

Міністерство освіти і науки України
Державний вищий навчальний заклад
"Національний гірничий університет"

Електротехнічний факультет

Кафедра Відновлюваних джерел енергії

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
магістерської дисертації

галузь знань 14 – Електрична інженерія

спеціальність 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії)

освітній рівень магістр

кваліфікація 2143.2 Інженер-електрик в енергетичній сфері

на тему Обґрунтування ефективності застосування теплових насосів в системі оборотного водопостачання металургійного підприємства.

Виконавець:

студент II курсу, групи 141М-16-3

(підпис)

Смірнов Є.О.

(прізвище та ініціали)

Керівники/консультанти	Прізвище, ініціали	Оцінка	Підпис
Проекту	Ципленков Д.В.		
розділів:			
Розділ 1:	Ципленков Д.В.		
Розділ 2:	Ципленков Д.В.		
Розділ 3:	Ципленков Д.В.		
Розділ 4:	Тимошенко Л.В.		

Рецензент			
-----------	--	--	--

Нормоконтроль	Ципленков Д.В.		
---------------	----------------	--	--

Дніпро
2018

**Міністерство освіти і науки України
Державний вищий навчальний заклад
"Національний гірничий університет"**

ЗАТВЕРДЖЕНО:
завідувач кафедри

Відновлюваних джерел енергії
(повна назва)

_____ Шкрабець Ф.П.
(підпис) (прізвище, ініціали)

" _____ " _____ січня _____ 2018 року

ЗАВДАННЯ

на виконання кваліфікаційної роботи магістра (магістерської дисертації)

спеціальності 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії)

студенту групи 141м-16-3 Смірнову Є.О.
(група) (прізвище та ініціали)

Тема магістерської дисертації Обґрунтування ефективності застосування
теплових насосів в системі оборотного водопостачання металургійного
підприємства.

1 ПІДСТАВИ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ

Наказ ректора ДВНЗ "НГУ" від 31 жовтня 2017 р № 1806-л

2 МЕТА ТА ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ РОБІТ

Об'єкт досліджень теплові процеси в системі опалення і гарячого водопостачання.

Предмет досліджень системи оборотного водопостачання металургійних підприємств

Мета НДР дослідження ефективності і можливості застосування теплових насосів в системі оборотного водопостачання металургійного підприємства.

Вихідні дані для проведення роботи система оборотного водопостачання металургійного підприємства.

3 ОЧІКУВАНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ

Наукова новизна полягає в тому, що обґрунтовано ефективність застосування системи теплових насосів для забезпечення ефективного теплопостачання і гарячого водопостачання адміністративно-побутового комплексу підприємства.

Практична цінність роботи полягає в тому, що розробка і впровадження запропонованого способу утилізації вторинних низькопотенційних енергоресурсів системи оборотного водопостачання промислового підприємства дозволить підвищити енергоефективність сучасного підприємства.

4 ВИМОГИ ДО РЕЗУЛЬТАТІВ ВИКОНАННЯ РОБОТИ:

5 ЕТАПИ ВИКОНАННЯ РОБІТ

Найменування етапів робіт	Строки виконання робіт (початок-кінець)
Підготовчий. Аналіз поставлених цілей та розробка плану дисертації.	15.09.17-01.10.17
Виконання першого розділу. Праця з літературними джерелами про оборотне водопостачання.	04.10.17-25.10.17
Характеристика класифікації видів теплових насосів і дана характеристика принципу роботи парокомпресійного насосу. Проведення розрахунків продуктивності системи для АБК.	03.11.17-10.12.17
Завершення третього розділу. Вибір і розрахунок параметрів теплонасосних установок. Розрахунок техніко-економічного обґрунтування. Завершення дисертації.	15.12.17-18.01.18

6 РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Економічний ефект застосування запропонованої системи знизить витрати на теплоносій для системи опалення. При цьому термін окупності запропонованої системи складе близько 3-х років.

Соціальний ефект створення і впровадження таких систем дозволить забезпечити більш дешевим теплом і гарячою водою не тільки приміщення АБК, а й прилеглі побутові та соціальні об'єкти.

7 ДОДАТКОВІ ВИМОГИ

Завдання видав

_____ (підпис)

Ципленков Д.В.

_____ (прізвище, ініціали)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

Смірнов Є.О.

_____ (прізвище, ініціали)

Дата видачі завдання: 04.09.2017

Термін подання дисертації до ЕК

22.01.2018

РЕФЕРАТ

Пояснительная записка магистерской диссертации состоит из: 108 стр., 11 табл., 14 рисунков, 28 литературных источников.

Тема диссертации: обоснование эффективности применения тепловых насосов в системе оборотного водоснабжения металлургического предприятия.

В первом разделе произведен обзор литературных источников систем оборотного водоснабжения металлургического предприятия. Выявлена возможность применения оборотной воды для тепловых насосов.

Во втором разделе описан принцип работы теплового насоса, представлена их классификация. Представлены возможные источники теплоты для тепловых насосов. Произведен расчет АБК предприятия в теплоносителе.

В третьем разделе сделан расчет мощности тепловых насосов. Выполнены расчеты термодинамических характеристики и цикла работы теплового насоса. Просчитано потолочное водяное отопление для заданного объекта.

В технико-экономическом обосновании выполнялись расчеты капитальных затрат на ввод в эксплуатацию теплового насоса в систему оборотного водоснабжения. Рассчитаны годовые эксплуатационные расходы.

Научная новизна работы состоит в обосновании использования в качестве источника теплоты для теплонасосных установок возможно использование оборотной воды металлургического предприятия.

Ключевые слова: ТЕПЛОВОЙ НАСОС, ОБОРОТНОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ, ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ, ВТОРИЧНЫЙ ЭНЕРГОРЕСУРС, ОТОПЛЕНИЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС.

ABSTRACT

Explanatory note of the master's thesis consists of: 108 page, 11 table, 14 figures, 28 literary sources.

Theme of the dissertation: a substantiation of efficiency of application of heat pumps in system of circulating water supply of the metallurgical enterprise.

The first section reviews the literature sources of the recycling water supply systems of the metallurgical enterprise. The possibility of using recycled water for heat pumps has been identified.

The second section describes the principle of the heat pump, their classification is presented. Possible sources of heat for heat pumps are presented. The calculation of the administrative and household complex of the enterprise in a coolant has been made.

The third section calculates the power of heat pumps. The thermodynamic characteristics and the cycle of operation of the heat pump are calculated. The ceiling water heating is calculated for the given object.

In the feasibility study, calculations of capital costs for the commissioning of a heat pump into the water recycling system were performed. Annual operating costs are calculated.

The scientific novelty of the work consists in justifying the use of circulating water of a metallurgical enterprise as a source of heat for heat pump plants.

Keywords: HEAT PUMP, REVOLVING WATER SUPPLY, THERMODYNAMIC CYCLE, SECONDARY ENERGY RESOURCES, HEATING, METALLURGICAL COMPLEX.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка магістерської дисертації складається з: 108 стор., 11 табл., 14 рисунків, 28 літературних джерел.

Тема дисертації: обґрунтування ефективності застосування теплових насосів в системі оборотного водопостачання металургійного підприємства.

У першому розділі проведений огляд літературних джерел систем оборотного водопостачання металургійного підприємства. Виявлено можливість застосування оборотної води для теплових насосів.

У другому розділі описаний принцип роботи теплового насоса, представлена їх класифікація. Представлені можливі джерела теплоти для теплових насосів. Зроблено розрахунок АБК підприємства в теплоносії.

У третьому розділі зроблений розрахунок потужності теплових насосів. Виконано розрахунки термодинамічних характеристики і циклу роботи теплового насоса. Прораховано стельове водяне опалення для заданого об'єкта.

У техніко-економічному обґрунтуванні виконувалися розрахунки капі-тальних витрат на введення в експлуатацію теплового насоса в систему оборотного водопостачання. Розраховані річні експлуатаційні витрати.

Наукова новизна роботи полягає в обґрунтуванні використання в якості джерела теплоти для теплонасосних установок можливе використання оборотної води металургійного підприємства.

Ключові слова: ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ОБОРОТНЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ЦИКЛ, ВТОРИННИЙ ЕНЕРГОРЕСУРС, ОПАЛЕННЯ, МЕТАЛУРГІЙНИЙ КОМПЛЕКС.

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	10
ВВЕДЕНИЕ	11
1 СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ	14
1.1 Категории воды	14
1.2 Основные схемы систем оборотного водоснабжения	17
1.3 Водный баланс в системах оборотного водоснабжения	20
1.4 Обработка воды в оборотных системах производственно- го водоснабжения	22
1.5 Обработка охлаждающей воды в оборотных системах во- доснабжения	23
1.6 Системы оборотного водоснабжения металлургических комбинатов	25
1.6.1 Доменные цеха	28
1.6.2 Цеха очистки доменного газа	30
1.6.3 Сталеплавильные цеха	32
1.6.4 Прокатные цеха	33
1.7 Технические данные затрат воды оборотного водоснаб- жения металлургических предприятий	36
1.7.1 Доменное производство	36
1.7.2 Сталеплавильное производство	37
1.7.3 Прокатное производство	37
1.8 Характеристика оборотной воды	39
1.9 Анализ возможности применения оборотной воды	42
1.9.1 Применение для теплоснабжения	42
1.9.2 Применение оборотной воды для тепловых насо- сов	44
Выводы по разделу 1	45

2	ОБОСНОВАНИЕ ТИПА ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ	46
2.1	Классификация теплонасосных установок	46
2.2	Источники теплоты для тепловых насосов	55
2.2.1.	Воздух	56
2.2.2.	Вода	58
2.2.3.	Грунт	59
2.3	Потребность АБК предприятия в теплоносителе (система отопления и ГВС)	62
2.4	Определение нагрузки ГВС душевых на металлургиче- ском комбинате	64
	Выводы по разделу 2	67
3	РАСЧЕТ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ	68
3.1	Расчет мощности теплового насоса	68
3.1.1	теоретические основы работы тепловых насосов	68
3.1.2	Исходные данные	70
3.1.3	Расчет необходимой тепловой мощности ТНУ	71
3.1.4	Расчет термодинамического цикла тепловых на- сосов	72
3.1.5	Расчет теплообменника оборотной воды	79
3.2	Выбор системы отопления	85
3.2.1	Отопление панелями, размещёнными в полу	85
3.2.2	Отопление панелями, размещёнными в полу + отопительные радиаторы.	86
3.2.3	Отопление потолочными радиаторами	86
3.2.4	Подбор циркуляционных насосов	89
3.3	Подключение к системе отопления	91
	Выводы по разделу 3	94
4	ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ	95

4.1 Вступление	95
4.2 Расчет капитальных затрат	96
4.3 Расчет эксплуатационных затрат	99
4.4 Расчет амортизационных отчислений	99
4.5 Расчет стоимости потребленной электроэнергии	102
4.6 Определение годовой экономии от внедрения объекта проектирования	103
Выводы по разделу 4	105
ВЫВОДЫ	106
СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	107

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Р	резервуар
НС	насосная станция
П	потребитель
ОС	очистное сооружение
ТЭЦ	теплоэлектроцентраль
ПВС	паровоздуходувные станции
СОЖ	смазочно-охлаждающая жидкость
ВЭР	вторичные энергоресурсы
ТНУ	теплонасосная установка
ГВС	горячее водоснабжение
ПТН	парокомпрессионный тепловой насос
КПД	коэффициент полезного действия
ТН	тепловой насос
ПТНУ	парокомпрессионная теплонасосная установка
АТНУ	абсорбционная теплонасосная установка
SPF	фактор сезонной нагрузки
COP	тепловой коэффициент

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время тепло систем оборотного водоснабжения сбрасывается в окружающую среду, в то время как его можно было бы использовать для отопления админзданий, цехов, рабочих поселков рядом с заводом, экономя тем самым значительные средства и улучшая социально-экономическую ситуацию в регионе.

Общая система отвода тепла состоит, в зависимости от температурного уровня, из ряда стадий, на каждой из которых применяются различные технические средства. Значительную долю этих средств занимает системы водяного охлаждения. На промышленных и энергетических предприятиях могут функционировать различные охлаждающие системы водоснабжения. При этом нормативные документы предписывают проектировать новые системы промышленного водоснабжения с оборотом воды. По составу сооружений система оборотного водоснабжения сложнее, чем прямоточная и с повторным использованием воды, дороже в строительстве и эксплуатации, но позволяет существенно снизить потребность предприятия в свежей воде и уменьшить не меньше чем в 80 раз сброс тепла в водоисточник.

Актуальность работы. Использование оборотной воды на предприятиях теплоэнергетической, химической, нефтеперерабатывающей и металлургической отраслей промышленности составляет от 60 до 96% от общего водопотребления. В практике охлаждения оборотной воды широко используют испарительное охлаждение воды в градирнях. При испарительном охлаждении вода в градирне течет в виде пленки или капель, при этом испаряется 1.2%, и таким образом основное количество тепла (до 85.90%) передается от воды воздуху за счёт массообмена. Остальное тепло - путём конвективного теплообмена. Оба процесса протекают одновременно, оказывая друг на друга взаимное влияние.

Как известно, проблема эффективности оборотного водоснабжения, особенно остро ощущаются в теплый период года и решение её возможно лишь при комплексном подходе.

Сложившиеся стереотипы в подходе к отоплению производственных и бытовых помещений не позволяют в полной мере осознать, что температуры теплоносителя 30-45°C вполне достаточно для комфортного отопления. В качестве приборов отопления традиционно используются радиаторы, которые отдают тепло в помещение с помощью естественной конвекции воздушных потоков, для их эффективной работы требуется большая разность температур между радиатором и окружающим воздухом. Радиатор из медных трубок и алюминиевых пластин по типу автомобильного и маленький вентилятор решают проблему использования тепла оборотной воды температурой 30-45°C.

Для цехов и однообъемных помещений применяют калориферы или драйкуллеры, рассчитанные для работы с низкотемпературным теплоносителем, а для отопления офисных помещений – фанкойлы. Данные отопительные приборы с успехом будут работать и при стандартных параметрах системы отопления, а автоматика позволит отапливать помещения традиционными источниками тепла при остановке основного производства. Утилизировать в полезное тепло оборотную воду температурой 20-30°C возможно с помощью промышленных парокомпрессионных холодильных установок (тепловых насосов), охлаждающих оборотную воду и нагревающих теплоноситель системы отопления до температуры 90°C и выше.

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является исследование эффективности и возможности применения тепловых насосов в системе оборотного водоснабжения металлургического предприятия.

Для выполнения исследования необходимо решить следующие **задачи**:

– проанализировать существующие схемы охлаждения и оборотного водоснабжения металлургических предприятий и определить наиболее подходящую схему для использования теплонасосной технологии;

– рассчитать теплонасосную установку, позволяющую утилизировать низкопотенциальное тепло металлургических предприятий для нужд административно-бытового комплекса.

– выполнить технико-экономическое обоснование предлагаемого решения.

Объект исследования – тепловые процессы в системе отопления и горячего водоснабжения

Предмет исследования – системы обратного водоснабжения металлургических предприятий.

Научная новизна работы состоит в том, что обоснована эффективность применения системы тепловых насосов для обеспечения эффективного теплоснабжения и горячего водоснабжения административно-бытового комплекса предприятия.

Практическая ценность работы состоит в том, что разработка и внедрение предлагаемого способа утилизации вторичных низкопотенциальных энергоресурсов системы обратного водоснабжения промышленного предприятия позволит повысить энергоэффективность современного предприятия.

Экономический эффект – применение предлагаемой системы снизит расходы на теплоноситель для системы отопления. При этом срок окупаемости предлагаемой системы составит около 3-х лет.

Социальный эффект – создание и внедрение таких систем позволит обеспечить более дешевым теплом и горячей водой не только помещения АБК, но и близлежащие бытовые и социальные объекты.

РАЗДЕЛ 1

СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

1.1 Категории воды

Технологическое (производственное) водопотребление [1] на большинстве промышленных предприятий является основным как по количеству потребляемой воды, так и по роли воды в обеспечении основных технологических процессов. Вода используется в производстве для разнообразных целей, таких, как охлаждение оборудования и продукта, промывка продукции, получение технологических растворов, газоочистка, гидротранспорт, парообразование и др.

В процессе потребления вода может нагреваться и насыщаться разнообразными примесями.

Все многообразие использования воды на технологические нужды можно систематизировать в ряд категорий, имеющих общие признаки и общие подходы к разработке систем водоснабжения.

Вода первой категории использования применяется в качестве теплоносителя для охлаждения оборудования и продукта в теплообменных аппаратах (без контакта с продуктом). В процессе потребления вода нагревается и практически не загрязняется. К этой категории использования воды относится охлаждение конденсаторов турбин в теплоэнергетике, металлургических печей в металлургии, компрессоров, холодильных машин и др.

Вода второй категории использования осуществляет поглощение и транспортирование примесей в производственных процессах без тепловыделения. При потреблении вода насыщается разнообразными примесями, но не нагревается. К этой категории использования воды относится промывка продукта и продукции, например, в текстильной промышленности, гальваническом производстве, электронике и др.

