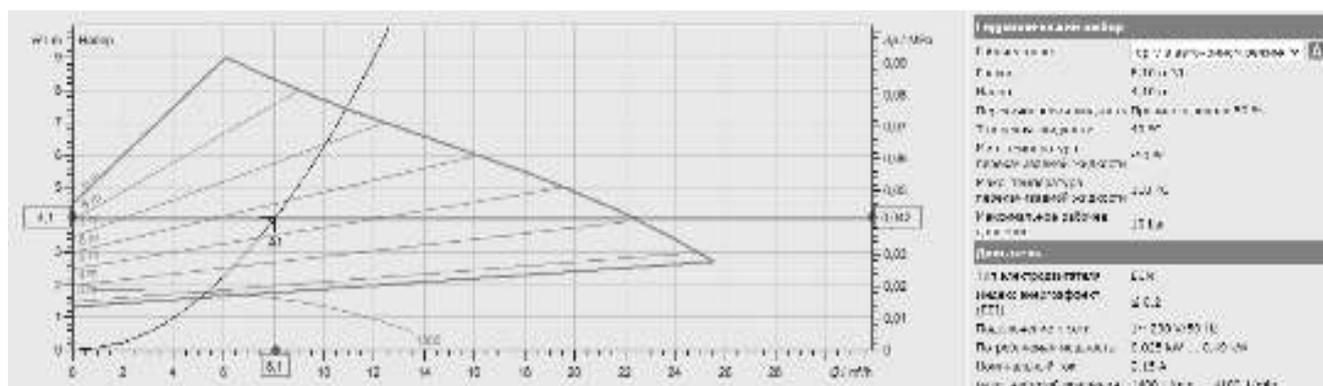


Рисунок 8.2 - Технические характеристики насоса Wilo Stratos 50/1-9 PN6/10

8.3. Вариант 3. Подбор насосов для контура утилизации теплоты на нагрев теплоносителя системы оттайки воздухоохладителей

Для контура системы ХС1 подбираем циркуляционный насос с параметрами:

$$G_{\text{хс1}} = 5000 \text{ кг/ч} = 4,1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

По формуле 7.1:

$$\Delta P_{\text{цн}} = 1,1 \cdot 10632 \text{ Па} = 11685 \text{ Па}$$

Определим требуемый напор циркуляционного насоса по формуле (7.2):

$$\Delta H_{\text{ц.н}} = \frac{11685}{1040 \cdot 9,81} = 1,2 \text{ м}$$

По найденным параметрам $G_{цн} = 4,1 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta H_{цн} = 1,2 \text{ м}$ с помощью программы Wilo-Select подобран циркуляционный насос Wilo TOP-S 25/5 DM PN6/10.

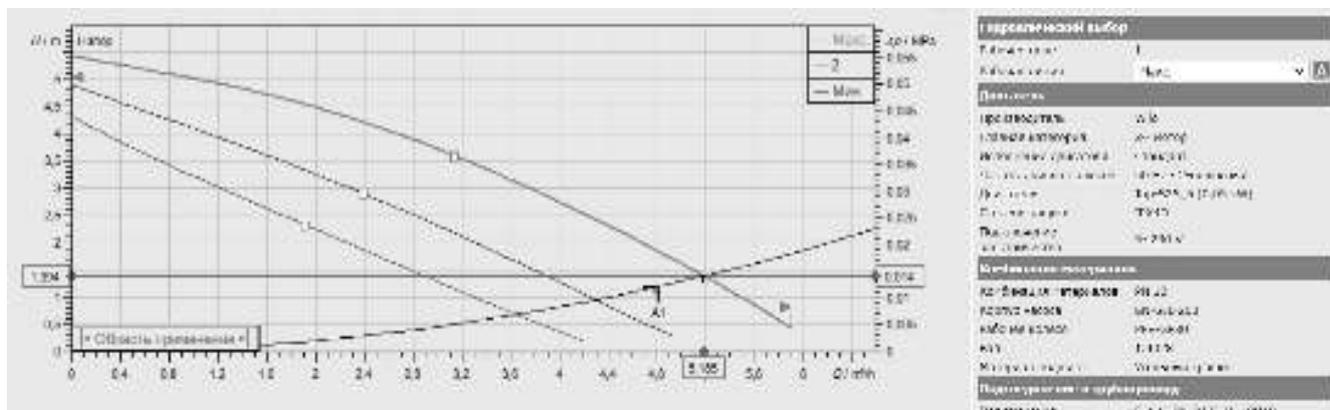


Рисунок 8.3 - Технические характеристики насоса Wilo TOP-S 25/5 DM

Для контура системы ХС2 подбираем циркуляционный насос с параметрами:

$$G_{хс1} = 6000 \text{ кг/ч} = 5,75 \text{ м}^3/\text{ч}$$

По формуле 7.1:

$$\Delta P_{цн} = 1,1 \cdot 14542 \text{ Па} = 16000 \text{ Па}$$

Определим требуемый напор циркуляционного насоса по формуле (8.2):

$$\Delta H_{цн} = \frac{16000}{1040 \cdot 9,81} = 1,57 \text{ м}$$

По найденным параметрам $G_{цн} = 5,75 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\Delta H_{цн} = 1,57 \text{ м}$ с помощью программы Wilo-Select подобран циркуляционный насос Wilo TOP-S 30/4 DM PN6/10.

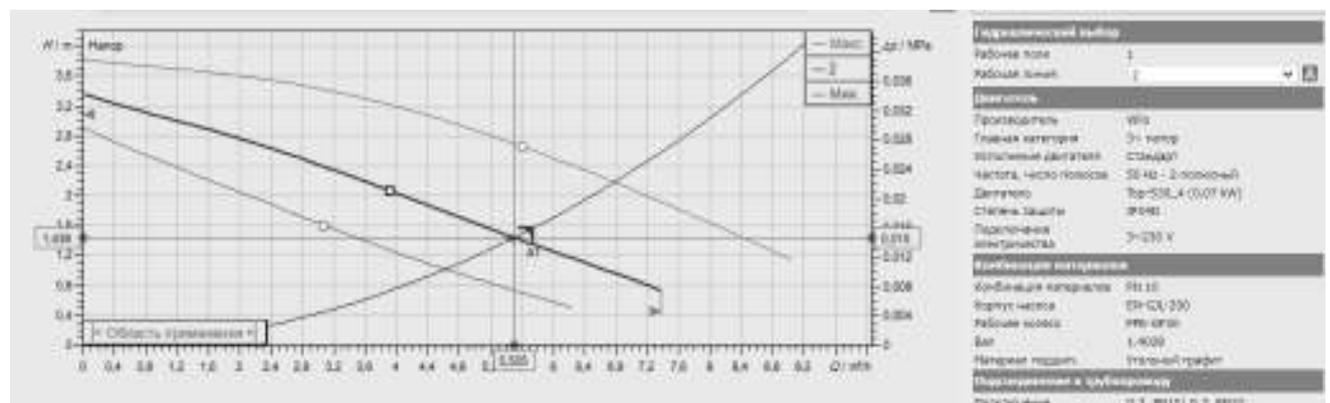


Рисунок 8.4 - Технические характеристики насоса Wilo TOP-S 30/4 DM

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР

Лист

52

Для контуров систем ХС3 и ХС4 циркуляционный насосы подбираются аналогичным образом:

Принимаем к установке насосы Wilo TOP-S 25/5 DM.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

9 ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

Для оценки эффективности использования утилизированной теплоты на различные нужды предприятия произведем экономический расчет системы утилизации. Для этого необходимо рассчитать приведенные затраты на реализацию такой системы.