Вода третьей категории использования участвует одновременно в поглощении и транспортировании примесей и в охлаждении продукта и оборудования. В процессе потребления вода насыщается примесями и нагревается. К этой категории использования воды относится мокрая газоочистка, охлаждение прокатных станов и машин разлива стали и чугуна в металлургии и др.

Вода четвертой категории использования применяется для растворения реагентов в химической технологии, красителей в текстильной промышленности, электролитов и др. При этом образуются технологические растворы, которые в сток сливаться не должны.

Вода пятой категории использования входит в состав готовой продукции, например, в пищевой промышленности (консервы, алкогольные и безалкогольные напитки и др.). Вода этой категории непосредственно в сток не поступает.

Вода шестой категории использования применяется в качестве теплоносителя в теплоэнергетике и теплоснабжении в виде пара и перегретой воды. Такая вода после нагрева в теплогенераторах поступает в теплотехнический контур и в сток не сбрасывается.

Наибольшее распространение получили первые три категории использования воды, для которых и следует создавать оборотные и замкнутые системы водоснабжения.

Системы водоснабжения последних трех категорий прямоточные и включают в свой состав сооружения для приготовления воды требуемого качества, насосные станции и водопроводные сети для подачи воды потребителям в соответствии с режимом водопотребления и требуемыми напорами.

Для разработки систем водоснабжения в качестве исходных параметров, характеризующих водопотребление, по каждому водопотребителю должны быть приведены следующие сведения:

- требования к качеству воды;
- требуемые количества воды и режим водопотребления;

- потребный напор;
- степень надежности подачи воды.

Соответственно для характеристики водоотведения должны быть известны:

- качество отработанной воды (стока);
- количество отводимой воды и режим водоотведения;
- напорные характеристики на отводе стока.

Требования к качеству воды определяются характером технологического процесса и ролью воды в его осуществлении. Даже внутри каждой категории водопотребления эти требования могут быть очень разнообразны.

Для воды первой категории, движущейся по каналам теплообменного оборудования, требования по количеству и составу примесей воды зависят от размеров каналов, скорости движения воды в них и температуры стенок охлаждаемого оборудования. Примеси воды не должны отлагаться на стенках оборудования и засорять каналы. Так, содержание взвешенных веществ крупностью до 0,05 мм при скорости движения воды в каналах не менее 0,5 м/с должно быть не более 50 г/м³, а при скорости 1,0 м/с может быть 80 г/м³ и даже (кратковременно) - до 200 г/м³. В то же время следует учитывать, что в обратных системах водоснабжения содержание взвешенных веществ влияет на эффективность работы охлаждающего оборудования. Величина жесткости охлаждающей воды во избежание образования карбонатных отложений зависит от температуры стенок оборудования. Так, при температуре стенок до 80 °С жесткость воды может быть не более 3,0 г-экв/м³, а при температуре стенок свыше 400 °С с огневом нагревом - уже не более 1,5 г-экв/м³.

Существенное влияние имеет температура охлаждающей воды. Чем меньше температура воды, тем меньше ее требуется для отведения одного и того же количества тепла. В то же время следует учитывать, что в обратных системах с охлаждением воды атмосферным воздухом даже на са-

мых совершенных охладителях получить температуру охлажденной воды в жаркие периоды года ниже 30 °С очень трудно.

Требования к качеству воды второй категории еще более разнообразны. Так, например, содержание взвешенных веществ в системах гидротранспорта практически не ограничено. В промывных водах предприятий текстильной промышленности содержание взвешенных веществ должно быть не более 5 г/м³, железа - не более 0,05 г/м³, жесткость - не более 0,4 г-экв/м³. В то же время вода для промывки деталей в электронной промышленности должна быть диэлектриком, т. е. свободна от нерастворимых и растворимых примесей.

Качество и технологические свойства воды третьей категории должны отвечать требованиям, указанным для первой и второй категорий.

1.2 Основные схемы систем оборотного водоснабжения

Достоинством схем с повторным использованием воды является уменьшение количества забираемой воды из водоисточника и величины сброса стока в водоем. По сравнению с прямоточными эти системы экономически наиболее целесообразны при значительном удалении водопотребителей от водоисточника.

Схемы и состав сооружений оборотных систем водоснабжения [2] (рис. 1.1) зависят от того, как изменяются параметры воды в процессе ее использования.

Для водопотребителей первой категории водопотребления применяются схемы *а, б* (см. рис. 1.1). В схеме *а* отработанная нагретая вода собирается в резервуар *Р1.1* и насосной станцией *НС1.1* подается на охладитель *Охл. 1.1*, где происходит ее охлаждение и обеспечивается баланс по количеству тепла в системе. Охлажденная вода собирается в резервуар *Р1.2* и насосной станцией *НС1.2* подается опять водопотребителю *П1*. Потери во-

ды в оборотной системе восполняются подачей подпиточной воды $Q_{\text{под}}$ в резервуар $P1.2$, чем обеспечивается баланс в системе по количеству воды.

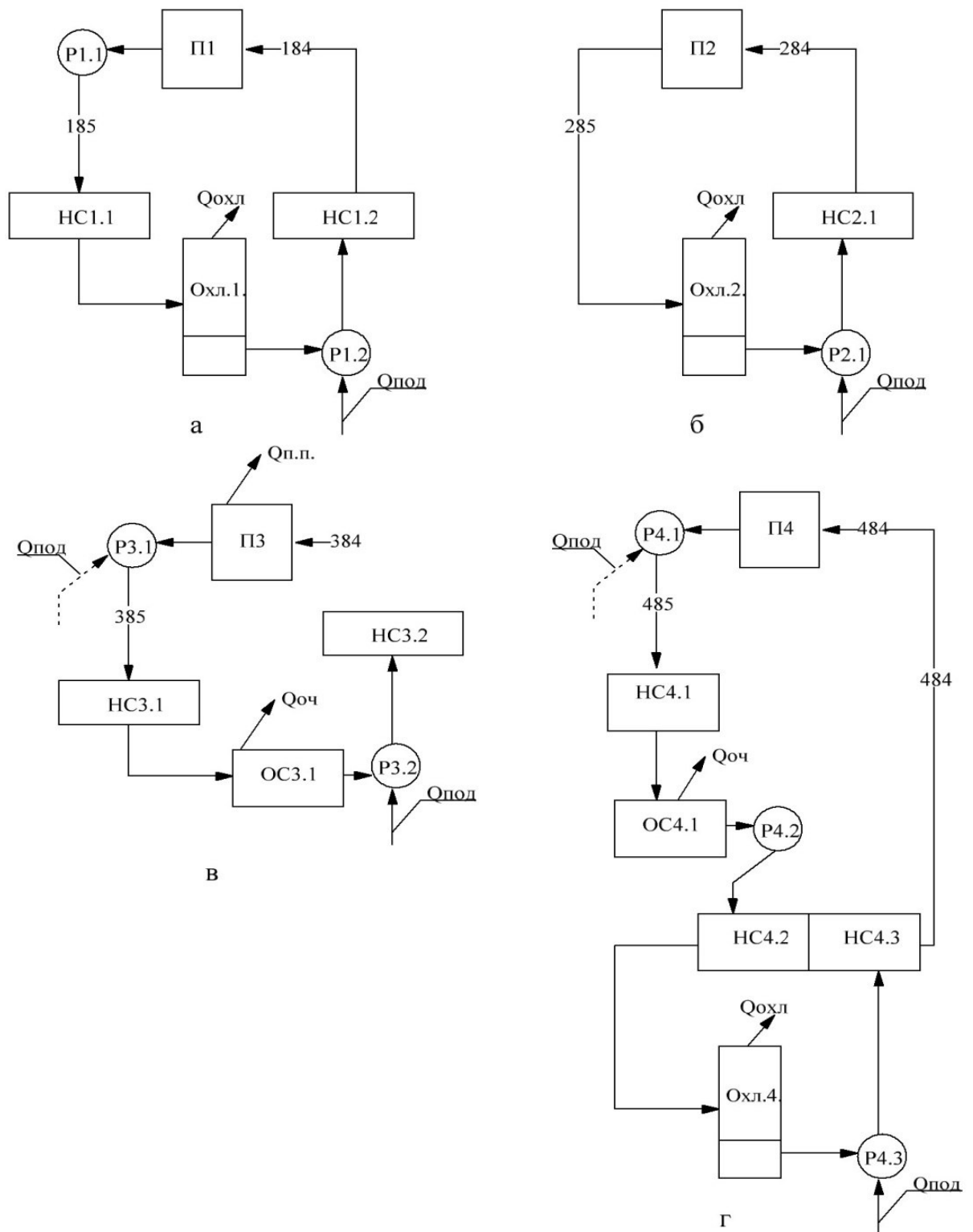


Рисунок 1.1 – Схемы оборотных систем водоснабжения:

а, б - для первой категории водопотребления, в - для второй категории водопотребления; г - для третьей категории водопотребления

На рисунке 1.1 обозначено: *П1* и *П2* - производственные водопотребители; *Р1.1*, *Р1.2* - резервуары в системе водоснабжения первого водопотребителя соответственно номер 1 и номер 2; *НС1.1*, *НС 1.2* - насосные станции в системе первого водопотребителя соответственно номер 1 и номер 2; *Охл.1.1* - охладитель в системе водоснабжения первого водопотребителя номер 1; *ОСЗ.1* - очистные сооружения в системе водоснабжения третьего водопотребителя номер 1; $Q_{\text{пр}}$ - производственные потери воды; $Q_{\text{охл}}$ - потери воды на охладителе; $Q_{\text{оч}}$ - потери воды на очистных сооружениях; $Q_{\text{под}}$ - подача подпиточной воды; *В4* - трубопровод оборотной воды подающий в системе потребителя *П1*; *В5* - трубопровод оборотной воды обратный в системе потребителя *П1*

Схема *б* отличается от схемы *а* тем, что отработанная нагретая вода после водопотребления имеющимся остаточным напором подается сразу на охладитель, что упрощает схему и уменьшает количество резервуаров и насосных станций.

Для водопотребителей второй категории водопотребления используется схема *в* (см. рис. 1.1). В этой схеме отработанная вода насосной станцией *НСЗ.1* подается на очистные сооружения *ОСЗ.1*, где из воды извлекаются все примеси, внесенные в процессе водопотребления, и обеспечивается баланс в системе по количеству веществ (примесей) в воде. Очищенная вода насосной станцией *НСЗ. 2* подается опять водопотребителю *ПЗ*. Потери воды в оборотной системе ($Q_{\text{пр}} + Q_{\text{оч}}$) компенсируются подачей подпиточной воды $Q_{\text{под}}$, чем обеспечивается баланс в системе по количеству воды. При этом возможны варианты подачи подпиточной воды. При подаче подпиточной воды в *РЗ.2* качество ее должно соответствовать требованиям, предъявляемым водопотребителем. Если качество воды водоемочника не соответствует требованиям водопотребителя, то подпиточная вода перед подачей в *РЗ.2* должна быть очищена до соответствующих па-

раметров на специально предусмотренных для этого водопроводных очистных сооружениях. Этого можно избежать, если подпиточную воду подавать в резервуар *P3.1* и очистку подпиточной воды осуществлять совместно с очисткой отработанной воды на очистных сооружениях оборотной системы *ОСЗ.1*. При этом несколько увеличится производительность очистных сооружений оборотной системы, однако не потребуются строительства дополнительных сооружений очистки воды из источника.

Для водопотребителей третьей категории водопотребления создаются оборотные системы по схеме, представленной на рис. 1, 2. В этой схеме предусматривается сначала очистка воды на *ОСЗ. 1* для обеспечения баланса в системе по количеству веществ (примесей воды). Затем очищенная вода подается насосной станцией *НС4.2* на охладитель *Охл. 4.1* для снижения температуры воды и отвода тепла в атмосферу, чем обеспечивается баланс в системе по количеству тепла. Очищенная и охлажденная вода насосной станцией *НС4.3* подается опять водопотребителю. Все потери воды в системе ($Q_{пп} + Q_{оч} + Q_{охл}$) компенсируются подачей подпиточной воды (аналогично схеме рис. 2.3, в) либо в резервуар *P4.3*, либо в *P4.1*. Этим обеспечивается баланс по количеству воды в системе.

1.3 Водный баланс в системах оборотного водоснабжения

Нормальное функционирование любой оборотной и тем более замкнутой системы водоснабжения промышленного предприятия возможно лишь при обеспечении балансов: по количеству воды; по количеству тепла; по количеству веществ (примесей воды).

Количество воды в системе оборотного водоснабжения [3] должно быть постоянным. Все потери воды должны компенсироваться добавочной (подпиточной) водой. Потери воды в оборотной системе

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{пп}} + Q_{\text{пол}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{ун}} + Q_{\text{оч}} + Q_{\text{прод}}$$

где: $Q_{\text{пп}}$ - безвозвратное потребление воды в производстве;

$Q_{\text{пол}}$ - потери воды на полив территории;

$Q_{\text{исп}}$ - потери воды на испарение в охладителях;

$Q_{\text{ун}}$ - потери воды на капельный унос в охладителях;

$Q_{\text{оч}}$ - потери воды на очистных сооружениях;

$Q_{\text{прод}}$ - организованный сброс воды из системы (продувка), например, для поддержания допустимого содержания растворенных примесей.

Безвозвратные потери воды в производстве зависят от характера технологического процесса, роли воды в его осуществлении и могут быть определены технологическими расчетами.

Потери воды на полив территории определяются исходя из площади и степени благоустройства поливаемых территорий с учетом нормы расхода воды на поливку.

Потери воды на испарение в охладителях, м³/ч, могут быть определены из выражения

$$Q_{\text{исп}} = K_1 \Delta t Q_{\text{об}}$$

где K_1 - коэффициент потерь воды на испарение, который для брызгальных бассейнов и градирен зависит от температуры охлаждающего воздуха, измеренного сухим термометром, и может быть принят следующим:

$$K_1 = 0,0012 \text{ при } 10 \text{ } ^\circ\text{C}, K_1 = 0,0014 \text{ при } 20 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$K_1 = 0,0015 \text{ при } 30 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ и } K_1 = 0,0016 \text{ при } 40 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$\Delta t = t_1 - t_2$ - перепад температур, разность между температурой нагретой t_1 и охлажденной t_2 воды; $Q_{\text{об}}$ - количество воды, подаваемой в охладитель, м³/ч.

Потери воды на капельный унос зависят от типа охладителя и могут быть приняты для башенных градирен, оборудованных водоуловителями, равными 0,1 % от количества подаваемой воды, для вентиляторных градирен - 0,2 %.

Потери воды на очистных сооружениях зависят от технологической схемы очистки воды, состава сооружений и могут быть определены технологическим расчетом.

1.4 Обработка воды в оборотных системах производственного водоснабжения

Требования к качеству воды в оборотных системах производственного водоснабжения в целом сводятся к следующему: вода не должна оказывать отрицательного воздействия на качество получаемого продукта; не должна вызывать образование солевых отложений, биологических обрастаний и коррозии аппаратуры, трубопроводов и сооружений; должна обеспечивать требуемое санитарно-гигиеническое состояние рабочих мест.

Для обеспечения этих требований осуществляется разнообразная обработка воды, циркулирующей в оборотной системе, и подпиточной воды.

Все многообразие методов обработки воды в оборотных системах водоснабжения по целевому назначению можно сгруппировать в два направления:

обработка охлаждающей воды в оборотных системах с целью предотвращения образования солевых отложений, биологических обрастаний и коррозии аппаратуры, трубопроводов и сооружений;

обработка сточных вод в оборотных и замкнутых системах водоснабжения с целью обеспечения баланса по веществам.

1.5 Обработка охлаждающей воды в оборотных системах водоснабжения

В процессе обработки охлаждающей воды оборотных систем [4] наиболее часто приходится решать такие задачи, как удаление из воды нерастворенных примесей (взвешенных веществ); предотвращение карбонатных и сульфатных отложений; борьба с развитием водорослей и биологическим обрастанием охлаждающих устройств и оборудования.

Взвешенные вещества в систему оборотного водоснабжения поступают с воздухом в охладителях, с добавочной водой и образуются в самой системе в виде продуктов коррозии, биологических обрастаний и др. Наличие в оборотной воде взвешенных веществ больше допустимой величины может привести к образованию отложений в теплообменных аппаратах, трубопроводах и снижению коэффициента теплоотдачи.

Для поддержания содержания взвешенных веществ на требуемом уровне могут осуществляться продувка системы, осветление добавочной и оборотной воды.

Удаление из оборотной системы части взвешенных веществ с продувочной водой целесообразно в том случае, если эта вода будет направлена на повторное использование в какую-либо систему производственного водоснабжения загрязненного цикла, имеющую свои очистные сооружения. Продувка системы целесообразна и в том случае, когда она еще необходима для поддержания в оборотной системе концентрации растворенных солей на требуемом уровне.

Определить количество продувочной воды для поддержания баланса по взвешенным веществам можно только в процессе эксплуатации системы водоснабжения, так как это зависит от конструктивных особенностей каждой системы. Величина этого продувочного расхода должна быть не меньше величины продувочного расхода, рассчитанного для обеспечения в оборотной системе баланса по концентрации растворенных солей.

Снижение содержания взвешенных веществ в оборотной системе за счет осветления добавочной воды является наиболее простым и распространенным способом. Однако во многих случаях этого недостаточно, так как, кроме примесей добавочной воды, в оборотную систему поступают примеси, продуцирующиеся в самой системе. Для удаления их производится очистка оборотной воды. В зависимости от мощности системы, количества вносимых примесей и способа очистки на осветление может подаваться весь поток воды (небольшие системы) либо его часть (мощные системы). Так как из системы оборотного водоснабжения необходимо выводить грубодисперсные примеси, то для очистки целесообразно применять сетчатые фильтры.

Анализ работы оборотных систем водяного охлаждения показывает, что значительная часть примесей образуется и накапливается, в резервуарах градирен являющихся по сути своей отстойниками. Чистка резервуаров осуществляется, как правило, вручную в период выключения градирен из работы, что существенно осложняет их эксплуатацию. Для улучшения условий эксплуатации и повышения эффекта осветления воды рекомендуется применять градирни с резервуарами-отстойниками. Такие резервуары оборудуются тонкослойными модулями и приемками, из которых осадок может отводиться без остановки градирен.

Существенное влияние на эффективность охлаждения оборудования оказывают отложения солей в теплообменных аппаратах. В значительной степени отложения обусловлены выпадением карбоната кальция. В ряде случаев наблюдается осаждение сульфата кальция и некоторых других солей.

Выпадение карбоната кальция [5] происходит в результате нарушения углекислотного равновесия в воде. При нагреве воды в теплообменных аппаратах снижается растворимость газов и из воды удаляется часть двуокиси углерода. Это приводит к распаду гидрокарбонатного иона и образованию нерастворимого карбоната кальция, который и выпадает в виде

кристаллического осадка в теплообменных аппаратах и трубопроводах. Ситуация усугубляется в охладителях, где в результате контакта с воздухом происходит дегазация воды с потерей еще некоторого количества двуокси углерода. Кроме того, в результате испарения части воды в охладителях происходит повышение концентрации солей в оборотной воде, что также способствует образованию отложений, в том числе и сульфата кальция.

1.6 Системы оборотного водоснабжения металлургических комбинатов

Современные металлургические комбинаты [6] имеют сложные системы водного хозяйства, включающие до 30 и более оборотных циклов, обеспечивающих потребности в воде отдельных производств, отличающихся качеством воды и необходимыми напорами в сети (рис. 1.2). Число систем оборотного водоснабжения принимается по числу производств.

Для выплавки 1 т металла на металлургических комбинатах с полным циклом расходуется до 300 - 350 м³ воды.

На металлургических комбинатах с полным технологическим циклом выплавляется чугун, затем переплавляемый в сталь, изготавливаются различные профили проката или трубы. В комплексе современного металлургического комбината имеются коксохимическое, огнеупорное и другие производства, а также ТЭЦ, паровоздуходувные станции (ПВС), механический, транспортный и другие вспомогательные цеха. Чугун выплавляется в непрерывно действующих доменных печах с использованием в качестве топлива кокса и природного газа. Сталь выплавляется из чугуна и металлического лома в непрерывно действующих мартеновских печах, периодически действующих электропечах или конверторах. Получающиеся слитки стали затем нагревают и превращают в различные профили на прокатных станах, для изготовления изделий. На ряде заводов применяется непрерыв-

ная разливка стали в общий профиль. Многие сорта профильного металла подвергаются дополнительной обработке травлением кислотами, термической обработке и т.п.

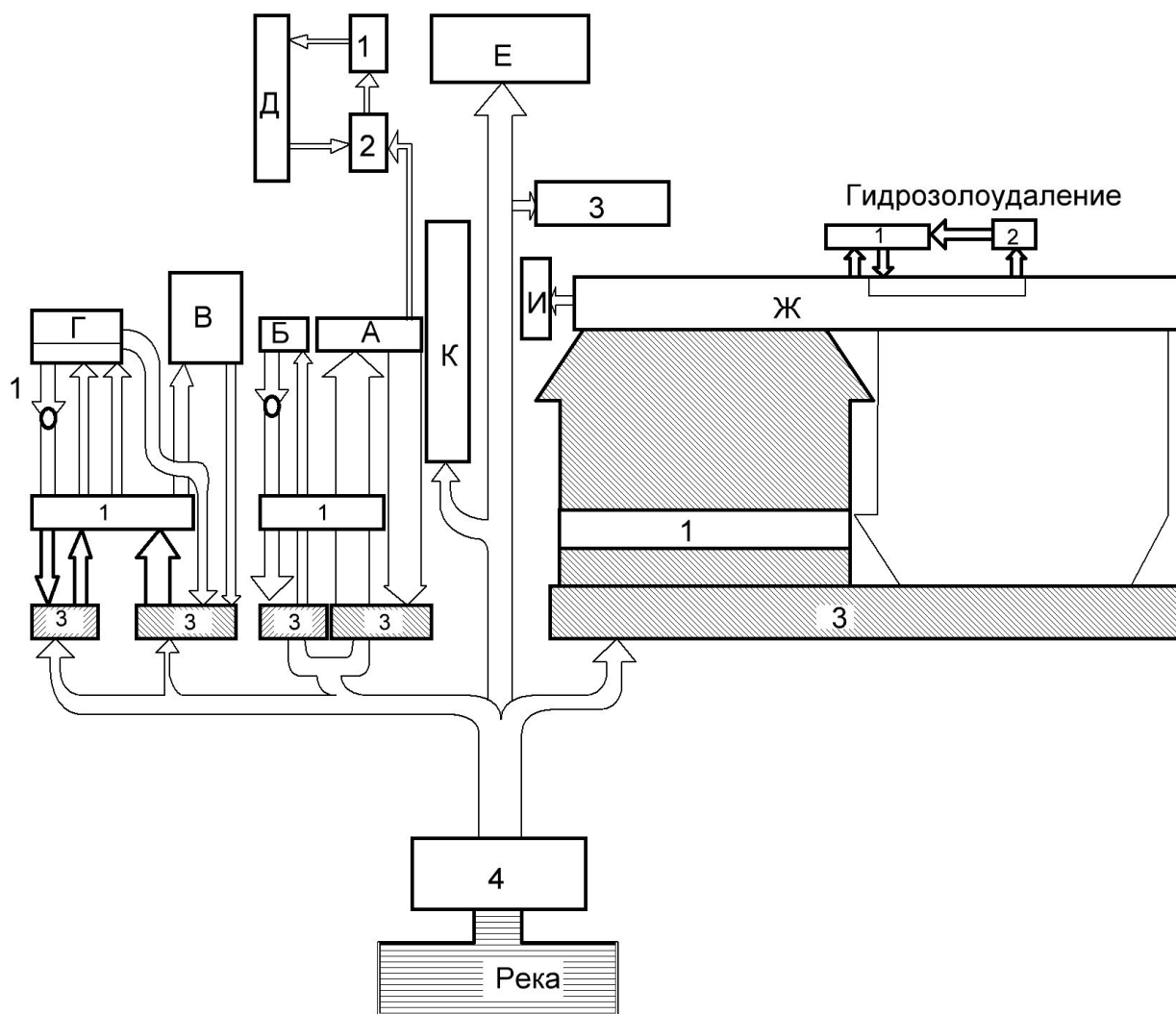


Рис. 1.2. Схема оборотного водоснабжения металлургического комбината:

А - доменный цех; Б - газоочистка; В - сталеплавильный цех;

Г - прокатный цех; Д разливочные машины; Е - коксохимический цех;

Ж - ТЭЦ и паровоздушная станция; 3 - цех огнеупоров;

И - химводоочистка; К - прочие цехи:

1 - насосные станции циклов оборотного водоснабжения; 2 - отстойники; 3

- брызгальные бассейны; 4 - насосная станция первого подъема

При производстве чугуна и выплавке стали [7] вода расходуется главным образом на охлаждение металлургических печей (60 - 70%), а также на конденсацию отработавшего пара на ТЭЦ и ПВС. Значительное количество воды расходуется на очистку дымовых газов доменного и сталеплавильного производства, а также на охлаждение прокатных станов, металла, шлака (35 - 25%), остальная вода (до 5%) расходуется на прочие нужды.

В состав металлургических комбинатов входят теплоэлектростанция (ТЭЦ) и паровоздуховная станция (ПВС) при доменном цехе, а также кислородная станция, вырабатывающая кислород для доменного и сталеплавильного цехов, являющиеся наиболее крупными потребителями воды. На паровоздуховных и силовых станциях вода расходуется на питание и продувку котлов, охлаждение конденсаторов, масле и воздухоохладителей, подшипников, золоудаление, сероочистку и др.

Питание котлов осуществляется химически очищенной водой высокого качества, в которой недопустимо присутствие механических примесей и солей жесткости. Полученный в котлах пар, пройдя турбину, поступает в конденсаторы и снова в виде конденсата возвращается в котел. Потери в этом цикле составляют 3 - 5% общего расхода воды, циркулирующей в системе. Расход пара 4,5 - 5,5 кг на 1 т·ч в зависимости от величины вакуума в конденсаторах.

Продувка котлов с добавкой свежей воды производится для поддержания требуемого состава минеральных примесей. С учетом собственных нужд водоумягчительной установки суммарный расход воды для котлов составляет 0,8 - 0,9 л на 1 кВт мощности.

Конденсаторы силовых станций - наиболее крупные водопотребители на металлургических комбинатах. Их значение состоит в сохранении заданного вакуума при выходе пара из турбины, превращении пара в конденсат для возврата его в котел и для удаления воздуха и газа из конденсата. По своему устройству конденсаторы бывают одноходовые и двухходовые.

1.6.1 Доменные цеха

В доменных цехах [8] производится выплавка чугуна из шихты (смесь руды с коксом и известняком). Для интенсификации процесса в доменную печь воздуходувками подается нагретый воздух, а также кислород, получаемый на специальных станциях, и природный газ. Продукты производства - чугун и шлак. Шлак подается на грануляционную установку и затем утилизируется. Доменный газ после предварительной очистки используется как топливо.

Вода расходуется на увлажнение шихты, охлаждение доменных печей и арматуры, для предотвращения их разрушения, (так, например, клапаны воздухонагревателей работают при температуре проходящих через них газов и воздуха 800 °С и более), воздухонагревателей и на другие нужды. Кроме того, вода в доменном цехе расходуется на грануляцию шлака, охлаждение чугуна на разливочных машинах и в подбункерных помещениях для уборки пыли и просыпавшейся шихты.

Отработанная вода доменных печей относится к условно чистой, в результате чего водоснабжение доменного цеха может быть осуществлено по любой схеме. Наиболее распространенной является последовательная схема использования воды, при которой вода, подаваемая насосной станцией на доменные печи, предварительно проходит конденсаторы ТЭЦ и ПВС. При такой схеме для обеспечения надежности водоснабжения доменного цеха необходимо, кроме подачи отработанной воды после охлаждения конденсаторов турбин, предусмотреть также подачу воды непосредственно из водоводов насосной станции первого подъема.

При оборотной схеме (рис. 1.3) к составу сооружений добавляют охладители воды доменного цеха и сеть отработанной воды между доменным цехом и охладителями.

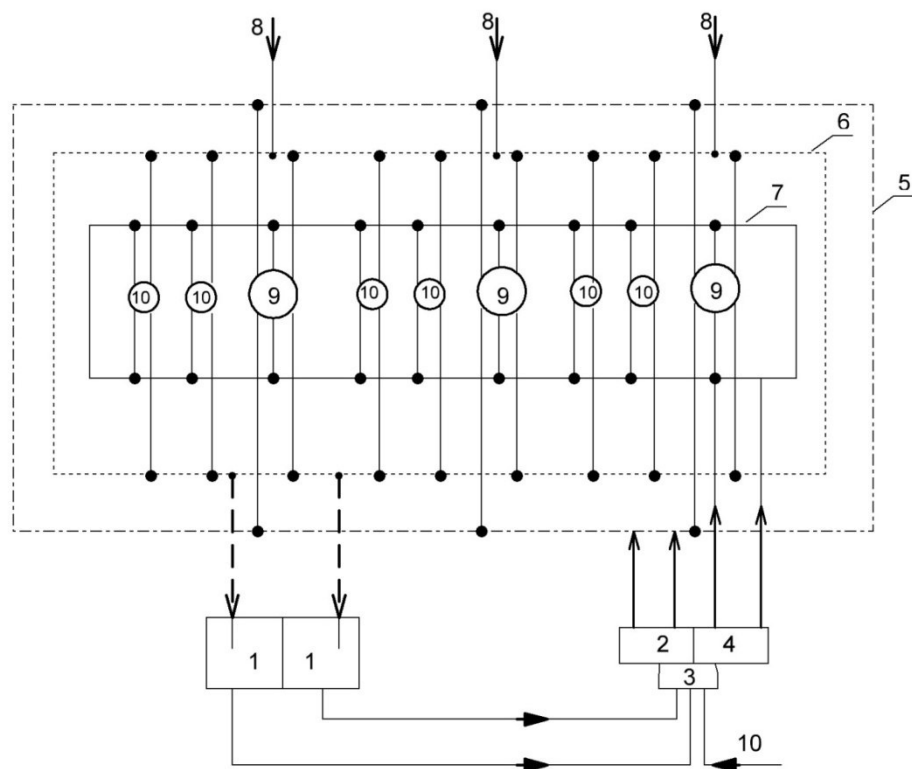


Рис. 1.3 Схема обратного водоснабжения доменного цеха: 1 - градирня; 2 - насосы высокого напора; 3 - водосборник; 4 - насосы низкого напора; 5 - трубопровод высокого давления; 6 - трубопровод отработанной воды; 7 - трубопровод низкого давления; 8 - трубопровод добавочной воды; 9 - доменная печь; 10 – воздухонагреватели

В качестве охладителей при наличии свободных площадей предпочтительнее применять брызгальные бассейны, в которых создаются большие запасы воды, обеспечивающие водоснабжение доменного цеха в течение 5-6 часов. Однако площадь, занимаемая бассейнами, примерно в 5 - 6 раз превышает площадь капельных или пленочных градирен и, кроме того, они должны быть удалены на 80-100 м от ближайших заводских сооружений с целью предохранения последних от обледенения. Сети водоснабжения доменного цеха прокладывают обычно в тоннелях, обязательно в две нитки с двумя подводами воды к доменным печам.

1.6.2 Цеха очистки доменного газа

В цехах очистки доменного газа [9] вода служит поглотителем механических примесей, растворителем газов и некоторых минералов, содержащихся в колошниковой пыли, а также охладителем и транспортирующей средой поглощенных примесей. В трубах Вентури, скрубберах и в электрофильтрах охлаждаемый и очищаемый газ движется навстречу струям воды.

Водное хозяйство доменной газоочистки, как правило, принимается по замкнутому оборотному циклу, так как по условиям охраны водоемов сброс таких сточных вод без очистки запрещен. Сточные воды газоочистки, кроме механических примесей (мелкие фракции шихты, не осевшие в сухих пылеуловителях), содержат токсичные цианистые и родонистые соединения.

Среднее содержание пыли в 1 м газа перед тонкой газоочисткой составляет 5 г при работе печей с повышенным и высоким давлением и 15 г при работе печей с обычным давлением. Расходы воды на газоочистку на действующих установках при обычном давлении газа под колошником на 1000 м³ газа составляют 5-6 м³, в том числе на охлаждение газа в скрубберах 4,5 м³, на непрерывную промывку электроосадительных труб электрофильтров 1,1 м³ и на периодическую промывку электрофильтров 0,4 м³.

Суммарный расход воды при повышенном и высоком давлении газа под колдошником составляет около 3,2 - 4,5 м³ на 1000 м³. Удельные расходы воды на очистку доменного газа зависят от температурного режима очистки (температуры газа, исходной воды и температурного перепада). Вода в процессе ее использования для очистки доменного газа обычно нагревается на 10-20°С.

Качество подаваемой воды на газоочистку регламентируется содержанием механических примесей (50-80 мг/л на скрубберы и 120 - 150 мг/л на периодическую промывку электродов) и температурой не более 35 - 40°С.

В водное хозяйство газоочистки (рис. 1.4) входят насосная станция, обычно совмещенная с насосной станцией доменного цеха, вентиляционная градирня, радиальные отстойники со шламовой насосной станцией, самотечные лотки и напорные трубопроводы.

Лотки, подающие грязную отработанную воду из газоочистки в радиальные отстойники, должны иметь минимальную протяженность и уклон, обеспечивающий скорость 1,10-1,25 м/с.