Приведенные затраты рассчитываем по формуле:

$$П = \mu \cdot K + Y \cdot C, \quad (9.1)$$

где μ – коэффициент, учитывающий замену оборудования или материалов в период эксплуатации объекта, принимаем $\mu=1$, так как система не нуждается в замене в процессе эксплуатации.

K – капитальные затраты на систему, руб.;

Y – коэффициент приведения равномерно распределённых затрат на эксплуатацию по годам функционирования объекта до полной смены технологии или назначения объекта. Принимаем $Y = 6,97$, для периода функционирования оборудования 10 лет.

C – годовые затраты на эксплуатацию объекта, руб/год.

В процессе экономического расчета рассмотрим три варианта использования утилизированной теплоты:

- Подогрев воды на использование душевыми сетками.
- Преднагрев горячей воды на хозяйственно-питьевые нужды и душевые сетки.
- Нагрев теплоносителя на систему оттайки воздухоохладителей.

9.1. Расчет капитальных затрат

Для начала рассчитываем капитальные затраты для реализации выбранной системы на объекте. Эти затраты вычисляются путем суммирования следующих слагаемых:

- Отпускные цены изделий по прайс-листу фирмы-изготовителя;
- Затраты на перевозку оборудования и монтажные работы в размере:
 - 30% от отпускной цены для вентиляционного оборудования российского производства;
 - 40% от отпускной цены для вентиляционного оборудования иностранного производства;

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

- 50% от отпускной цены для кондиционеров сплит-систем, фанкойлов, чиллеров, трубопроводов с арматурой;

• Затраты на пусконаладочные работы в размере 12,6 % от монтажных работ.

После суммирования перечисленных позиций на них выполняют следующие начисления:

- Накладные расходы в размере 17,3 %;
- Плановые накопления в размере 6 %;
- Социальный сбор и налог на дороги – 1%.

Расчет капитальных затрат представлен в таблице 8.1

Таблица 9.1 – Расчет капитальных затрат для варианта использования утилизированной теплоты №1

№	Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена, руб	Сумма, руб.
1	Паяно-пластинчатый теплообменник В3-095-66-L	шт.	1	104 000,00	104 000,00
2	Паяно-пластинчатый теплообменник В3-095-80-L	шт.	1	133 000,00	133 000,00
3	Паяно-пластинчатый теплообменник В3-095-64-L	шт.	2	91 615,00	183 230,00
4	Пластинчатый теплообменник НН-19-10/1-21-TMТL90	шт.	1	118 927,50	118 927,50
5	Циркуляционный насос Wilo Stratos 50/1-9	шт.	1	76 243,00	76 243,00
6	Трехходовой клапан Danfoss VF 3 DN65 с приводом AMV(E) 435	шт.	2	137 800,00	275 600,00
7	Клапан 2-х ходовой EV220B 15-50 с сервоприводом	шт.	4	21 775,00	87 100,00
8	Кран шаровый LD КШЦФ DN65	шт.	14	1 887,00	26 418,00
9	Кран шаровый LD КШЦФ DN50	шт.	8	1 534,00	12 272,00
10	Клапан обратный NVD 402 DN65	шт.	3	10 850,00	32 550,00
11	Термоманометр ТМТБ-3 РОСМА термоманометр	шт.	4	588,00	2 352,00
12	Воздухоотводчик автоматический Airvent, Ду15	шт.	2	547,80	1 095,60
13	Расширительный бак Wester 50л	шт.	1	2 700,00	2 700,00
14	Фильтр сетчатый DN65	шт.	2	6 800,00	13 600,00
15	Труба электросварная 76x3,5 мм	м	65	248,00	16 120,00
16	Труба электросварная 60x3,5 мм	м	33	122,00	4 026,00
17	Теплоизоляция K-flex 09x076	м	28	161,50	4 522,00
18	Теплоизоляция K-flex 09x060	м	33	120,00	3 960,00
19	Бак накопительный 8000л	шт.	2	58 700,00	117 400,00
20	Монтаж теплообменника В3-095-66-L	шт.	1	41 600,00	41 600,00
21	Монтаж теплообменника В3-095-80-L	шт.	1	53 200,00	53 200,00

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР

Лист

55

Продолжение таблицы 9.1

№	Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена, руб	Сумма, руб.
22	Монтаж теплообменника ВЗ-095-64-L	шт.	2	36 646,00	73 292,00
23	Монтаж теплообменника НН-19-10/1-21-ТМТЛ90	шт.	1	47 571,00	47 571,00
24	Монтаж циркуляционного насоса	шт.	1	10 000,00	10 000,00
25	Монтаж трубопроводной арматуры	компл.	1	30 000,00	30 000,00
26	Монтаж трубопроводов	м	98	125,00	12 250,00
27	Монтаж теплоизоляции	м	98	100,00	9 800,00
28	Монтаж накопительного бака	шт.	2	10 000,00	20 000,00
29	Пусконаладочные работы				37511,8
	Общая сумма затрат				1 550 340,9
	Накладные расходы				268209,0
	Плановые накопления				93020,5
	Социальный налог и налог на дороги				15503,4
	ИТОГО				1 927 073,8

Таблица 9.2 – Расчет капитальных затрат для варианта использования утилизированной теплоты №2

№	Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена, руб	Сумма, руб.
1	Паяно-пластинчатый теплообменник ВЗ-095-64-L	шт.	4	91 615,00	366 460,00
2	Пластинчатый теплообменник НН-19-10/1-17-ТКТЛ44	шт.	1	106 053,50	106 053,50
3	Циркуляционный насос Wilo Stratos 50/1-9	шт.	1	76 243,00	76 243,00
4	Трехходовой клапан Danfoss VF 3 DN65 с приводом AMV(E) 435	шт.	1	137 800,00	137 800,00
5	Клапан 2-х ходовой EV220B 15-50 с сервоприводом	шт.	4	21 775,00	87 100,00
6	Кран шаровый LD КШЦФ DN65	шт.	4	1 887,00	7 548,00
7	Кран шаровый LD КШЦФ DN50	шт.	8	1 534,00	12 272,00
8	Клапан обратный NVD 402 DN65	шт.	1	10 850,00	10 850,00
9	Термоманометр ТМТБ-3 РОСМА термоманометр	шт.	2	588,00	1 176,00
10	Воздухоотводчик автоматический Airvent, Ду15	шт.	1	547,80	547,80
11	Расширительный бак Wester 50л	шт.	1	2 700,00	2 700,00
12	Труба электросварная 76x3,5 мм	м	60	248,00	14 880,00
13	Труба электросварная 60x3,5 мм	м	33	122,00	4 026,00
14	Теплоизоляция K-flex 09x076	м	60	161,50	9 690,00
15	Теплоизоляция K-flex 09x060	м	33	120,00	3 960,00
16	Монтаж теплообменника ВЗ-095-64-L	шт.	4	36 646,00	146 584,00
17	Монтаж теплообменника НН-19-10/1-17-ТКТЛ44	шт.	1	42 421,40	42 421,40
18	Монтаж циркуляционного насоса	шт.	1	10 000,00	10 000,00
19	Монтаж трубопроводной арматуры	компл.	1	30 000,00	30 000,00

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР

Лист

56

Продолжение таблицы 9.2

№	Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена, руб	Сумма, руб.
20	Монтаж трубопроводов	м	93	125,00	11 625,00
21	Монтаж теплоизоляции	м	93	100,00	9 300,00
22	Пусконаладочные работы				31491,2
	Общая сумма затрат				1 122 727,9
	Накладные расходы				194231,9
	Плановые накопления				67363,7
	Социальный налог и налог на дороги				11227,3
	ИТОГО				1 395 550,8

Таблица 9.3 – – Расчет капитальных затрат для варианта использования утилизированной теплоты №3

№	Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена, руб	Сумма, руб.
1	Паяно-пластинчатый теплообменник ВЗ-095В-54-L	шт.	1	83 590,00	83 590,00
2	Паяно-пластинчатый теплообменник ВЗ-095В-58-L	шт.	1	100 561,00	100 561,00
3	Паяно-пластинчатый теплообменник ВЗ-095-40-L	шт.	2	80 674,00	161 348,00
4	Циркуляционный насос Wilo TOP-S 25/5 DM	шт.	3	13 768,00	41 304,00
5	Циркуляционный насос Wilo TOP-S 30/4 DM	шт.	1	15 896,00	15 896,00
6	Кран шаровый LD КШЦФ DN50	шт.	16	1 534,00	24 544,00
7	Клапан обратный NVD 402 DN50	шт.	4	10 850,00	43 400,00
8	Реле "сухого" хода	шт.	4	600,00	2 400,00
9	Термоманометр ТМТБ-3 РОСМА термоманометр	шт.	8	1 365,00	10 920,00
10	Воздухоотводчик автоматический Airvent, Ду15	шт.	4	547,80	2 191,20
11	Накопительный бак 3000 л	шт.	1	38 900,00	38 900,00
12	Труба электросварная 60х3,5 мм	м	52	122,00	6 344,00
13	Теплоизоляция K-flex 09х060	м	52	120,00	6 240,00
14	Монтаж теплообменника ВЗ-095В-54-L	шт.	1	33 436,00	33 436,00
15	Монтаж теплообменника ВЗ-095В-58-L	шт.	1	40 224,40	40 224,40
16	Монтаж теплообменника ВЗ-095В-40-L	шт.	2	32 269,60	64 539,20
17	Монтаж циркуляционного насоса	шт.	4	10 000,00	40 000,00
18	Монтаж трубопроводной арматуры	компл.	1	33 000,00	33 000,00
19	Монтаж трубопроводов	м	60	125,00	7 500,00
20	Монтаж теплоизоляции	м	60	100,00	6 000,00
21	Монтаж накопительного бака	шт.	1	8 000,00	8 000,00
22	Пусконаладочные работы				29 320,1
	Общая сумма затрат				799 657,9
	Накладные расходы				138 340,8
	Плановые накопления				47 979,5
	Социальный налог и налог на дороги				7996,6
	ИТОГО				993 974,8

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР

Лист

57

9.2. Расчет эксплуатационных затрат

Годовые затраты на эксплуатацию объекта для системы вентиляции определяем по формуле

$$C = K_k + K_T + P + A + S_э, \quad (9.2)$$

где K – затраты на капитальный ремонт системы, руб/год;

K_T – затраты на текущий ремонт системы, руб/год;

P – затраты на реновацию системы руб./год;

A – затраты на управление системой;

$S_э$ – стоимость электроэнергии руб./год;

1. Затраты на капитальный ремонт, K_k , рассчитываем по формуле:

$$K_k = 0,021 \cdot K \quad (9.3)$$

Полученные данные сведены в таблицу 9.4

Таблица 8.4 – Годовые затраты на капитальный ремонт

№	Вариант утилизации теплоты	Капитальные затраты, К, руб.	Затраты на кап. ремонт, K_k , руб/год
1	Душевые сетки	1 927 073,79	40 468,55
2	Преднагрев ГВС	1 395 550,82	29 306,57
3	Оттайка воздухоохладителей	1 018 586,23	21 390,31

2. Затраты на текущий ремонт, K_T , системы рассчитываем по формуле:

$$K_T = 0,014 \cdot K \quad (9.4)$$

Полученные данные сведены в таблицу 9.5

Таблица 8.5 – Годовые затраты на текущий ремонт

№	Вариант утилизации теплоты	Капитальные затраты, К, руб.	Затраты на текущий ремонт, K_T , руб/год
1	Душевые сетки	1 927 073,79	26 979,03
2	Преднагрев ГВС	1 395 550,82	19 537,71
3	Оттайка воздухоохладителей	1 018 586,23	14 260,21

3. Затраты на реновацию системы, P , рассчитываем по формуле:

$$P = 0,1 \cdot K \quad (9.5)$$

Данные расчета годовых затрат на текущий ремонт системы сведены в таблицу 9.6.

Таблица 9.6 – Годовые затраты на реновацию системы

№	Вариант утилизации теплоты	Капитальные затраты, К, руб.	Затраты на реновацию, Р, руб/год
1	Душевые сетки	1 927 073,79	192 707,38
2	Преднагрев ГВС	1 395 550,82	139 555,08
3	Оттайка воздухоохладителей	1 0185 86,23	101 858,62

4. Затраты на управление зависят от сменности работы системы и устанавливаются в % от капитальных затрат:

- при 1-сменной работе 5,4%
- при 2х-сменной работе 9%
- при 3х-сменной работе 12,4%

Принимаем работу в одну смену, поэтому затраты на управление рассчитываются по формуле:

$$A = 0,054 \cdot K \quad (9.6)$$

Результаты сведены в таблицу 8.7

Таблица 9.7 – Годовые затраты на управление

№	Вариант утилизации теплоты	Капитальные затраты, К, руб.	Затраты на управление, А, руб/год
1	Душевые сетки	1 927 073,79	104 061,98
2	Преднагрев ГВС	1 395 550,82	75 359,74
3	Оттайка воздухоохладителей	1 0185 86,23	55 003,66

5. Затраты на электроэнергию зависит от тарифа на электроэнергию и при заявленной электрической мощности более 100 кВт определяется по двум ставкам:

- основной платы «а», руб./кВт·год, за установленную мощность электродвигателя
- дополнительную «б» руб/кВт·ч, — за фактически затраченную в течение года электроэнергию

В рассматриваемой системе утилизации теплоты потребителями электрической энергии являются циркуляционные насосы.

Потребляемые мощности насосов приняты, исходя из информации в программе подбора, и представлены в таблице 9.8.