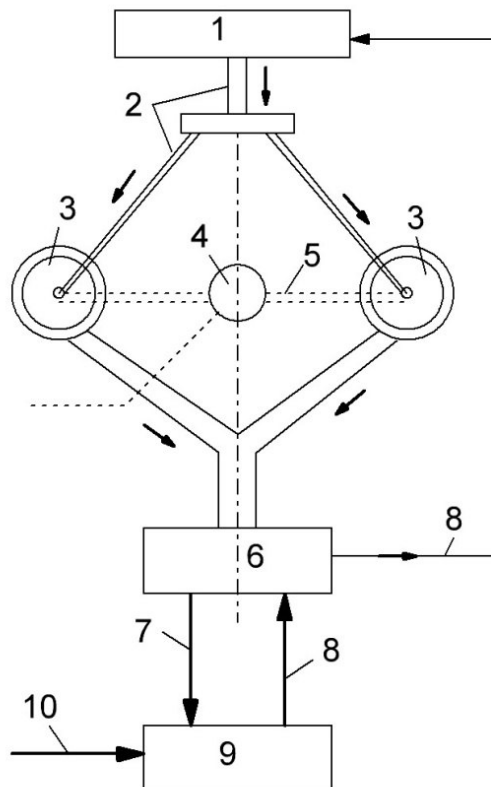


Рис. 1. 4 Схема водного хозяйства доменной газоочистки:

- 1 - газоочистка; 2 - самотечные лотки; 3 - радиальные отстойники;
- 4 - шламовая насосная станция; 5 - туннели всасывающих трубопроводов;
- 6 - насосная станция; 7 - трубопроводы нагретой воды;
- 8 - трубопроводы охлажденной воды; 9 - градирня;
- 10 - трубопровод добавочной свежей воды

1.6.3 Сталеплавильные цеха

В сталеплавильных цехах производится выплавка стали из чугуна конвертерным, мартеновским или электродуговым способами.

В мартеновских цехах [10] вода расходуется на охлаждение отдельных элементов печи, кислородных фурм, на очистку газа (при мокрой газоочистке за мартеновскими печами), а также на поливку рабочей площадки у печей, заливку шлака, охлаждение инструмента, мойку механизмов и т.п.

При водяном охлаждении мартеновской печи водой охлаждаются головки (фурмы и форсунки в мазутных печах), передние стенки рамы и заслонки завалочных окон, передние, а иногда и задние пятовые балки, перекидные клапаны и шиберы.

Система охлаждения мартеновской печи при водяном охлаждении состоит из отдельных холодильников, которые постоянно охлаждаются циркулирующей в них водой. На современных печах охлаждение головок осуществляется с помощью кессонов. Вода из внутрицеховых водоводов поступает в коллектор, от которого предусмотрен самостоятельный подвод воды к каждой охлаждаемой детали.

Отработанная вода сливается в приемные коробки и далее в отводящий коллектор за пределы цеха. В процессе охлаждения вода нагревается на 10-15 °С, не загрязняется и может быть использована в оборотном цикле водоснабжения.

Общий расход воды при водяном охлаждении всех элементов мартеновской печи составляет 10 -15 м³ на 1 т стали. Добавка свежей воды на восполнение потерь в системе составляет 4-6 % общего расхода. Напор воды в сети на вводе воды в цех составляет 25 - 30 м, кроме кислородных фурм, где требуется вода с напором 80 - 100 м.

Основными недостатками водяного охлаждения являются значительное недопотребление и быстрый прогар водоохлаждаемых элементов в результате отложений солей и взвесей.

Применение испарительного охлаждения мартеновских печей позволило увеличить срок службы водоохлаждаемых элементов печей в 4-6 раз по сравнению с водяным охлаждением, а общий расход на выплавку 1 т стали снизить до 1 - 0,3 м³. Поэтому сейчас в нашей стране все мартеновские печи переведены на испарительное охлаждение, а в качестве резерва сохранено водяное охлаждение.

Применение кислорода для увеличения производительности мартеновских печей вызвало необходимость очистки отходящих газов за мартеновскими печами, содержащих большое количество пыли (до 4 г/м³). Для очистки этих газов применяют в основном мокрые газоочистки, в результате чего образуются сточные воды, загрязненные механическими и растворимыми примесями, которые необходимо очищать.

1.6.4 Прокатные цеха

В прокатных цехах [11] слитки превращают в металл самого различного профиля после его нагрева в печах или нагревательных колодцах и прокатки нагретых слитков.

Во всех новых и реконструированных прокатных и трубопрокатных цехах, как правило, применяется только обратное водоснабжение (рис. 1.5). При этом незагрязненные воды подвергают только охлаждению, а воды, загрязненные окалиной и маслом, - отстаиванию и затем охлаждению.

Для охлаждения валков станов горячей прокатки, роликов, рольгангов и пил обычно используют обратную воду грязного цикла, прошедшую двухступенчатую очистку в отстойниках и охлажденную в градирне. Нормальная температура воды для потребителей прокатных цехов составляет 28 – 30 °С, а в отдельных случаях может подниматься до 35 – 40 °С.

Гидросбив окалины. Для удаления окалины с прокатываемого металла применяется гидросбив струёй воды давлением 100-200 атм. Для этих целей требуется чистая вода, которая может быть использована из грязного обратного цикла, предварительно отфильтрованная на фильтрах.

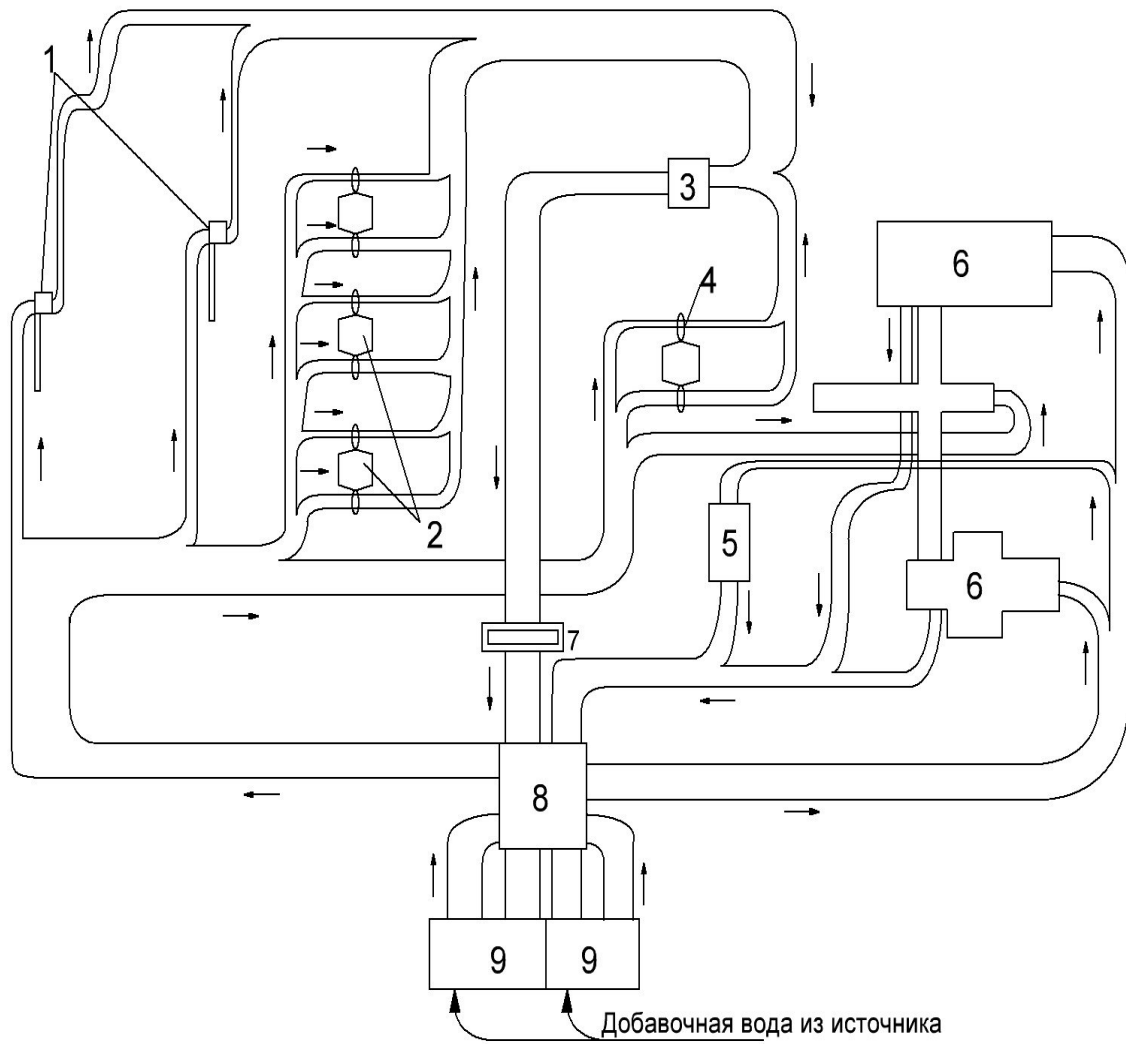


Рис. 1.5. Схема оборотного водоснабжения прокатного цеха:

1 - ножницы; 2 - прокатные клетки; 3 - первичный отстойник
(яма для окалины); 4 - обжимная клетка; 5 - маслоохладитель;

6 - нагревательные печи; 7 - вторичный отстойник;

8 - насосная станция оборотной воды; 9 - охладитель оборотной воды

Гидросмыв окалины. Окалина в процессе прокатки под станами и рольгангами удаляется гидросмывом. Расход воды на гидросмыв окалины определяется из расчета от 5 до 15 кг окалины на 1 м³ воды в зависимости от крупности окалины со скоростью протока воды по лоткам от 1,5 до 2,5 м/с, что обеспечивается уклонами лотков. В целях сокращения расхода воды на смыв окалины в последнее время стали применять периодический

смыв окалины при помощи сифонных бачков, устанавливаемых в тупиковых участках лотков.

Водоснабжение машинных залов состоит из охлаждения ртутных выпрямителей или тиристорных устройств, которое осуществляется по внутреннему замкнутому обратному циклу дистиллированной воды с охлаждением ее в теплообменнике технической водой, а также охлаждения воздуха и масла в воздухоохладителях и маслоохладителях технической водой.

Максимальная температура воды на охлаждение воздуха не должна превышать 28 °С, а содержание взвешенных веществ не более 5-10 мг/л.

Водоснабжение печей и других нагревательных устройств. В печах прокатных цехов вода проходит закрытые холодильники и непосредственно с прокатываемым металлом не соприкасается. Таким образом, в процессе производства вода не загрязняется, а лишь нагревается от 2 - 3 до 15 - 20° С. Нагревательные печи в большинстве случаев охлаждаются водой чистого обратного цикла, а иногда в результате повторного использования оборотной или свежей воды после воздухоохладителей машинных залов, что в сильной степени сокращает расход чистой оборотной воды.

В прокатных цехах особое внимание должно быть обращено на обеспечение бесперебойного поступления воды к нагревательным печам во избежание аварийного разрушения элементов печей. Для аварийных ситуаций предусматривается запас воды на 20 - 30 мин работы печи, который подается от водонапорной башни. Прекращение подачи воды к прокатным станам также недопустимо, т.к. при этом они должны быть оставлены во избежание порчи подшипников и валков. Допускается лишь кратковременное снижение подачи на 30%.

1.7 Технические данные затрат воды оборотного водоснабжения металлургических предприятий

1.7.1 Доменное производство

В доменных цехах сточные воды образуются в подбункерных помещениях при гидросмыве рассыпавшейся шихты и обеспыливание вентилируемого воздуха, а также от грануляции доменного шлака.

Сточные воды от охлаждения оборудования являются условно-чистыми. Количество их при водяном охлаждении составляет 15-20 м³ на 1 т выплавляемого чугуна, при испарительном охлаждении - 5-10 м³. Температурный перепад составляет 7-8°С.

Подбункерные сточные воды загрязнены механическими примесями (до 2-3,5 г/л). Общее количество сточных вод составляет около 2-6 м³ на 1 т выплавляемого чугуна. Гранулометрический состав взвешенных веществ очень неравномерен. Их направляют в отстойник, где они отстаиваются. Осадок из отстойников возвращается на агломерационную фабрику для приготовления шихты, а осветленную воду используют в обороте.

При доменном цехе в самостоятельный комплекс выделяют сооружения очистки доменного газа и по обработке сточных вод, образующихся от его очистки. В процессе плавки образуется около 4000 м³ газов на 1 т чугуна, содержащих 5-20 г/м³ пыли. Эти газы проходят три этапа очистки: первый - "сухой", на котором задерживается 70-80% пыли, второй - "мокрый" - в скрубберах, орошаемых водой, уносящий около 15% пыли, и третий - на электрофильтрах, где задержанная пыль смывается водой. Общий расход воды составляет 4-9 м³ на 1000 м³ очищаемого газа или 20-30 м³ на 1 т выплавляемого чугуна.

1.7.2 Сталеплавильное производство

При производстве стали сточные воды образуются после охлаждения сталеплавильных печей и конверторов и после мокрой очистки газов.

При охлаждении сталеплавильных печей образуются условно-чистые стоки.

Количество сточных вод от мокрой очистки мартеновских газов составляет 7-10 м³ на 1000 м³ газа, что соответствует 3,7-5,2 м³ на 1 т выплавляемой стали. Средняя концентрация взвешенных веществ составляет 3 г/л, максимальная — 17 г/л.

В целях повторного использования сточных вод на газоочистке их необходимо осветлять до остаточного содержания взвешенных частиц 150-200 мг/л.

Для очистки сточных вод мартеновской газоочистки применяют радиальные отстойники или открытые гидроциклоны без коагуляции и с коагуляцией. В системе оборотного водоснабжения рН воды обычно равно 3.

Количество сточных вод, образующихся от мокрой очистки газов кислородных конвертеров, зависит от способа отвода и очистки газов. Количество сточных вод от газоочисток одного 100-130 т конвертора составляет 200-300 м³/ч, а 250-400 т конвертера - 2000-4000 м³/ч. Конвертерный цех состоит из двух-трех агрегатов. Поэтому количество сточных вод от газоочисток современного конвертерного цеха достигает 4000-6000 м³/ч.

1.7.3 Прокатное производство

В прокатных цехах сточные воды образуются от ряда производственных процессов, таких как охлаждение нагревательных печей, подшипников и валков прокатных станов; смыв окалины.

Цехи горячей прокатки

В зависимости от типа прокатного стана количество сточной воды составляет 5-10 м³ на 1 т прокатываемого металла. Вода нагревается всего на 3-5 °С.

Сточные воды загрязнены окалиной и маслом. Они содержат масло в количестве 30-50 мг/л.

Для возможности повторного использования сточные воды необходимо очищать. Очистка осуществляется обычно в две ступени. В качестве первой ступени очистки применяют первичные отстойники (горизонтальные, радиальные). Далее - вторичные отстойники с продолжительностью отстаивания 1-2 ч. Вместо вторичных отстойников возможно применение напорных гидроциклонов.

Цехи холодной прокатки

При холодной прокатке металла сточные воды, образующиеся от охлаждения оборудования, нагревательных агрегатов, масло- и воздухоохладителей, не загрязняются, а только нагреваются на 5-8°. Количество их составляет 25-30 м³ на 1 т прокатываемого металла.

Загрязненные сточные воды поступают от системы технологической смазки валков и прокатываемого металла.

В качестве технологических смазок применяют эмульсии или водяные растворы, называемые смазочно-охлаждающими жидкостями (СОЖ). В их состав входят различные растительные или минеральные масла.

СОЖ необходимо использовать многократно в замкнутой циркуляционной системе. В процессе прокатки СОЖ загрязняются мельчайшими механическими примесями, а также солями и кислотами, остающимися после травления. Кроме того, СОЖ нагревается на 10-15%. Общее количество содержащихся в СОЖ частиц 200-650 мг/л.

В эмульсиях содержание неэмульгированных масел допускается не более 200мг/л, общая жесткость воды не должна превышать 2 мг-экв/л, предельная концентрация хлоридов - 25 мг/ л, сульфатов - 60 мг/л.

1.8 Характеристика оборотной воды

В системах оборотного водоснабжения грубодисперсные примеси, вносимые в воду из воздуха через градирни с добавочной водой, могут частично задерживаться в теплообменной аппаратуре и в резервуарах градирен, поэтому их нужно постоянно выводить из воды оборотной системы. В этом случае можно использовать фильтры с плавающей загрузкой. Исследования по-полистирольных фильтров на водах оборотной системы показали, что при скорости фильтрования 15—30 м³/ч полистирольная загрузка крупностью 1,2 мм обеспечивает 87—94%-ную эффективность задержания нефтепродуктов и взвешенных веществ. Фильтроцикл колеблется в пределах 12—20 ч.

Поддержание в воде оборотного цикла стабильного количества взвешенных веществ—немаловажная задача. Если ранее была установлена норма в 40—<50 мг/л взвешенных веществ, то в настоящее время для ряда производств требуется соблюдение содержания взвешенных веществ в пределах 3—5 мг/л.

Сброс сточных вод в водоем отсутствует. Продувочные воды оборотных систем и очищенные стоки завода (около 30 тыс. м³/сут) направляются для повторного использования в технологическом процессе. Расход всей воды (оборотной и свежей) составляет от 100 до 120 м³.