Таблица 9.8 – Установочная электрическая мощность системы

№	Вариант утилизации теплоты	Модель насоса	Установочная мощность, N кВт	Суммарная мощность, $\sum N$, кВт
1	Душевые сетки	Wilo Stratos 50/1-9	0,49	0,49
2	Преднагрев ГВС	Wilo Stratos 50/1-9	0,49	0,49
3	Оттайка воздухоохладителей	Wilo TOP-S 25/5 DM	0,15	0,61
		Wilo TOP-S 25/5 DM	0,15	
		Wilo TOP-S 25/5 DM	0,15	
		Wilo TOP-S 30/4 DM	0,16	

Годовые затраты на снабжение оборудования электроэнергией определяем по формуле:

$$S_э = Ц_{эл} \cdot \sum N \cdot \tau, \quad (9.7)$$

где $Ц_{эл}$ – стоимость 1 кВт электрической энергии, руб/кВт·ч, для Челябинской области принимаем равным $Ц_{эл} = 3,25$ руб/кВт·ч;

$\sum N$ – суммарная мощность функционирующих электродвигателей, кВт;

τ – продолжительность работы системы в году, ч;

Подставляя значения в формулу (9.7), получаем:

Таблица 9.9 – Годовые затраты на электрическую энергию

№	Вариант утилизации теплоты	Суммарная мощность, $\sum N$, кВт	Тариф на электроэнергию, $Ц_{эл}$, руб/кВтч	Время работы системы, τ , ч	Годовые затраты, $S_э$, руб/год
1	Душевые сетки	0,49	3,25	306	487,305
2	Преднагрев ГВС	0,49		3672	5847,66
3	Оттайка воздухоохладителей	0,61		3672	7279,74

Таблица 9.9 – Суммарные годовые эксплуатационные затраты

№	Вариант утилизации теплоты	Годовые затраты, руб/год					Эксплуатационные затраты, С, руб/год
		K_k	K_T	P	A	$S_э$	
1	Душевые сетки	40 468,55	26 979,03	192 707,38	104 061,98	487,30	364 704,25
2	Преднагрев ГВС	29 306,57	19 537,71	139 555,08	75 359,74	5847,66	269 606,76
3	Оттайка воздухоохладителей	21 390,31	14 260,21	101 858,62	55 003,66	7279,74	199 792,54

9.3. Расчет приведенных затрат

Приведенные затраты рассчитываем по формуле (9.1), полученные результаты сводим в таблицу 9.10:

Таблица 9.10 – Приведенные затраты систем утилизации теплоты

№	Вариант утилизации теплоты	Капитальные затраты, К, руб.	Эксплуатационные затраты, С, руб/год	Приведенные затраты, П, руб.
1	Душевые сетки	1 927 073,786	364 704,25	4 469 062,41
2	Преднагрев ГВС	1 395 550,817	269 606,76	3 274 709,97
3	Оттайка воздухоохлаждаителей	1 018 586,231	199 792,54	2 411 140,22

8.4 Расчет утилизированной тепловой энергии

В данном пункте работы проведем расчет средств, которые удастся сэкономить, используя один из вариантов утилизации тепла от холодильных машин.

Так как система утилизации тепла на исследуемом объекте может работать только в теплое время года, поэтому в качестве периода функционирования системы выбираем месяцы со среднемесячной температурой наружного воздуха +10°C и более. По СП 131.13330:

Республика, край, область, пункт	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Год
Челябинск	-15,8	-14,3	-7,4	3,9	11,9	16,8	18,4	16,2	10,7	2,4	-8,2	-12,9	2,0

Рисунок 9.1 – Среднемесячная и годовая температура воздуха

Таким образом, среднемесячная температура наружного воздуха +10°C и более наблюдается на протяжении 5 месяцев, с мая по сентябрь.

Таблица 9.10 – Количество дней по месяцам

Месяц	май	июнь	июль	август	сентябрь	Σ
Количество дней	31	30	31	30	31	153

Определим количество утилизированной энергии путем построения годового графика расхода теплоты для каждого из вариантов.

Для варианта утилизации №1 принимаем, что работники принимают душ раз в смену в течении 2 часов. Соответственно продолжительность работы системы составляет $Z = 153 \cdot 2 = 306$ часов в год.

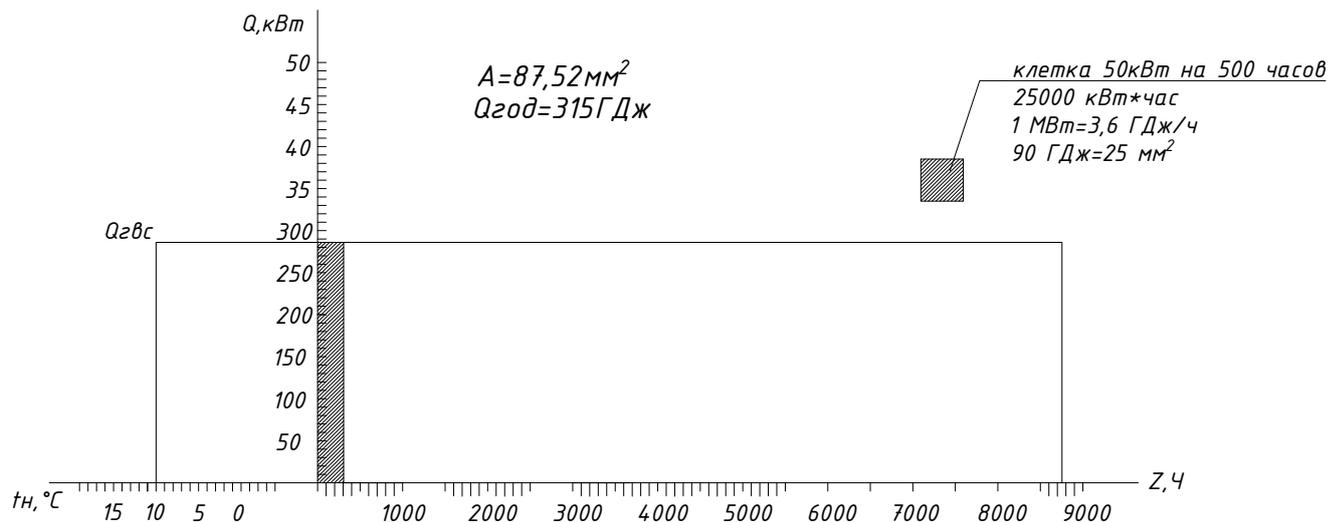


Рисунок 9.2 – График потребления теплоты душевыми сетками в период работы системы утилизации

Количество теплоты определяем путем нахождения площади закрашенной фигуры: $S = 87,52 \text{ мм}^2$.

Площадь вспомогательного квадрата: $S_{\text{кв}} = 25 \text{ мм}^2 = 25 \text{ МВт} \cdot \text{ч} = 90 \text{ ГДж}$

Определяем годовой расход теплоты:

$$Q_1 = \frac{S}{S_{\text{кв}}} \cdot 90 = \frac{87,52}{25} \cdot 90 = 315 \text{ ГДж/год} = 75,3 \text{ Гкал/год}$$

Для варианта утилизации №2 принимаем продолжительность работы системы - 24 часа в сутки, поэтому $Z = 153 \cdot 24 = 3672$ часов в год. Построим график потребления теплоты для этого случая.

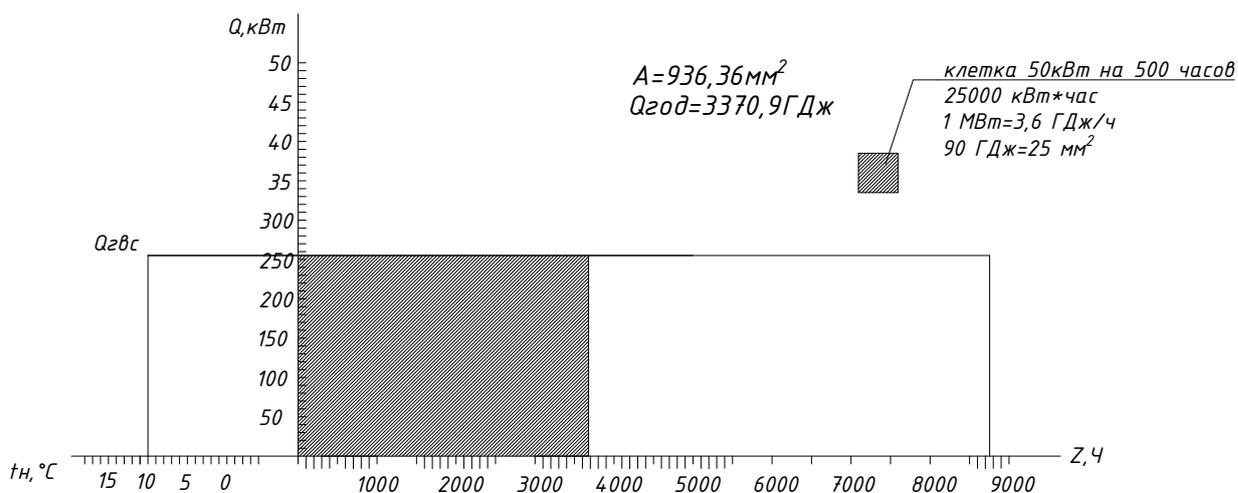


Рисунок 9.3 - График потребления теплоты на преднагрев ГВС в период работы системы утилизации

Площадь закрашенной фигуры: $S = 936,36 \text{ мм}^2$.

Площадь вспомогательного квадрата: $S_{\text{кв}} = 25 \text{ мм}^2 = 25 \text{ МВт} \cdot \text{ч} = 90 \text{ ГДж}$

Определяем годовой расход теплоты:

$$Q_1 = \frac{S}{S_{\text{кв}}} \cdot 90 = \frac{936,36}{25} \cdot 90 = 3371 \text{ ГДж/год} = 805,7 \text{ Гкал/год}$$

Для варианта №3 также принимаем продолжительность работы системы в год $Z = 3672$ часов.

Строим график потребления теплоты для варианта утилизации №3:

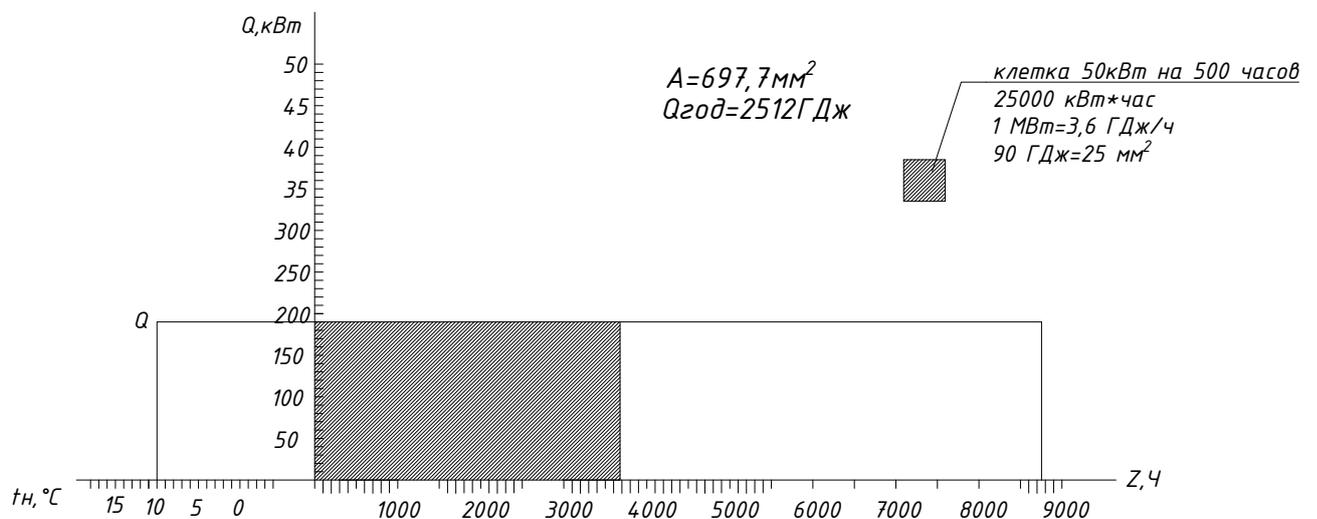


Рисунок 9.4 - График потребления теплоты на оттайку воздухоохладителей в период работы системы утилизации

Площадь закрашенной фигуры: $S = 697,7 \text{ мм}^2$.

Площадь вспомогательного квадрата: $S_{\text{кв}} = 25 \text{ мм}^2 = 25 \text{ МВт} \cdot \text{ч} = 90 \text{ ГДж}$

Определяем годовой расход теплоты:

$$Q_3 = \frac{S}{S_{\text{кв}}} \cdot 90 = \frac{697,7}{25} \cdot 90 = 2512 \text{ ГДж/год} = 600,4 \text{ Гкал/год}$$

На территории мясокомбината находится газовая котельная, которая является источником теплоты для всех нужд. Найдем количество сэкономленного газа в год, при использовании системы утилизации теплоты от холодильных машин.

Количество газа найдем по формуле:

$$V_T = \frac{Q}{\eta \cdot Q_p^H} \quad (9.8)$$

где η – коэффициент полезного действия газового котла.

Q_p^H - низшая теплота сгорания газа, $Q_p^H=7600$ ккал/м³.

Чтобы определить годовую экономию в рублях, посчитаем в ценах по текущим тарифам по формуле:

$$C_{\text{эк}} = V_T \cdot T \quad (9.9)$$

где T – цена газа за кубический метр, $T = 4,807$ руб/м³.

Результаты расчетов сведем в таблицу 9.11:

Таблица 9.11 – Стоимость сэкономленного объема газа

№	Вариант утилизации теплоты	Количество утилизированной теплоты, Q, Гкал/год	Количество сэкономленного газа, Вэ, м3	Тариф на газ, руб/м3	Экономия, C _{эк} , руб/год
1	Душевые сетки	75,3	22 018	4,807	105 838,33
2	Преднагрев ГВС	805,7	235 585		1 132 456,11
3	Оттайка воздухоохладителей	600,4	175 556		843 895,56

9.4. Расчет срока окупаемости системы утилизации

Срок окупаемости системы рассчитываем по формуле:

$$M = \frac{\Pi}{C_{\text{эк}}}, \quad (9.10)$$

где Π – приведенные затраты, руб;

Результаты сведем в таблицу 9.12:

Таблица 9.12 – Срок окупаемости систем утилизации тепла

№	Вариант утилизации теплоты	Приведенные затраты, руб	Экономия, руб/год	Срок окупаемости, год
1	Душевые сетки	4 469 062,41	105 838,33	42,23
2	Преднагрев ГВС	3 274 709,97	1 132 456,11	2,89
3	Оттайка воздухоохладителей	2 411 140,22	843 895,56	2,86

По итогам экономического расчета систем утилизации теплоты от систем холодоснабжения на выбранные варианты потребителей видно, что вариант утилизации №1 не целесообразно использовать, так как он имеет крайне большой срок окупаемости.

Варианты №2 и №3 имеют примерно одинаковый срок окупаемости и начнут экономить средства собственника мясокомбината уже через 2,9 года, что составляет 35 месяцев.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы была выбрана наиболее оптимальная схема утилизации теплоты от системы холодоснабжения мясоперерабатывающего предприятия. Было выяснено, что рекуперация теплоты от холодильных машин, установленных на объекте способна удовлетворять нужды других потребителей, тем самым сокращать расходы тепловой энергии.

Произведен проверочный расчет холодильного оборудования, подобрано теплообменное оборудование. Было выяснено, что наибольшая экономия достигается при использовании утилизированной энергии два варианта:

- подогрев воды на нужды ГВС;
- нагрев теплоносителя системы оттайки воздухоохладителей.