В свою очередь воду, расходуемую на промышленных предприятиях, можно подразделить по ее качеству на воду техническую, не подвергающуюся или подвергающуюся очистке после забора ее из источника (имеется в виду главным образом поверхностный источник — такой, как река, водохранилище, озеро); воду питьевую (питьевого качества), отвечающую по качеству ГОСТ 2874—54, в природном виде (вода большинства подземных источников) или после очистки ее на фильтровальной станции; воду технологическую, приготовляемую (из технической и питьевой воды) при помощи специальных технических средств (например, умягчен-

ная, обессоленная и т. п.) в зависимости от требований, предъявляемых технологическим процессом производства; воду оборотную, находящуюся в замкнутом цикле водоснабжения цеха или предприятия.

Система водоснабжения — оборотная и прямоточная. Водоснабжение осуществляется тремя сетями: питьевой воды, оборотной технической воды, оборотной загрязненной воды для мытья автомобилей, тракторов и др. В качестве технической воды могут быть использованы карьерные, дренажные и скважинные воды.

В схемах очистки сточных вод в качестве основного сооружения начали применять песчаные фильтры главным образом для очистки воды оборотных систем и как сооружения доочистки сточных вод, прошедших биохимическую очистку, а также для задержания частиц активного ила или частиц коагулянта после химической очистки.

Снижение дефицита в пресной воде, в первую очередь, должно идти по пути уменьшения водопотребления промышленными предприятиями. Многократное использование воды — оборотное водоснабжение, переход на воздушное и водоиспарительное охлаждение, максимальное извлечение из стоков и возврат очищенной воды на производство — позволит высвободить значительное количество пресной воды.

При высокой временной жесткости воды оборотное водоснабжение компрессорных станций иногда решается по схеме с двумя циклами водооборота: закрытым, в котором циркулирует мягкая вода, охлаждающая компрессоры, и открытым, в котором циркулирует жесткая вода, охлаждающая мягкую воду.

Для подогрева добавочной речной воды в холодное время года нагретую воду прямоточных производств и отработавшую нагретую воду оборотной системы направляют в смеситель станции осветления-умягчения, минуя градирни.

Для использования буровых сточных вод в системе оборотного водоснабжения буровой должна быть предусмотрена очистка сточных вод до

уровня, удовлетворяющего требованиям к водам оборотного водоснабжения.

В процессе многократной циркуляции вода оборотных систем упаривается, нагревается, охлаждается, аэрируется, минерализуется, может становиться менее стабильной, коррозионно-активной, способной к отложению минеральных солей и биологическим обрастаниям. Требования к качеству воды в системах оборотного водоснабжения устанавливаются для каждого технологического процесса. Следует отметить, что в большей части на химических комбинатах оборотное водоснабжение используют для целей охлаждения. Допустимая скорость биологических обрастаний теплообменных аппаратов и охладителей в оборотной воде должна составлять не более $0,07 \text{ г}/(\text{м}^2\text{-ч})$ (слой $0,05 \text{ мм}$ в месяц) по сухой массе. Вода не должна вызывать коррозии металла более чем $0,09 \text{ г}/(\text{м}^2\text{-ч})$ (слой до $0,1 \text{ мм}$ в год).

Для сокращения расхода продувочной воды оборотную воду в СОО обрабатывают кислотой или специальными реагентами либо умягчают свежую воду перед подачей ее в СОО.

В зависимости от цели использования воды и требований к ее качеству на заводах устраиваются в основном следующие водопроводные сети: свежей технической воды, оборотной воды (условно-чистой и загрязненной) и хозяйственно-питьевой воды.

Еще менее жесткие требования предъявляются к воде оборотного цикла, поступающей к потребителям, не требующим высокой степени ее очистки — на охлаждение шеек и валков прокатных станов, готовой продукции горячих цехов, смыв окалины и т. д. Однако во всех этих случаях необходимо предупреждать смешение вод используемых в более и менее «чистых» оборотных циклах, а также исключить сброс вод этих циклов в водоем.

Значительное влияние на количество и состав производственных сточных вод имеет система водообеспечения: чем больше используются

воды оборотного цикла на технологические нужды в тех же или в других операциях данного или соседнего предприятия, тем меньше абсолютное количество сточных вод и тем большее количество загрязнений в них содержится.

При создании замкнутых систем водоснабжения возникает задача утилизации продувочных вод оборотных систем. Решается она в различных отраслях промышленности по-разному: от сложных схем обессоливания до их закачки в подземные пласты.

Рассмотрим теперь вопрос защиты от коррозии стальных трубопроводов, в которых перемещаются сточные воды оборотных систем водоснабжения. Установлены следующие зависимости: с увеличением рН среды при прочих равных условиях коррозия уменьшается, и наоборот, с увеличением температуры воды коррозия увеличивается; хлориды являются ускорителями коррозии как вследствие увеличения кислотности воды, так и вследствие их разрушающего действия на пассивирующие пленки; сульфаты оказывают агрессивное действие на бетон; нитраты уже при небольших концентрациях способствуют образованию на железе защитной пленки; сероводород является сильным корродирующим агентом; отрицательное влияние двуокиси углерода заключается в том, что она замедляет образование защитных пленок.

1.9 Анализ возможности применения оборотной воды

1.9.1 Применение для теплоснабжения

Полезная утилизация тепла оборотного водоснабжения для каждого предприятия, каждого цеха и производственного участка имеет свои особенности и требуют детального изучения и выработки специальных технических решений. Но есть и общие сложности при использовании тепла оборотного водоснабжения:

1. Температура источника тепла значительно ниже температуры, необходимой для традиционной системы отопления с температурным графиком 90/70 или 110/90;
2. Значительные механические и химические загрязнения оборотной воды;
3. Имеют место значительные расстояния от источника тепла до потребителя;
4. Необходимо увязывать отопление от оборотного водоснабжения с существующей, традиционной, системой отопления;
5. Задача утилизации тепла оборотного водоснабжения может выходить за рамки конкретного предприятия, становясь задачей территории;
6. Необходимость глубокой модернизации системы оборотного водоснабжения;
7. Значительные инвестиционные затраты.

Можно выделить несколько вариантов полезного использования тепла оборотного водоснабжения.

Вариант 1

Температура оборотной воды 20-45 °С

Вода такой температуры напрямую может использоваться для отопления цехов и участков. В качестве приборов отопления применяются калориферы и драйкуллеры. Получаем комфортное воздушное отопление, которое можно использовать и в запыленных помещениях, подбирая скорость движения воздуха. Данное оборудование устанавливается в добавок к существующему отоплению, позволяя экономить до 100% затрат на отопление, на оборудовании градирен и на стоимости технической воды при ее покупке. При выводе оборудования в ремонт происходит переход на традиционную систему отопления. Можно спланировать ремонты таким образом, чтобы они не попадали на период сильных морозов.

Вариант 2

Температура оборотной воды 30-45°C

Вода температурой 30-45°C может напрямую использоваться для отопления офисных зданий. В качестве приборов отопления применяются фанкойлы (радиатор отопления, похожий на автомобильный с небольшим вентилятором). При установке данного оборудования, традиционные радиаторы отопления могут быть демонтированы, а централизованное отопление может подключаться к новой системе отопления во время ремонтов или остановке основного оборудования, которое охлаждается оборотной водой.

1.9.2 Применение оборотной воды для тепловых насосов

Как показывает анализ тепловых ВЭР промышленных предприятий, оборотная вода является одним из основных источников тепловых ВЭР низкого потенциала. Рассматриваемое решение заключается в установке ТНУ типа «вода–вода» для утилизации тепла системы оборотного водоснабжения, которое на данный момент удаляется с помощью градирен, с последующим использованием для системы отопления предприятия в зимний период и (или) нагрева воды для горячего водоснабжения (ГВС) круглый год.

Установка теплового насоса для покрытия нагрузки ГВС является наиболее целесообразным вариантом утилизации теплоты оборотной воды, так как данный вид нагрузки является круглогодичным, что повышает число часов использования оборудования, а также при утилизации теплоты создается небольшой перепад температур (15/45 °C), что повышает коэффициент преобразования. Кроме того, данное мероприятие требует минимальных капиталовложений по сравнению с другими способами.

В зависимости от соотношения нагрузки ГВС и мощности, вырабатываемой ПТН, возможны 2 схемы использования тепловых насосов:

- 1) нагрузка ГВС больше или равна вырабатываемой мощности;
- 2) нагрузка ГВС меньше вырабатываемой мощности.

Для всех вариантов требуется установка бака-аккумулятора ГВС, так как выход тепловых ВЭР для печей и компрессоров носит периодический характер, а график потребления горячей воды имеет пики во время окончания работы и в обеденный перерыв. Одним из важнейших требований к работе технологических агрегатов, охлаждаемых водой, является постоянство протока охлаждающей воды. Для обеспечения надежности охлаждения установок необходимо либо параллельно к тепловому насосу устанавливать градирни, что ведет к значительному увеличению капиталовложений, либо устанавливать блок тепловых насосов, чтобы при выходе из строя одного из них остальные смогли охладить воду до требуемого значения. При этом необходимо решать задачу обеспечения постоянства потребления вырабатываемой тепловой нагрузки, так как при исчезновении нагрузки ГВС тепловому насосу некуда будет сбрасывать излишки теплоты. Это следует учитывать при проектировании новых схем охлаждения оборотной воды. Если на предприятии уже функционирует система оборотного водоснабжения с охладителями, то задача упрощается, так как данная система резервирует ПТН и обеспечивает надежность охлаждения установок. Кроме того, ПТН и охладители могут работать параллельно при недостаточной нагрузке ГВС.

Выводы по разделу 1

На основании анализа литературы выполнена классификация систем оборотного водоснабжения по применяемым схемам и процессам. Охарактеризованы категории воды и требования к качеству воды в системах оборотного водоснабжения.

Рассмотрена возможность применения оборотной воды для теплоснабжения. С учетом современной высокой цены на энергоресурсы предложено применения тепловых насосов для систем отопления и горячего водоснабжения АБК предприятий, при этом в качестве низкопотенциального источника тепла использовать воду из системы оборотного водоснабжения предприятия.

РАЗДЕЛ 2

ОБОСНОВАНИЕ ТИПА ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

2.1 Классификация теплонасосных установок

Все тепловые машины (двигатели внутреннего сгорания, холодильные, паровые и др.) работают циклически. Термин «цикл» («циклический процесс») указывает на непрерывное изменение состояния системы (рабочего тела), в результате которого она возвращается в первоначальное состояние, из которого эти изменения начались. Графически циклический процесс (цикл) изображается в виде замкнутой линии. В термодинамике рассматривают циклы, состоящие из строго определенной последовательности некоторых простейших процессов (изотермического, изохорного, изобарного, адиабатного), в результате протекания которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.

В 1824 г. инженер С. Карно впервые использовал термодинамический цикл для описания и анализа работы идеальной тепловой машины. По сути дела, КПД цикла Карно определяет теоретический предел возможных значений КПД тепловой машины для данного температурного интервала. Этот цикл остается фундаментальной основой для сравнения с ним и оценки эффективности ТН, поскольку тепловой насос можно рассматривать как обращенную тепловую машину.

В прямых циклах (также их называют циклами двигателей, или энергетическими), мы получаем полезную работу, в обратных (их называют холодильные) для протекания процесса нужно подводить энергию, поскольку второе начало термодинамики задаёт направленность самопроизвольных термодинамических процессов, согласно ему невозможна самопроизвольная передача теплоты от холодного тела к теплему.

В статьях, популяризирующих тепловые насосы, часто можно встретить фразу, что «тепловой насос – это холодильник наоборот». Важно понимать, что и холодильник, и тепловой насос работают по одному и тому же термодинамическому циклу – обратному. Просто в первом случае целью является создание пониженной температуры внутри холодильной камеры, и с помощью дополнительно затраченной энергии теплота из холодильника отводится в окружающую среду [12]. А во втором, целью является создание повышенной температуры внутри помещения, и с помощью дополнительно затраченной энергии теплота из окружающей среды отводится в помещение, т.е. окружающая среда охлаждается.

Тепловая машина (рис. 2.1) получает тепло Q_H от высокотемпературного источника и сбрасывает его Q_L при низкой температуре T_L , отдавая полезную работу W . Тепловой насос требует затраты работы W для получения тепла Q_L при низкой температуре T_L и отдачи его при более высокой T_H .

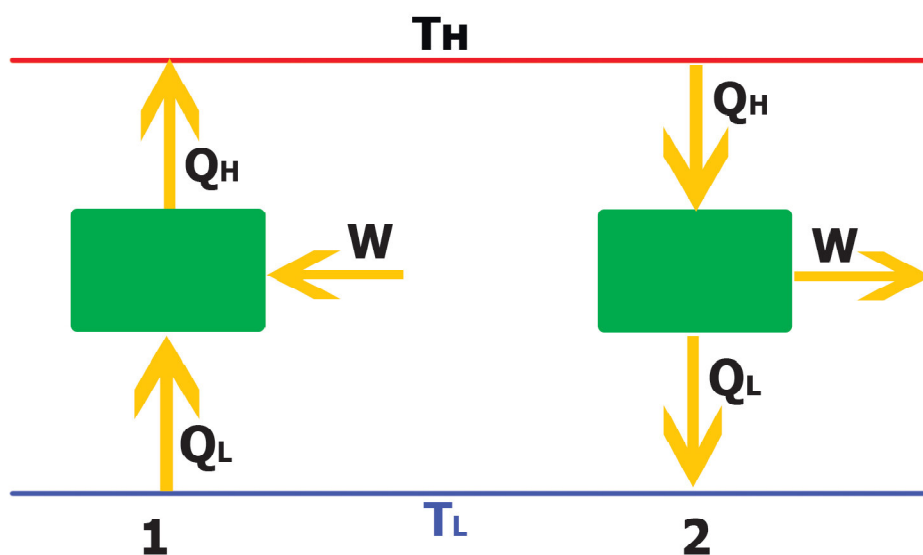


Рисунок 2.1 – Термодинамическая схема теплового насоса (1)
и теплового двигателя (2)

Можно показать, что если обе эти машины обратимы (т. е. термодинамические процессы не содержат потерь тепла или работы), то существует конечный предел эффективности каждой из них, и в обоих случаях это есть отношение Q_H/W .

Если бы это было не так, то можно было бы построить вечный двигатель, просто соединив одну машину с другой. Только в случае тепловой машины это отношение записывается в виде W/Q_H и называется термическим КПД, а для теплового насоса оно остается в виде Q_H/W и называется коэффициентом преобразования теплоты (K_T).

Если считать, что тепло изотермически подводится при температуре T_L и изотермически отводится при температуре T_H , а сжатие и расширение производятся при постоянной энтропии (рис. 2.2), а работа подводится от внешнего двигателя, то коэффициент преобразования для цикла Карно будет иметь вид:

$$K_T = T_H / (T_H - T_L) + 1 = T_L / (T_H - T_L)$$

Например, при $T_H = 70+273=343$ К и $T_L = 5+273=278$ К получаем $K_T = 343/65 = 5,3$ и может быть выше только при снижении T_H и/или повышении T_L .

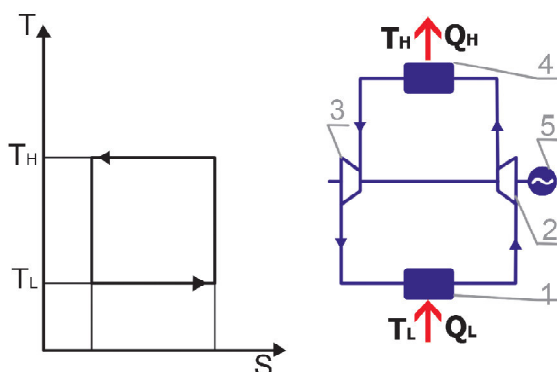


Рис. 2.2 Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса:

- 1 - испаритель; 2 - компрессор; 3 - конденсатор;
4 - расширительная машина (детандер); 5 – электропривод

То есть фактически при данных температурах никакой тепловой насос не может иметь лучшей характеристики, и все практические циклы лишь реализуют стремление максимально приблизиться к этому пределу.

Принципиальная схема работы наиболее распространенной парокомпрессионной ТНУ может быть описана следующим образом:

1. Во внешнем теплообменнике (испарителе) тепловая энергия из окружающей среды за пределами здания или из другого доступного источника тепла передается рабочему телу ТНУ - хладагенту (как правило, фреону), циркулирующему по внутреннему контуру.

2. Фреон нагревается, испаряется и направляется в сторону компрессора. Компрессор сжимает фреон, при этом температура фреона возрастает.

3. Далее сжатый фреон проходит через внутренний теплообменник (конденсатор), где конденсируется и отдает тепло в систему потребителя (прямой нагрев воздуха или теплоносителя системы отопления или технологического объекта, или приготовление горячей воды для потребителей).

4. Далее фреон проходит через дросселирующий клапан, понижающий давление, что сопровождается снижением температуры. Цикл повторяется. Хладагент под высоким давлением через капиллярное отверстие попадает в испаритель, где за счёт резкого уменьшения давления и подвода тепла происходит процесс испарения. При этом хладагент отбирает тепло у внутренних стенок испарителя, а испаритель, в свою очередь, отнимает тепло у земляного или водяного контура, за счёт чего он постоянно охлаждается. Компрессор вбирает хладагент из испарителя, сжимает его, за счёт чего температура хладагента резко повышается, и выталкивает в конденсатор.