Экономия составит 1 132 456 и 843 895 рублей в год для первого и второго вариантов соответственно.

Таким образом, установив такую систему на своем предприятии, заказчик получит ощутимую экономию денежных средств и повысит экологичность работы системы холодоснабжения

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.М. Рукавишников, А.П. Шавель. Энергоэффективность – настоящее и будущее холодильного дела // Холодильный бизнес №8 2012.
2. Максимов С. В. Рекуперация бросового тепла холодильных установок: Национальный исследовательский Томский политехнический университет.
3. Высоцкий М. Утилизация теплоты конденсации (часть 1). Варианты использования, пример расчета //Холодильная техника – 2006. – № 8.
4. Ю.В. Соколов, Ю.С. Гордиенко. Аспекты энергоэффективности холодильных систем мясоперерабатывающих производств.// Все о мясе №6 2014.
5. А.А. Спасский И.А. Спасский Системы холодоснабжения искусственных ледовых катков // Журнал: Холодильная техника №5 2012.
6. Высоцкий М. Утилизация теплоты конденсации (часть 2). Схемные решения на базе компонентов Danfoss //Холодильная техника – 2006. – № 9.
7. Фролов Н.Г Схемы утилизация теплоты выделяемой холодильной машины в окружающую среду // Холодильная техника №3 2014.
8. А. В. Дзиндзела, А. В. Сизякин, Эффективное использование низкопотенциального тепла.// Энергосбережение за №1'2012.
9. ВСТП-06.0.92 «Санитарные и ветеринарные требования к проектированию предприятий мясной промышленности». Актуализированная версия ВСТП-6.02.87.
10. СП 30.13330.2012 «Внутренний водопровод и канализация зданий» Актуализированная редакция СНиП 2.04.01-85*(с Поправкой, с Изменением N 1).
11. Сакур И.А. Тепловые и конструктивные расчеты тепловых машин Ленинград – 1987.
12. ГОСТ Р ИСО 17584-2015 Свойства хладагентов.
13. Руководство по подбору пластинчатых теплообменников Danfoss Hexact 5.

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

14. СП 131.13330.2012 «Строительная климатология». Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* (с Изменениями N 1, 2).

15. Аничхин А.Г. Утилизация теплоты выбросного воздуха и вторичных энергоресурсов (ВЭР) для целей отопительно-вентиляционных систем и теплоснабжения является одним из путей экономии топливно-энергетических ресурсов: журнал СОК №12, 2011

16. Д. М. Денисихина, М. В. Самолетов Почему холодильная машина работает неэффективно?

					08.04.01.2020.01.038 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

ПРИЛОЖЕНИЕ А

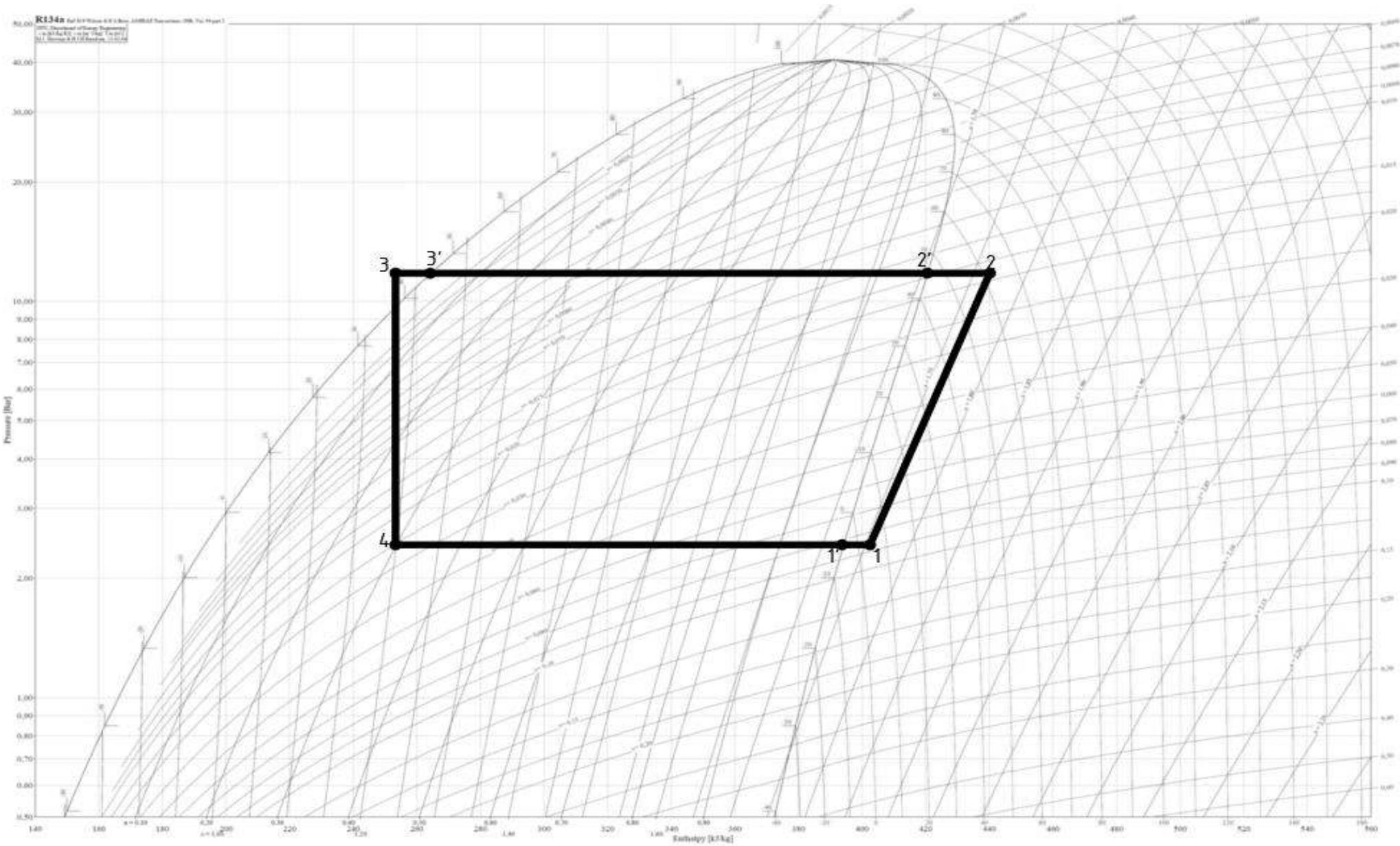


Рисунок А.1 - Цикл холодильной машины системы ХС1

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

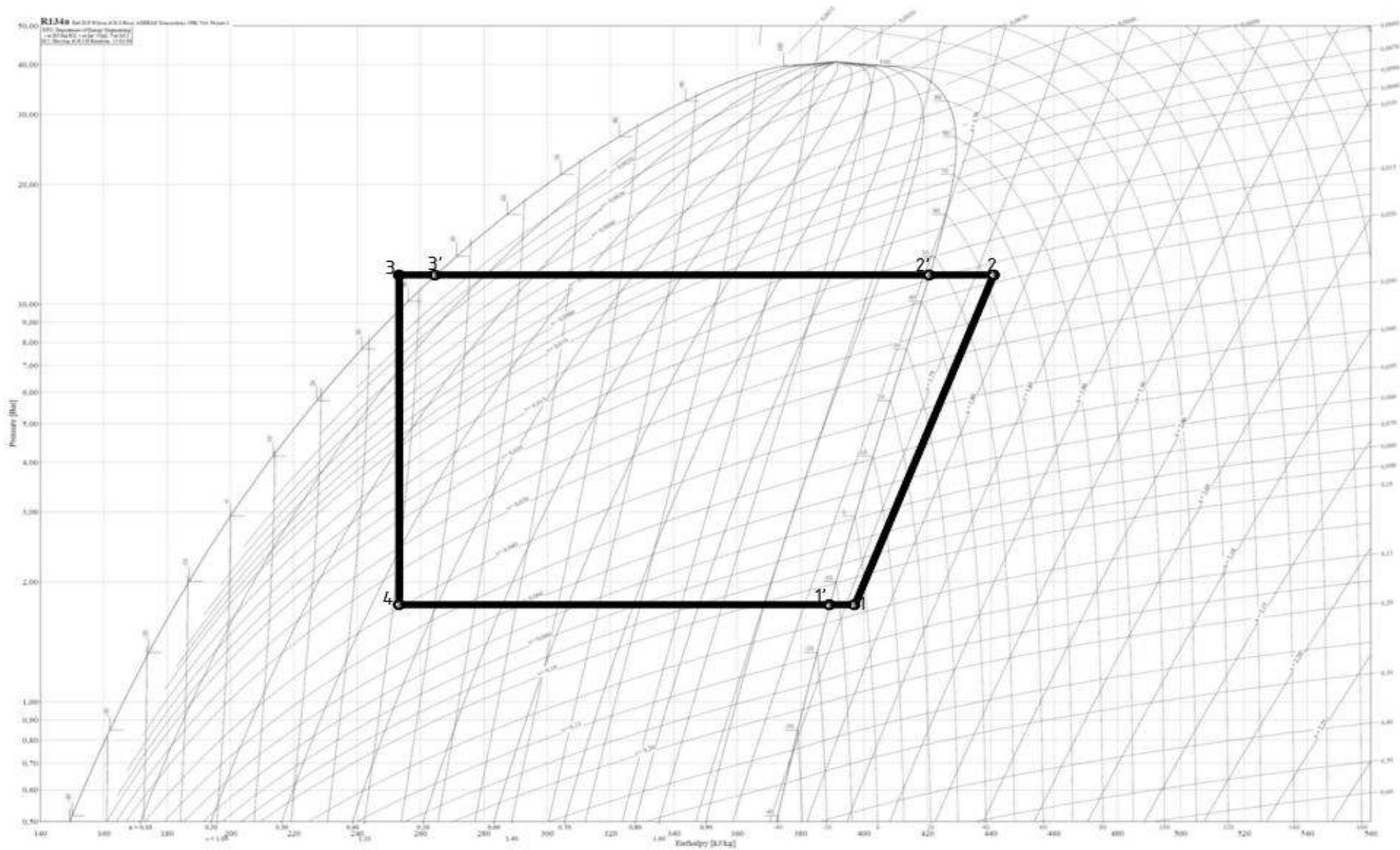


Рисунок Б.1 - Цикл холодильной машины системы HC2

ПРИЛОЖЕНИЕ В

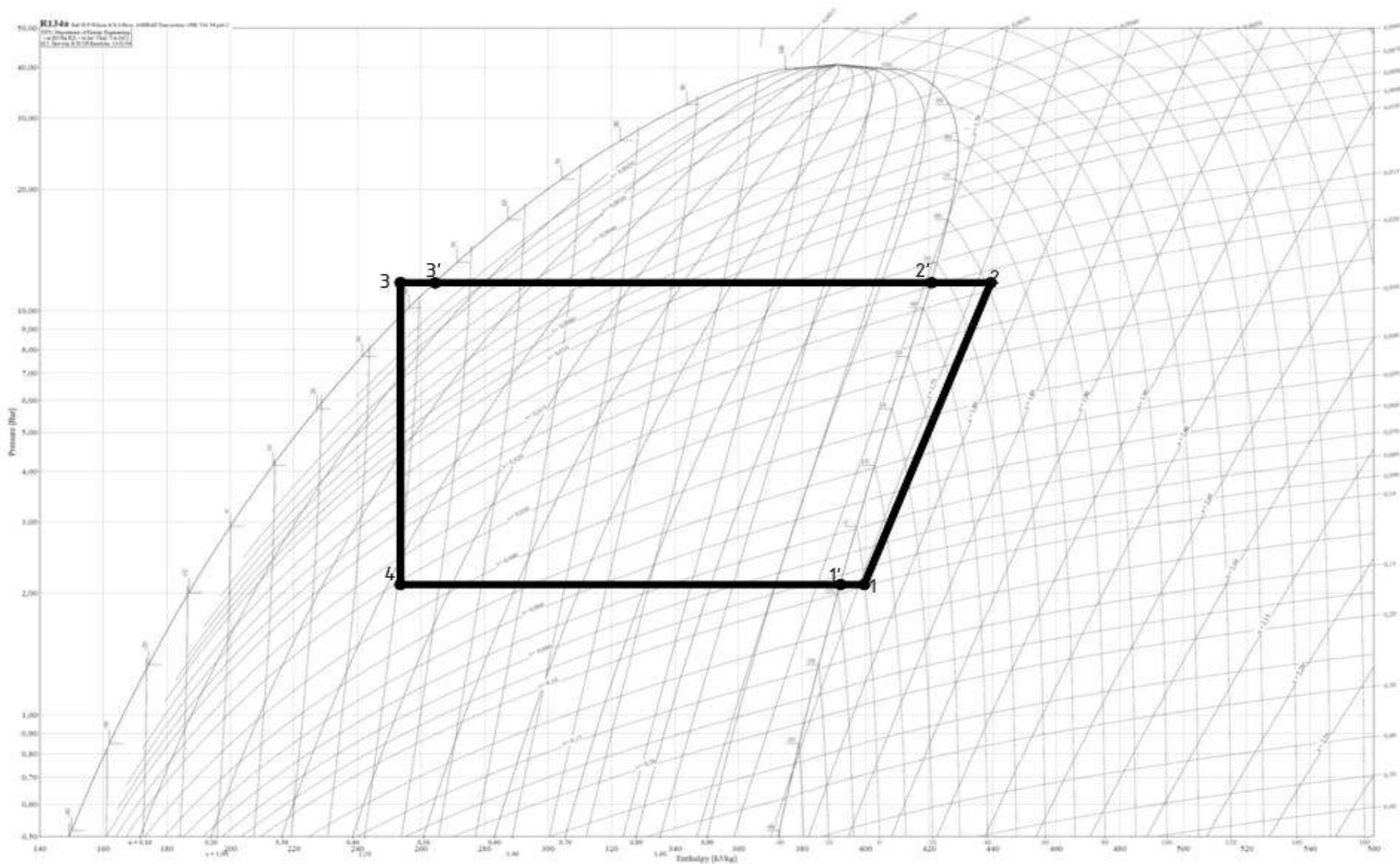


Рисунок В.1 - Цикл холодильной машины системы HC1

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Таблица Г.1 – Гидравлический расчет варианта утилизации №1