В настоящее время создано и эксплуатируется большое число тепловых насосных установок, отличающихся по тепловым схемам, рабочим телам и по используемому оборудованию. По обозначению различных клас-

сов установок, в известных нам литературных источниках, нет единого установившегося мнения, встречаются различные обозначения и термины.

В связи с этим важное значение приобретает классификация установок, позволяющая проводить рассмотрение их свойств в соответствии с той или иной группой. Все типы тепловых насосных установок можно классифицировать по ряду сходных признаков. Каждый из них отражает только одну характерную особенность установки, поэтому в определении теплонасосной установки может быть два и более признака.

Классификацию теплонасосных установок следует осуществлять прежде всего по циклам их работы. Можно выделить несколько основных типов тепловых насосов:

- воздушно-компрессорные тепловые насосы;
- тепловые насосы с механической компрессией пара (парокомпрессионный цикл);
- абсорбционные тепловые насосы;
- тепловые насосы, основанные на использовании эффекта Ранка;
- тепловые насосы, основанные на использовании двойного цикла Ренкина;
- тепловые насосы, работающие по циклу Стирлинга;
- тепловые насосы, работающие по циклу Брайтона;
- термоэлектрические тепловые насосы.
- обращенный топливный элемент;
- тепловые насосы с использованием теплоты плавления;
- тепловые насосы с использованием механохимического эффекта;
- тепловые насосы с использованием магнетокалорического эффекта.

Все тепловые насосы по принципу взаимодействия рабочих тел можно объединить в две основные группы:

- 1) открытого цикла, в которых рабочее тело забирается и отдается во внешнюю среду;

2) замкнутого цикла, в которых рабочее тело движется по замкнутому контуру, взаимодействуя с источником и потребителем теплоты лишь посредством теплообмена в аппаратах поверхностного типа.

Различают одно- и двухступенчатые и каскадные ТНУ, а также ТНУ с последовательным соединением по нагреваемому и охлаждаемому теплоносителям с противоточным их движением.

По назначению: стационарные и передвижные, для аккумуляирования тепловой энергии и ее транспорта и утилизации сбросного тепла.

По производительности: крупные, средние, мелкие.

По температурному режиму: высокотемпературные, среднетемпературные и низкотемпературные.

По режиму работы: стационарные, нестационарные, непрерывные или циклические, нестационарные с аккумулятором тепловой энергии.

По виду холодильного агента: воздушные, аммиачные, фреоновые, на смесях холодильных агентов.

По виду потребляемой энергии: с приводом от электродвигателя или газовой турбины, работающие на вторичных энергоресурсах и др.

Практическое применение получили тепловые насосы двух типов:

- парокompрессионные (ПТНУ), где рабочим телом являются различные фреоны, и сжатие осуществляется механическим путем с помощью компрессора;

- абсорбционные (АТНУ), где рабочим телом является раствор, состоящий, как правило, из двух компонентов. Эти компоненты имеют разные температуры кипения при одном и том же давлении. Один компонент является рабочим агентом, а другой – абсорбентом (поглотителем). Схема АТНУ организована таким образом, что в одном из элементов (генераторе) происходит испарение агента, а в другом (абсорбере) – его поглощение. По аналогии с ПТНУ абсорбер выполняет роль всасывающей стороны компрессора, а генератор – нагнетательной. В качестве рабочих сред чаще все-

го применяются водные растворы аммиака и бромистого лития, причем, в первом растворе аммиак, а во втором вода являются рабочими агентами.

В мировой практике наиболее распространены парокompрессионные ТНУ. Это объясняется, с одной стороны, их большей энергетической эффективностью по сравнению с АТНУ, с другой стороны – характерным для развитых стран практически неограниченным снабжением электроэнергией, которая с ПТНУ идет на привод электродвигателя компрессора. Зарубежные ПТНУ являются компактными и высокотехнологическими агрегатами [13].

Рабочие среды АТНУ – водные растворы аммиака или бромистого лития менее дефицитны, более удобны в эксплуатации из-за меньшей текучести; раствор бромистого лития экологически безопасен. Для изготовления теплообменного оборудования АТНУ используются сравнительно недорогие стали.

Простота конструкции и изготовления выгодно отличают АТНУ от ПТНУ, где требуется прецизионное изготовление и сборка компрессоров; используются сложные специализированные технологии для конденсаторов и испарителей, куда расходуются в основном медные и алюминиевые сплавы. С этим также связана высокая надежность АТНУ и малые затраты на их обслуживание.

Теплонасосные схемы могут быть центральные, центрально-местные, автономные.

Центральные системы. Получение тепла, холода, нагрев, увлажнение и осушение воздуха производится централизованно, воздух распределяется по вентиляционным каналам. Преимущество – применение крупных установок, вентиляторов и прочего оборудования снижает капиталовложения. Недостатки – сложность устройства в уже построенных зданиях; необходимость подвода греющей и охлаждающей воды; удорожание системы регулирования при необходимости поддержания разного микроклимата в отдельных помещениях здания.

Центрально-местные системы. Тепло и холод вырабатываются централизованно, затем подаются в помещение, где в местных кондиционерах производится обработка воздухом. Их название связано со стремлением создать установку, сочетающую достоинства центральной и автономной системы.

Автономная система. Обработка воздуха, выработка тепла и холода осуществляется децентрализованно. Благодаря этому достигается большая гибкость в работе, нет необходимости в подводе энергоносителей, возможно использование как новых, так и имеющихся зданий. Указанные достоинства определяют и недостаток: высокую удельную стоимость, относительно высокий шум в кондиционируемых помещениях.

По принципу действия ТН применяются трех основных типов (как и холодильные машины): термоэлектрические, воздушные (газовые) и паровые. Паровые теплонасосные установки подразделяются на абсорбционные и парокомпрессионные.

Абсорбционные тепловые насосы. Действие основано на использовании явления абсорбции пара рабочей жидкости раствором. Наиболее эффективны при температуре отработавшего теплоносителя 100 °С и выше. В данных ТН, как правило, применяют два вещества: рабочий агент и абсорбент. Самым перспективным рабочим агентом является вода, абсорбентом – циклический поглощающий и выделяющий ее: едкий натр NaOH, едкий калий KOH, хлористый кальций CaCl₂, бромистый литий LiBr.

За счет тепла подведенного от внешнего источника, в генераторе происходит испарение раствора абсорбента. Выделяющийся при этом пар поступает в конденсатор. Образующийся конденсат дросселируется в регулирующем вентиле и поступает в испаритель, где на его испарение подводится тепло от окружающей среды. Из испарителя пары абсорбера поступают в абсорбер и поглощаются раствором абсорбента. Выделяющееся при этом тепло абсорбции отводится охлаждающей водой, а обогащенный раствор абсорбента подается в генератор. После выделения паров абсор-

бента раствор в генераторе становится слабым и через второй регулирующий вентиль поступает для обогащения в абсорбере.

Цена оборудования АТНУ колеблется в пределах от 0,7 до 1,0 тыс. марок на киловатт проектной мощности. При этом капиталовложения на моновалентную схему (отопление только за счет ТНУ) и бивалентную схему (ТНУ и газовый котел в пиковом режиме) практически одинаковы. Срок окупаемости тепловых насосов не превышает 10 лет, а их расчетный физический износ составляет 20 и более лет.

Относительным недостатком АТНУ являются их повышенные в 1,5-2 раза габариты по сравнению с ПТНУ. Однако при этом удельная потребляемая мощность снижается в 5 и более раз. В случае же использования безнасосной схемы и обогрева генератора сбросной теплотой практически исчезает потребность в качественной первичной энергии – электричестве, газе, жидком топливе.

Преимущество абсорбционных ТНУ – незначительное давление. Недостаток – сильная коррозия обычных конструкционных материалов, вызываемая абсорбентом. Применение специальных материалов несомненно отражается на их стоимости.

Характерной особенностью АТНУ является то, что единственным источником первичной энергии является теплота. Энергетической характеристикой АТНУ служит коэффициент трансформации, представляющий собой отношение тепло- или холодопроизводительности к количеству теплоты, подведенной от греющего источника. В настоящее время технически достижимое значение коэффициента трансформации лежит в пределах 20 - 60%. Практически это означает, что такая доля обычно теряемой низкопотенциальной теплоты преобразуется в пригодную для использования.

Отсюда следует, что приоритетной областью в использовании АТНУ является широкий круг технологических процессов, сопровождающийся выделением сбросной теплоты, то есть утилизация низкопотенциальных тепловых ВЭР. Значительные тепловые сбросы имеет и жилищно-коммунальное

хозяйство, использование которых позволит свести к минимуму потребности первичной энергии на отопление и горячее водоснабжение.

Парокомпрессионные тепловые насосы. Реализуют разновидность теплонасосных циклов с рабочим телом в виде влажного пара. Парокомпрессионный цикл обеспечивает изотермические процессы подвода и отвода тепла, и, по существу, не отличается от общеизвестного холодильного цикла. Рабочее тело из конденсатора попадает в регенеративный теплообменник и, дросселируясь в регулирующем вентиле, поступает в испаритель, где происходит его испарение. Образовавшийся при этом пар отсасывается через теплообменник с помощью компрессора. В компрессоре происходит сжатие пара (повышение давления и температуры). Сжатый пар поступает в конденсатор, где, отдавая тепло потребителю, конденсируется. Далее цикл повторяется и осуществляется непрерывная циркуляция рабочего тела в цикле теплонасосной установки. В теплообменнике происходит теплообмен между движущимися навстречу друг другу паром и жидкостью. В результате жидкость переохлаждается, а пар перегревается [14].

Наиболее распространены системы парокомпрессионных тепловых насосов типа «воздух-воздух» и «вода-вода», а наиболее приемлемыми рабочими агентами для является фреон-12, 22 и 12В1. При этом фреон-12 и -22 могут использоваться в системах круглогодичного кондиционирования воздуха, а фреон-12В1 – в системах горячего водоснабжения. Эти вещества безвредны, невоспламеняемые, взрывобезопасные и характеризуются умеренным давлением конденсации в области рабочих температур эксплуатации.

2.2 Источники теплоты для тепловых насосов

Тепловой насос предназначен для использования энергии, получаемой от источника тепла низкой температуры. Тепловые, энергетические и экономические характеристики тепловых насосов тесно взаимосвязаны с

характеристиками источников, из которых насосы берут тепло. Идеальный источник тепла должен давать стабильную высокую температуру в течение отопительного сезона, не быть коррозионным и загрязняющим, иметь благоприятные теплофизические характеристики, не требовать существенных инвестиций и расходов по обслуживанию. В большинстве случаев имеющийся источник тепла является ключевым фактором, определяющим эксплуатационные характеристики теплового насоса.

В качестве источников тепла в небольших системах на базе тепловых насосов широко используются наружный и отводимый воздух, почва и подпочвенная вода, для систем большой мощности применяются морская, озерная и речная вода, геотермические источники и грунтовые воды.

2.2.1. Воздух

Наружный воздух, будучи совершенно бесплатным и общедоступным, является наиболее предпочитаемым источником тепла. Тем не менее тепловые насосы, применяющие именно воздух, имеют фактор сезонной нагрузки (SPF) в среднем ниже на 10-30 % по сравнению с водяными тепловыми насосами.

Это объясняется следующими обстоятельствами:

- быстрым снижением мощности и производительности с падением наружной температуры;
- относительно большой разностью температур конденсации и испарения в период минимальных зимних температур, что в целом снижает эффективность процесса;
- энергозатратами на размораживание испарительной батареи и функционирование соответствующих вентиляторов.

В условиях теплого и влажного климата на поверхности испарителя в диапазоне от 0 до 6 °C образуется изморось, что ведет к снижению мощности и производительности теплового насоса. Иней уменьшает площадь свободной поверхности и препятствует прохождению воздуха. Как следст-

вие, снижается температура испарения, что, в свою очередь, способствует нарастанию инея и дальнейшему неуклонному снижению производительности вплоть до возможной полной остановки агрегата вследствие срабатывания контрольного датчика низкого давления, если прежде не будет устранено обледенение.

Размораживание батареи осуществляется путем инверсии охлаждающего цикла или иными, хотя и менее эффективными способами.

Энергопотребление имеет тенденцию к росту. Общий коэффициент производительности COP сокращается с увеличением частоты размораживания. Применение специальной системы контроля, обеспечивающей размораживание по требованию (т. е. когда оно фактически необходимо), а не периодическое, может существенно повысить общую эффективность.

Еще один источник тепла в жилых и торгово-административных сооружениях - отводимый вентиляционный воздух. Тепловой насос регенерирует тепло из отводимого воздуха и обеспечивает приготовление горячей воды или теплого воздуха для отопления помещений. В этом случае, однако, требуется постоянное вентилирование в течение всего отопительного сезона или даже целого года, если предусмотрено кондиционирование помещений в летний период. Существуют аппараты, в которых конструктивно изначально заложена возможность использования и отводимого вентиляционного, и наружного воздуха. В некоторых случаях тепловые насосы, применяющие отводимый воздух, используются в комбинации с рекуператорами "воздух-воздух".

Воздух как универсальный теплоноситель используется в больших установках круглогодичного кондиционирования. Он обладает низкими значениями коэффициентов теплоотдачи, поэтому для уменьшения поверхности испарителя приходится снижать температуру кипения рабочего тела, вследствие этого уменьшается степень совершенства теплоносной установки. Данные испытания таких установок, использующих воздух в качестве источника тепла, свидетельствуют о том, что средний коэффици-

ент m за отопительный сезон не превышает 2 - 2,5. В периоды пик, т. е. При эпизодически низких температурах наружного воздуха, включают запасные электронагреватели. Наилучшим методом борьбы с инеем является его автоматическое оттаивание, проводимое периодически [15].

2.2.2. Вода

Наиболее целесообразно применение отходов теплой воды промышленных предприятий, в том числе циркуляционной воды тепловых электростанций и др. Кроме того, используют также естественные горячие источники в курортных местностях.

Ввиду больших расходов употребление городской воды неэкономично. Однако водные источники из сравнительно глубоких слоев почвы, имеющие температуру близкую к среднегодовой, обеспечивают более высокий коэффициент преобразования m по сравнению с воздухом.

Подпочвенные воды есть во многих местах, они имеют достаточно стабильную температуру в диапазоне от 4 до 10 °С. Для использования воды как источника тепла применяются, главным образом, открытые системы: подпочвенная вода откачивается и подается на теплообменник системного агрегата, где у воды отбирается часть содержащегося в ней тепла. Вода, охлажденная таким образом, отводится в сливной колодец или в поверхностные воды. Открытые системы требуют самого тщательного проектирования в целях предотвращения проблем с замерзанием, коррозией и накоплением отложений.

Большим недостатком тепловых насосов, работающих на подпочвенных водах, является высокая стоимость работ по монтажу водозабора. Кроме того, следует учитывать требования, порой весьма жесткие, местных администраций в вопросах организации сточных вод.

Речная и озерная вода с теоретической точки зрения представляется весьма привлекательным источником тепла, но имеет один существенный недостаток - чрезвычайно низкую температуру в зимний период (она мо-

жет приближаться к 0 °С). Если используются вода рек, озер и морей, то в зимний период она может замерзнуть на стенках испарителя. По этой причине требуется особое внимание при проектировании системы в целях предотвращения замораживания испарителя.

Морская вода представляется в некоторых случаях отличным источником тепла и используется в основном в средних и крупных системах. На глубине от 25 до 50 м морская вода имеет постоянную температуру в диапазоне от 5 до 8 °С. И, как правило, проблем с образованием льда не возникает, поскольку точка замерзания здесь от -2 до -10 °С. Есть возможность использовать как системы прямого расширения, так и системы с рассолом. Важно лишь использовать теплообменники и насосные агрегаты, стойкие к воздействию коррозии, и предотвращать накопление отложений органического характера в водозаборном трубопроводе, теплообменниках, испарителях и пр.

Грунтовым водам свойственна относительно высокая и стабильная в течение года температура. Основные ограничения здесь могут составлять расстояние транспортировки и фактические ресурсы, объем которых может меняться. Примерами возможных источников тепла в данной категории носителей можно считать грунтовые воды на канализационных участках (очистные и прочие водостоки), промышленные водостоки, водостоки участков охлаждения промышленных конденсаторов или производства электроэнергии.

2.2.3. Грунт

Грунт применяют в качестве естественного источника тепла для зимнего отопления и летнего кондиционирования. Змеевики испарителя закладывают в грунт, причем выгодно используют его зонную аккумулирующую способность. По практическим данным, коэффициент m составляет от 2,2 до 3,2 в зависимости от внешних условий. Величины теплопередачи в грунте главным образом зависят от его влажности.

Тепловые насосы, использующие грунт в качестве источника тепла, применяются для обслуживания жилых и торгово-административных сооружений. Грунт, как и подпочвенные воды, имеет одно преимущество - относительно стабильную в течение года температуру. Тепло отбирается по трубам, уложенным в землю горизонтально или вертикально (спиралеобразно). Могут использоваться:

системы прямого расширения с охлаждающей жидкостью, испаряющейся по мере циркуляции в контуре трубопровода, заглубленного в грунт;

системы с рассольной жидкостью, прокачиваемой по трубопроводу, заглубленному в грунт.

В целом тепловые насосы рассольного типа имеют более низкую производительность по сравнению с агрегатами первого типа в силу происходящего в них "двойного" теплообмена (грунт - рассол, рассол - хладагент) и энергозатрат на обеспечения работы циркуляции рассола, хотя обслуживать такие системы существенно проще.

Тепловая емкость грунта варьируется в зависимости от его влажности и общих климатических условий конкретной местности. В силу производимого отбора тепла во время отопительного сезона его температура понижается.

В условиях холодного климата большая часть энергии извлекается в форме латентного тепла, когда грунт промерзает. В летний период под действием солнца температура грунта вновь поднимается, и появляется возможность вернуться к первоначальным условиям. Действующие по такому принципу тепловые насосы обычно называют геотермическими, что по сути своей неверно, поскольку здесь не задействовано радиогенное тепло земли, содержащееся в глубинных скальных породах.

Геотермическими (скальными) источниками можно пользоваться в регионах, где подпочвенных вод мало или нет совсем. Тогда нужно пробурить колодцы глубиной от 100 до 200 м. В случае если требуется обеспе-

чить высокую тепловую мощность, колодцы бурятся под определенным наклоном таким образом, чтобы добраться и упереться в большой скальный массив. Для таких тепловых насосов также применяется рассольная жидкость и пластмассовый сварной трубопровод, извлекающий тепло из скалы. В некоторых системах скальная порода используется для аккумуляции тепла или охлаждающей энергии. В силу высокой стоимости буровых работ скальные породы для обслуживания жилого сектора применяются довольно редко.

При использовании в качестве источника тепла скалистой породы трубопровод опускается в скважину. Можно пробурить несколько не глубоких скважин - это, возможно, обойдётся дешевле, чем одна глубокая. Главное - получить общую расчетную глубину.

Для предварительных расчетов используется следующее соотношение – 50-60 Вт тепловой энергии на 1

метр скважины. То есть, для установки теплового насоса производительностью 10 кВт необходима скважина глубиной 170 метров.

При укладке контура в землю желательно использовать участок с влажным грунтом, лучше всего с близкими грунтовыми водами. Использование сухого грунта тоже возможно, но это приводит к увеличению длины контура. Трубопровод должен быть зарыт на глубину примерно 1 м, расстояние между соседними трубопроводами - примерно 0.8-1.0 м.

Удельная тепловая мощность трубопровода, уложенного в землю трубопровода - 20-30 Вт/м. Т. е. для установки теплового насоса производительностью 10 кВт достаточно 350-450 м теплового контура, для чего хватит участка $20 \times 20 \text{ м}^2$.

Специальной подготовки почвы не требуется, влияния на растения трубопровод при правильном расчёте не оказывает.

2.3 Потребность АБК предприятия в теплоносителе (система отопления и ГВС)

Определение часового и годового расхода тепловой энергии на отопление.

Максимальный часовой расход тепловой энергии на отопление здания (корпуса) выполнен по укрупненным показателям и определяется согласно формуле

$$Q_{p\ om} = q_{om} \cdot V (t_{в} - t_{рн}) \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал/ч,}$$

где q_{om} – удельная тепловая характеристика здания, ккал(м³°С);

V наружный объем здания, м³;

$t_{в}$ - температура воздуха внутри отапливаемых зданий, °С;

$t_{рн}$ - температура наружного воздуха для расчета систем отопления, °С

Годовой расход тепловой энергии на отопление определяется по формуле:

$$Q_{год\ от} = Z_{от} \cdot Q_{отр} \cdot ((T_{в} - T_{со}) / (T_{в} - T_{н})) \cdot P_о, \text{ Гкал/год}$$

где: $Q_{отр}$ – максимальный часовой расход тепла на отопление, Гкал/ч;

$P_о$ – продолжительность отопительного периода, сутки;

$Z_{от}$ – время работы в сутки, ч;

$T_{со}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С;

$T_{н}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления и вентиляции, °С;

T_v – расчетная температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий, °С.

Климатологические данные по СНБ 2.04.02 – 2000.

Отопительный период $P_o = 198$

Средняя температура наружного воздуха за отопительный период

$$T_{co} = -0,9 \text{ °С}$$

Расчетная температура воздуха внутри помещений:

$$T_v = 15 - 21 \text{ °С.}$$

Расчетная температура воздуха для проектирования отопления и вентиляции

$$T_p = -24 \text{ °С}$$

Температура холодной воды летняя $T_{хл} = 10 \text{ °С}$

Температура холодной воды зимняя $T_{хз} = 5 \text{ °С.}$

Далее произведем расчет – производственный корпус душевых

$$V = 1800 \text{ м}^3; t_v = 16 \text{ °С}; q_{от} = 0,45 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \text{ч} \text{°С});$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{час от.}} &= 0,45 \cdot 1800 \cdot (16 - (-24)) = 32400 \text{ ккал/ч} = \\ &= 0,0324 \text{ Гкал/ч} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{год от}} &= 24 \cdot 0,0324 \cdot (16 - (-0,9))/(16 - (-24)) \cdot 198 \\ &= 65,05 \text{ Гкал/год} \end{aligned}$$

2.4 Определение нагрузки ГВС душевых на металлургическом комбинате

В настоящее время порядок определения тепловых нагрузок на ГВС регламентируется нормативным документом СНиП 2.04.01–85* «Внутренний водопровод и канализация зданий» [16].

Методика определения расчетных расходов горячей воды (максимального секундного, максимального часового и среднего часового) и тепловых потоков (тепловой мощности) в течение часа при среднем и при максимальном водопотреблении в соответствии с разделом 3 СНиП 2.04.01–85* основывается на расчете соответствующих расходов через водоразборные приборы(или группы однотипных приборов с последующим усреднением) и определении вероятности их одновременного использования.

Все служебные таблицы с данными по различным удельным нормам расхода и т.п., приведенные в СНиПе, применяются только для расчета расхода через отдельные приборы и вероятности их действия. Они не применимы для определения расходов исходя из количества потребителей, путем умножения количества потребителей на удельный расход! Именно в этом заключается основная ошибка, допускаемая многими расчетчиками при определении тепловой нагрузки на ГВС.

Изложение методики расчета в 3 разделе СНиП 2.04.01–85* не отличается простотой. Введение многочисленных надстрочных и подстрочных латинских индексов (образованных от соответствующих терминов в английском языке) еще больше затрудняет понимание смысла расчета. Не совсем понятно, зачем это сделано в российском СНиПе, – ведь далеко не все владеют английским и с легкостью ассоциируют индекс «h» (от английского hot – горячий), индекс «с» (от английского cold – холодный) и «tot»(от английского total – итог) с соответствующими русскими понятиями.

Вариант расчета в строгом соответствии с методикой СНиПа:
определяем вероятность действия прибора

$$P = (q_{hr,u}^h \times U) / (q_0^h \times N \times 3600)$$

где $q_{hr,u}^h = 30$ л – для данного вида водопотребителей;

$U = 150$ – число пользователей;

$q_0^h = 0,2$ л/с – для жилых и общественных зданий, допускается принимать это значение при отсутствии технических характеристик приборов;

$N = 30$ – число санитарно-технических приборов с горячей водой.

Таким образом, получаем:

$$P = (30 \times 150) / (0,2 \times 30 \times 3600) = 0,2.$$

Теперь определим вероятность использования санитарно-технических приборов (возможность подачи прибором нормированного часового расхода воды) в течение расчетного часа:

$$P_h = (3600 \times P \times q_0^h) / q_{0,hr}^h,$$

где P – вероятность действия прибора, определенная в предыдущем пункте, – $P = 0,2$;

$q_0^h = 0,2$ л/с – секундный расход воды, отнесенный к одному прибору (также уже использовался в предыдущем пункте);

$q_{0,hr}^h$ – часовой расход воды прибором, при отсутствии технических характеристик конкретных приборов допускается принимать $q_{0,hr}^h = 200$ л/ч.

Тогда:

$$P_h = \frac{3600 \times 0,2 \times 0,2}{200} = 0,72.$$

Так как P_h больше 0,1 то

$$N \times P_h = 30 \times 0,72 = 21,6,$$

при $\alpha_{hr} = 3,25$.

Теперь мы можем определить максимальный часовой расход горячей воды [17]:

$$q_{hr}^h = 0,005 \times q_{0,hr}^h \times \alpha_{hr}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Получаем

$$q_{hr}^h = 0,005 \times 200 \times 3,25 = 3,25 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

И, наконец, определяем максимальную тепловую нагрузку ГВС (тепловой поток за период максимального водопотребления в течение часа максимального потребления):

$$Q_{hr}^h = 1,163 \times q_{hr}^h \times (55 - t^c) \times Q^{ht},$$

где Q^{ht} – тепловые потери.

Учтем тепловые потери, приняв их за 5% от расчетной нагрузки.

$$Q_{hr}^h = 1,163 \times 3,25 \times (55 - 8) \times 1,05 = 186,5 \text{ кВт} = 160\,468,45 \text{ ккал/ч}.$$

Выводы по разделу 2

В разделе выполнено обоснование типа теплонасосной установки для системы отопления и горячего водоснабжения предприятия. Рассмотрена классификация видов тепловых насосов и дана характеристика принципа работы парокомпрессионного насоса. Представлены возможные источники теплоты для использования теплового насоса.

Для условного административно-бытового комплекса предприятия произведен расчет производительности системы.

РАЗДЕЛ 3

РАСЧЕТ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ

3.1 Расчет мощности теплового насоса

3.1.1 Теоретические основы работы тепловых насосов

В данное время в мировой практике наибольшее распространение приобрели парокомпрессионные тепловые насосы. Рабочее вещество в этих установках претерпевает фазовые изменения и может находиться в жидком состоянии и состояниях влажного и перегретого паров.

Схема парокомпрессионного теплового насоса приведена на рис. 3.1. Установка состоит из 4-х основных элементов: компрессора К, конденсатора Кд, испарителя В и дросселя Др.

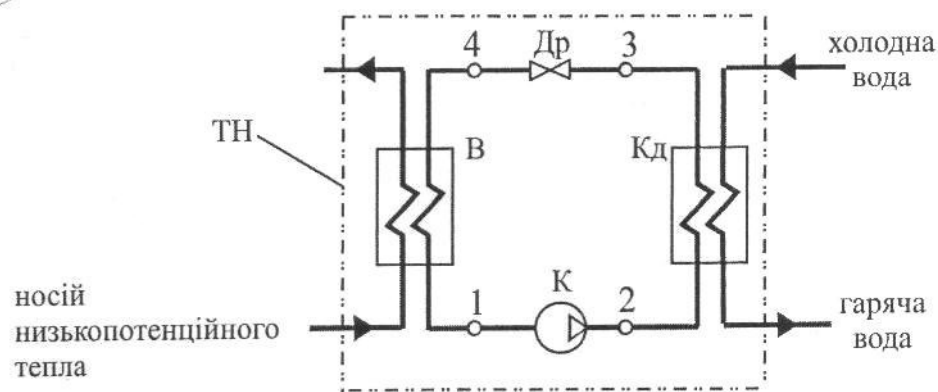


Рисунок 3.1 – Схема парокомпрессионного теплового насоса

ТН – тепловой насос, К – компрессор, В – испаритель,
Кд – конденсатор, Др – дроссель

За термодинамический цикл теплового насоса рассматриваем цикл (рис. 3.2) с перегревом пара хладагентов на выходе испарителя и переохлаждением конденсата, которое может быть осуществлено как в самом конденсаторе, так и в отдельном аппарате.

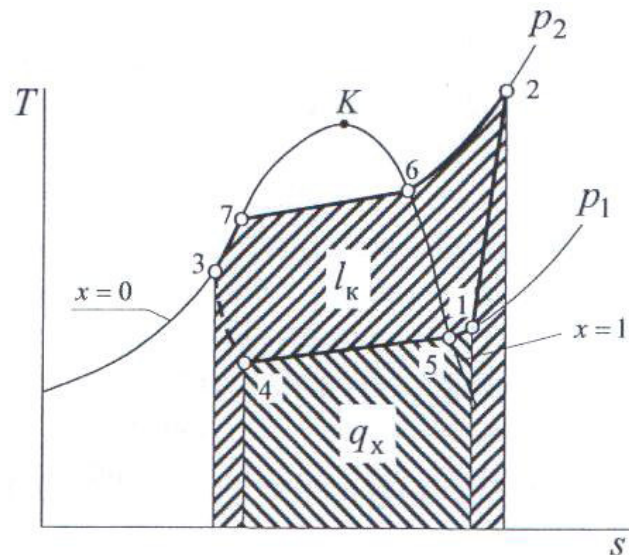


Рисунок 3.2 – Термодинамический цикл теплового насоса

Цикл в координатах (T – температура, s – энтропия) изображен для случая рабочего тела, кипящего при меняющейся температуре, на фоне линий насыщенной жидкости (для которой степень сухости пара $x=0$) и сухого насыщенного пара ($x=1$), которые сходятся в критической точке K , а также изобар $p_1=\text{const}$ и $p_2=\text{const}$, соответствующих давлениям всасывания и нагнетания компрессора (потерями давления хладагента в испарителе и конденсаторе пренебрегают).

Точки 1 – 4 цикла отображают состояния вещества в точках 1 – 4, показанных на схеме теплового насоса (см. рис. 3.1). Точки 5, 6 и 7 соответствуют началу и концу фазных переходов вещества в процессах теплообмена в испарителе и конденсаторе. Линия 1-2 соответствует процессу сжатия рабочего тела в компрессоре, 2-6-7-3 – охлаждению, конденсации его в конденсаторе и переохлаждению конденсата, 3-4 – дросселированию и 4-1-5 – кипению и перегреву пара в испарителе. Заштрихованные площади соответствуют количеству тепла, которое отбирается у низкотемпературного источника в испарителе, (удельной холодопроизводительности цикла q_x) и удельной работе компрессора l_k . Сумма этих площадей соответствует удельной теплопроизводительности цикла (q_T), то есть количест-

ву тепла, которое отдается высокотемпературному источнику в конденсаторе.

$$q_T = q_X + l_k.$$

Размерность l_k, q_T и q_X – кДж/кг. Холодопроизводительность Q_X , теплопроизводительность Q_T и мощность компрессора N_K теплового насоса, кВт, связаны с удельными величинами следующими соотношениями [18]:

$$Q_T = m_a \cdot q_T,$$

$$Q_X = m_a \cdot q_X,$$

$$N_K = m_a \cdot l_k,$$

где m_a – массовая потеря хладагента в контуре теплового насоса, кг/с.

Соответственно

$$Q_T = Q_X + N_K.$$

3.1.2 Исходные данные

Необходимо:

- рассчитать необходимую тепловую мощность теплонасосной установки.
- рассчитать термодинамический цикл теплового насоса
- рассчитать теплообменник оборотной воды.

В таблице 3.1 приведены следующие исходные параметры:

$V_{сут}$ – суточная потребность горячей воде, м³;

$\tau_{сут}$ – длительность суточного рабочего цикла тепловых насосов, ч.

t_{h1} – начальная температура чистой воды, которая нагревается для системы горячего водоснабжения, °С.

t_{h2} – конечная температура чистой воды, которая нагревается для системы горячего водоснабжения, °С.

t_{x1} – начальная температура на теплом конце теплообменника, °С.

Δt_{x1} – температурный напор на теплом конце теплообменника, °С.

Δt_1 – температурный напор на теплом конце испарителя теплового насоса, °С.

t_6 – температура точки росы хладагента в конденсаторе, °С.

Δt_{sh} – перегрев пара в испарителе, °С.

Δt_{sc} – переохлаждение конденсата хладагента, °С.

η_s – изоэнтропный ККД компрессора теплового насоса.

Таблица 3.1 исходные параметры

Фреон	$V_{сут},$ м ³	$\tau_{сут},$ ч	$t_{h1},$ °С	$t_{h2},$ °С	$t_{x1},$ °С	$\Delta t_{x1},$ °С	$\Delta t_1,$ °С	$t_6,$ °С	Δt_{sh} °С	Δt_{sc} °С	η_s
R134 а	100	16	25 (40)	60	11	3	3	47	3	10	0,70

3.1.3 Расчет необходимой тепловой мощности ТНУ

Необходимая тепловая мощность ТНУ, кВт, определяется, исходя из необходимости нагрева суточного количества горячей воды, которая расходуется на протяжении заданного суточного цикла работы установки

$$Q_{тнну1} = \frac{V_{сут}}{3600\tau_{сут}} \rho_w c_w (t_{h2} - t_{h1}) = \frac{100}{3600 \cdot 16} 1000 \cdot 4,19(60 - 25)$$

$$= 254 \text{ кВт}$$

$$Q_{тнну2} = \frac{V_{сут}}{3600\tau_{сут}} \rho_w c_w (t_{h2} - t_{h1}) = \frac{100}{3600 \cdot 16} 1000 \cdot 4,19(60 - 40)$$

$$= 146 \text{ кВт}$$

где $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ и $c_w = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°С)}$ – плотность и теплоемкость воды, которая нагревается.