№ участка	Q, Вт	G, кг/с	l, м	Дн, мм	δ, мм	w, м/с	Re	R, Па	R*l, Па/м	Местное сопротивление	ξ	kvs, м ³ /ч	Δрм	Δруч	ΔрΣ	
1	286000	9360	10	76	3,5	0,67	15916	107,94	1079,4	кран шаровый фланцевый JIP-WW - 4 шт.		200	876	9174	9174	
											клапан обратный NVD		159			347
											трехходовой клапан HRB		40			5476
											отвод 90 градусов - 4 шт.	1,5				1396
											общие потери на участке	8094				
2	204000	6660	3	76	3,5	0,48	11325	57,69	173,1	тройник на деление потока	2,1		247	597	9771	
											отвод 90 градусов - 1шт.	1,5				177
											общие потери на участке	424				
3	139000	4515	2,5	60	3,5	0,55	9995	103,52	258,8	тройник на проход	1,5		233	570	10341	
											Резкое сужение	0,5				78
											общие потери на участке	311				
4	74000	2376	2,5	60	3,5	0,29	5259,774	32,1	80,34	Отвод 90 градусов - 1шт.	1,5		65	1510	11851	
											Кран шаровый фланцевый JIP-WW		200			14
											Двухходовой клапан		32			551
											Паяно-пластинчатый теплообменник					800
											общие потери на участке	1430,0				
5	74000	2376	2,7	60	3,5	0,29	5260	32,1	86,77	Тройник на проход - 2 шт.	1,5		129	338	12189	
											Отвод 90 градусов - 1шт.	1,5				65
											Кран шаровый фланцевый JIP-WW		200			14
											Резкое расширение	1				43
											общие потери на участке	251				
6	139000	4515	2,5	60	3,5	0,55	9995	103,5	258,79	Резкое расширение	1		156	741	12930	
											тройник на проход	2,1				327
											общие потери на участке	482				
											фильтр сетчатый FVF		95			971
											Теплообменник НН-19-10/1-30-TL	0	0			42580
											общие потери на участке	43989				

Продолжение таблицы Г.1

№ участка	Q, Вт	G, кг/с	l, м	Dн, мм	δ, мм	w, м/с	Re	R, Па	R*l, Па/м	Местное сопротивление	ξ	kvs, м3/ч	Δрм	Δруч	ΔрΣ
7	204000	6660	3,5	76	3,5	0,48	11325	57,69	201,9	Тройник на слияние потока	0,5		59	614	13544
										Отвод 90 градусов - 1шт.	1,5		353		
										общие потери на участке	412				
8	286000	9360	11	76	3,5	0,67	15916	107,94	1187,4	Кран шаровый фланцевый JIP-WW - 2 шт.		200	438	45176	58720
										фильтр сетчатый FVF		95	971		
										Теплообменник НН-19-10/1-30-TL			42580		
										общие потери на участке	43989				

Таблица Г.2 – Гидравлический расчет варианта утилизации №2

№ участка	Q, Вт	G, кг/с	l, м	Дн, мм	δ, мм	w, м/с	Re	R, Па	R*l, Па/м	Местное сопротивление	ξ	kvs, м3/ч	Δрм	Δруч	ΔрΣ	
1	255000	8425	20	76	3,5	0,60	14326	88,86	1777,3	кран шаровый фланцевый JIP-WW - 4 шт.		200	710	8335	8335	
											клапан обратный NVD		159			281
											трехходовой клапан HRB		40			4436
											отвод 90 градусов - 4 шт.	1,5				1131
											общие потери на участке	6558				
2	185000	6120	10	76	3,5	0,44	10406	49,42	494,2	тройник на деление потока	2,1		209	852	9188	
											отвод 90 градусов - 1шт.	1,5				149
											общие потери на участке	358				
3	125000	4140	2,5	60	3,5	0,50	9165	88,28	220,7	тройник на проход	1,5		196	482	9670	
											Резкое сужение	0,5				65
											общие потери на участке	262				
4	65000	2150	2,5	60	3,5	0,26	4759,476	26,8	67,08	Отвод 90 градусов - 1шт.	1,5		53	2585	12255	
											Кран шаровый фланцевый JIP-WW		79			74
											Двухходовой клапан		32			451
											Паяно-пластинчатый теплообменник					1940
											общие потери на участке	2518,4				
5	65000	2150	2,7	60	3,5	0,26	4759	26,8	72,45	Тройник на проход - 2 шт.	1,5		106	340	12596	
											Отвод 90 градусов - 1шт.	1,5				53
											Кран шаровый фланцевый JIP-WW		79			74
											Резкое расширение	1				35
											общие потери на участке	268				
6	125000	4140	2,5	60	3,5	0,50	9165	88,3	220,7	Резкое расширение	1		131	626	13222	
											тройник на проход	2,1				275
											общие потери на участке	405				

Продолжение таблицы Г.1

№ участка	Q, Вт	G, кг/с	L, м	Dн, мм	δ, мм	w, м/с	Re	R, Па	R*I, Па/м	Местное сопротивление	ξ	kvs, м3/ч	Δрм,	Δруч	ΔрΣ
7	185000	6120	10	76	3,5	0,44	10406	49,42	494,2	Тройник на слияние потока	0,5		50	842	14064
										Отвод 90 градусов - 1шт.	1,5		298		
										общие потери на участке	348				
8	255000	8425	20	76	3,5	0,60	14326	88,86	1777,3	Кран шаровый фланцевый JIP-WW - 2 шт.		200	355	25919	39983
										фильтр сетчатый FVF		95	786		
										Теплообменник НН-19-10/1-30-TL	0	0	23000		
										общие потери на участке	24141				

Таблица Г.3 – Гидравлический расчет варианта утилизации №3

№ участка	Q, Вт	G, кг/с	l, м	Дн, мм	δ, мм	w, м/с	Re	R, Па	R*l, Па/м	Местное сопротивление	ξ	kvs, м3/ч	Δрм,	Δруч	ΔрΣ
1	50000	5000	14	60	3,5	0,61	11069	124,92	1748,9	кран шаровый фланцевый JIP-WW - 4 шт.		79	1602	10622	10622
										клапан обратный NVD		99	255		
										фильтр сетчатый FVF		54	857		
										Двухходовой клапан		32	2441		
										отвод 90 градусов - 6 шт.	1,5		1717		
										Паяно-пластинчатый теплообменник			2000		
										общие потери на участке		8873			
2	60000	6000	13	60	3,5	0,73	13282	175,05	2275,7	кран шаровый фланцевый JIP-WW - 4 шт.		79	2307	14542	14542
										клапан обратный NVD		99	367		
										фильтр сетчатый FVF		54	1235		
										Двухходовой клапан		32	3516		
										отвод 90 градусов - 6 шт.	1,5		2472		
										Паяно-пластинчатый теплообменник			2370		
										общие потери на участке		12267			
3	40000	4000	12	60	3,5	0,48	8855	82,88	994,6	кран шаровый фланцевый JIP-WW - 4 шт.		79	1025	7483	7483
										клапан обратный NVD		99	163		
										фильтр сетчатый FVF		54	549		
										Двухходовой клапан		32	1563		
										отвод 90 градусов - 6 шт.	1,5		1099		
										Паяно-пластинчатый теплообменник			2090		
										общие потери на участке		6489			
4	4000	4000	13	60	3,5	0,48	8854,838	82,9	1077,45	кран шаровый фланцевый JIP-WW - 4 шт.		79	1025	7566	7566
										клапан обратный NVD		99	163		
										фильтр сетчатый FVF		54	549		
										Двухходовой клапан		32	1563		
										отвод 90 градусов - 6 шт.	1,5		1099		
										Паяно-пластинчатый теплообменник			2090		
										общие потери на участке		6489			