Выбираем следующие тепловые насосы типа вода – вода (табл. 3.2):

Manta WP T120 P2,

Manta WP T190 P4 [19].

MANТА WP: Тепловые насосы вода-вода для внутренней установки, со спиральными компрессорами и пластинчатыми теплообменниками.

Таблица 3.2 – Паспортные данные тепловых насосов

Параметры	Manta WP T120	Manta WP T190
Потребляемая мощность, кВт	39,7	65,5
Тепловая мощность, кВт	177	277
Уровень воды в испарителе, м ³ /ч	23,8	36,7
Уровень давления в испарителе, кПа	36	30
Расход воды через конденсатор, м ³ /ч	22,6	39,2
Компрессоры	Scroll(2)	Scroll(4)
Хладагент	R134A	R134A
Максимальный потребляемый ток, А	97	160
Электропитание	400/3/50	400/3/50
EER	3,9	4,29
COP	4,46	4,23
Уровень звуковой мощности, дБ(А)	80	81
Масса нетто, кг	788	1 315

3.1.4 Расчет термодинамического цикла тепловых насосов

Расчет осуществляется с помощью диаграммы состояния заданного хладагента, в нашем случае это фреон R134a.

В зависимости от заданных температурных напоров на теплых концах теплообменника оборотной воды и испарителя теплового насоса тем-

пература фреона на выходе из испарителя (в точке 1 термодинамического цикла)

$$t_1 = t_{x1} - \Delta t_{x1} - \Delta t_1 = 11 - 3 - 3 = 5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура сухого насыщенного пара в испарителе (в точке 5 цикла)

$$t_5 = t_1 - \Delta t_{sh} = 5 - 3 = 2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Согласно найденной температуре t_5 и заданной температуре точки росы в конденсаторе t_6 находим соответствующие значения давления в испарителе и конденсаторе:

$$p_{кин} = p_5 = 8,2 \text{ бар},$$

$$p_{конд} = p_6 = 28,5 \text{ бар}.$$

Давление в точке 1 цикла (на входе в компрессор):

$$p_1 = p_5 = p_{кин} = 8,2 \text{ бар}.$$

На пересечении p_1 с изотермой t_1 находим точку 1, в которой определяем энтальпию i_1 , энтропию s_1 , объем v_1 .

$$i_1 = 418 \text{ кДж/кг},$$

$$s_1 = 1,83 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K},$$

$$v_1 = 0,034 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процесс сжатия пара фреона в компрессоре является адиабатным, то есть происходит без теплообмена с окружающей средой. Но при этом

имеют место потери энергии трения. Реальный адиабатный процесс (с потерями энергии на трение) при расчетах заменяется политропным процессом без трения, но с подводом тепла, эквивалентного по величине теплоте трения.

Расчет параметров состояния пара в конце этого процесса (точка 2) приводится на основании расчета изоэнтропного процесса сжатия до давления в конденсаторе [20].

В конце изоэнтропного процесса сжатия – в точке, которая находится на пересечении изобары $p_{2s} = p_{\text{конд}}$ с изоэнтропой $s_{2s} = s_1$, определяется значение энтальпии i_{2s} .

$$i_{2s} = 457 \text{ кДж/кг.}$$

Рассчитывается перепад энтальпий в изоэнтропном процессе сжатия

$$\Delta i_s = i_{2s} - i_1 = 457 - 418 = 39 \text{ кДж/кг.}$$

Перепад энтальпий в реальном адиабатном процессе сжатия пара фреона в компрессоре

$$\Delta i_{1-2} = \frac{\Delta i_s}{\eta_s} = \frac{39}{0,70} = 55,71 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия в конце реального адиабатного процесса сжатия 1-2

$$i_2 = i_1 + \Delta i_{1-2} = 418 + 55,71 = 473,71 \text{ кДж/кг.}$$

Точку 2 находим на пересечении изоэнтальпии i_2 с изобарой $p_{\text{конд}} = p_2$ и в этой точке определяем энтальпию s_2 и температуру t_2 .

На пересечении изобары $p_{\text{конд}} = p_7$ с линией насыщения жидкости (степень сухости пара $x=0$) находится точка 7 цикла, в которой определяется температура $t_7 = 47 \text{ }^\circ\text{C}$, после чего рассчитывается температура

$$t_3 = t_7 - \Delta t_{sc} = 47 - 10 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Точка 3 цикла находится на пересечении изобары $p_{\text{конд}} = p_3$ с изотермой t_3 . В этой точке находим энтальпию.

$$i_3 = 252 \text{ кДж/кг.}$$

После дросселирования (на входе испарителя) хладагент находится в состоянии влажного пара. В результате дросселирование влажного пара энтальпия не изменяется, поэтому в точке 4 энтальпия равна:

$$i_3 = i_4 = 252 \text{ кДж/кг.}$$

Давление в точке 4:

$$p_4 = p_1 = 8,2 \text{ бар.}$$

В найденных точках цикла определяем значения оставшихся параметров, которые ранее не были найдены. Все результаты расчетов заносим в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Термодинамические параметры цикла

Точка	Температура Т, °С	Давление р, МПа	Удельный объем ν, м ³ /кг	Энтальпия і, кДж/кг	Энтропия s, кДж/кг · К	Степень су- хости Х
1	5	0,82	0,034	418	1,83	-
2	71	2,86	0,012	473,71	1,83	-
3	37	2,86	-	252	1,15	-
4	2	0,82	0,004	252	1,23	0,3
5	2	0,82	0,032	410	1,78	1
6	47	2,86	0,008	416	1,72	1
7	45	2,86	0,0013	268	1,31	0

Удельная холодопроизводительность цикла

$$q_x = i_1 - i_4 = 418 - 252 = 166 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная теплопроизводительность цикла

$$q_T = i_2 - i_3 = 473,71 - 252 = 221,71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная работа компрессора

$$l_k = i_2 - i_1 = 473,71 - 418 = 55,71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Затраты хладагента

$$m_1 = \frac{Q_T}{q_t} = \frac{254}{221,71} = 1,15 \text{ кг/с},$$

$$m_2 = \frac{Q_T}{q_t} = \frac{146}{221,71} = 0,66 \text{ кг/с},$$

Объемная подача компрессора при условиях всасывания

$$V_1 = m_1 v_1 = 1,15 \cdot 0,034 = 0,039 \text{ м}^3,$$

$$V_2 = m_2 v_1 = 0,66 \cdot 0,034 = 0,022 \text{ м}^3.$$

Холодопроизводительность

$$Q_{x1} = m_1 q_x = 1,15 \cdot 166 = 190,9 \text{ кВт},$$

$$Q_{x2} = m_2 q_x = 0,66 \cdot 166 = 109,56 \text{ кВт}.$$

Мощность компрессора

$$N_{k1} = m_1 l_k = 1,15 \cdot 55,71 = 64,06 \text{ кДж},$$

$$N_{k2} = m_2 l_k = 0,66 \cdot 55,71 = 36,77 \text{ кДж}.$$

Коэффициент трансформации тепла теплового насоса

$$k_{тн1} = \frac{Q_{T1}}{N_{k1}} = \frac{254}{64,06} = 3,96,$$

$$k_{тн1} = \frac{Q_{T1}}{N_{k1}} = \frac{146}{36,77} = 3,97.$$

Затраты воды, которая нагревается для системы ГПТ тепловым насосом

$$V_1 = \frac{Q_{T1}}{\rho_w c_w (t_{h1} - t_{h2})} = \frac{254}{1000 \cdot 4,19 \cdot (60 - 25)} = 0,00173 \text{ m}^3/\text{c},$$

$$V_2 = \frac{Q_{T2}}{\rho_w c_w (t_{h1} - t_{h2})} = \frac{146}{1000 \cdot 4,19 \cdot (60 - 40)} = 0,00174 \text{ m}^3/\text{c}.$$

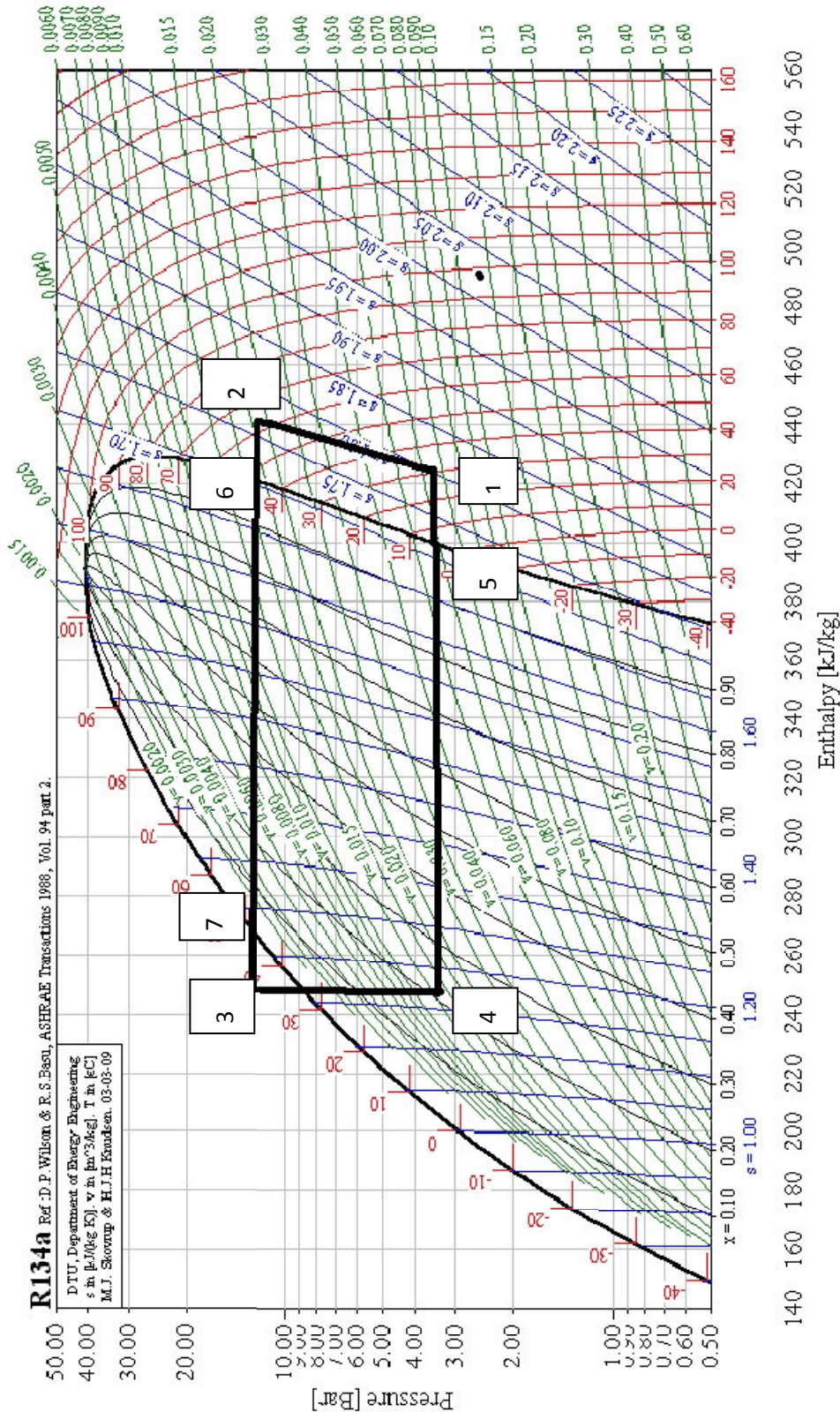


Рисунок 3.3 – Термодинамический цикл теплового насоса

3.1.5 Расчет теплообменника оборотной воды

Задача расчета основывалась на нахождении площади поверхности теплообменника и температурного режима теплообменника оборотной воды, который обеспечивает передачу тепловой мощности Q_x при известных начальной температур воды t_{x1} и температурном напоре на теплом конце теплообменника Δt_{x1} [21].

Для расчета теплообменника необходимо задаться начальными параметрами:

- Тепловая мощность $Q_x = 190,9 \text{ кВт}$
- Начальная температура оборотной воды $t_{x1} = 25 \text{ °C}$
- Температурный напор на теплом конце теплообменника $\Delta t_{x1} = 8 \text{ °C}$
- Затраты оборотной воды $V_x = 30 \text{ м}^3/\text{час}$
- Затраты воды в промежуточном контуре $V_w = 20 \text{ м}^3/\text{час}$
- Скорость воды в трубах $\omega_x = 1,32 \text{ м}^3/\text{с}$
- Диаметр трубок $d_6/d_3 = 15/18$

Количество трубок теплообменника

$$n = \frac{4 \cdot S_x}{\pi \cdot d_6^2} = \frac{4 \cdot 0,0126}{3,14 \cdot 0,015^2} = 71,3.$$

где S_x - площадь проходного сечения трубок

$$S_x = \frac{V_x}{\omega_x \cdot 3600} = \frac{30}{1,32 \cdot 3600} = 0,0063 \text{ м}^2.$$

Внутренний диаметр корпуса ТА

$$D = D' + d_3 + 2m.$$

При концентрическом размещении трубок в трубной решетке в соответствии с таблицей принимаем $n = 62$, а $D'/S = 8$. Расстояние S между трубами будет равно:

$$S = 1,4 \cdot d_3 = 1,4 \cdot 18 = 25,2 \text{ мм.}$$

Значение кольцевого зазора между крайними трубками и корпусом принимаем $t = 6 \text{ мм}$.

Тогда

$$D = D' + d_3 + 2t = 8 \cdot 25,2 + 18 + 2 \cdot 6 = 231,6 \text{ мм.}$$

Площадь живого сечения в межтрубном пространстве

$$S_w = D \cdot l \left(1 - \frac{d_3}{S}\right) \sqrt{X}.$$

Согласно с рекомендациями принимаем $l = 60 \text{ мм}$, а $\sqrt{X} = 1,38$.

Тогда

$$S_w = D \cdot l \left(1 - \frac{d_3}{S}\right) \sqrt{X} = 0,231 \cdot 0,060 \left(1 - \frac{0,018}{0,025}\right) 1,38 = 0,0053 \text{ м}^2$$

Скорость воды в межтрубном пространстве

$$\omega_w = \frac{V_w}{S_w} = \frac{20}{0,0053 \cdot 3600} = 1,05 \text{ м/с.}$$

Конечная температура оборотной воды

$$t_{x2} = t_{x1} - \frac{Q_x}{\rho_w c_w \eta m V_x} = 25 - \frac{190\,900}{1000 \cdot 0,0166 \cdot 4189 \cdot 0,93} = 22,04 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура чистой воды на теплом конце ТОБВ

$$t_{w2} = t_{x1} - \Delta t_{x1} = 25 - 9 = 12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Начальная температура чистой воды в ТОБВ

$$t_{w1} = t_{w2} - \frac{Q_x}{\rho_x c_w V_w} = 12 - \frac{190\,900}{1000 \cdot 0,0116 \cdot 4189} = 10,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{x1} - t_{w2} - t_{x2} + t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_{x1} - t_{w2}}{t_{x2} - t_{w1}}\right)} = \frac{25 - 12 - 22,04 + 10,04}{\ln\left(\frac{25 - 12}{22,04 - 10,04}\right)} = 11,83 \text{ }^\circ\text{C}$$

Средняя температура оборотной воды в аппарате

$$t_x = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} = \frac{25 + 22,04}{2} = 23,52 \text{ }^\circ\text{C}$$

Средняя температура воды промежуточного контура в аппарате

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{12 + 10,04}{2} = 11,02 \text{ }^\circ\text{C}$$

По справочным таблицам [22] находим свойства воды при средней температуре оборотной воды $t_x = 23,52 \text{ }^\circ\text{C}$

- Кинематическая вязкость $\nu_x = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

- Теплопроводность $\lambda_x = 0,599 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}$
- Число Прантля $Pr_x = 7,02$
-

При средней температуре воды промежуточного контура $t_w = 10,85 \text{ °С}$

- Кинематическая вязкость $\nu_w = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
- Теплопроводность $\lambda_w = 0,574 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}$
- Число Прантля $Pr_w = 9,52$

При средней температуре стенок трубы:

$$t_{cm} = 0,5(t_x - t_w) = 0,5(22,69 - 10,85) = 5,92.$$

- Число Прантля $Pr_{cm} = 10,57$

Рассчитываем число Рейнольдса для оборотной воды в трубах

$$Re_x = \frac{\omega_x d_g}{\nu_x} = \frac{1,05 \cdot 0,015}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 15\,660,$$

поскольку $Re_x > 10000$, то есть режим движения – турбулентный, то число Нуссельта рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} Nu_x &= 0,021 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,43} \left(\frac{Pr_x}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 15660^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \left(\frac{7,02}{10,57} \right)^{0,25} \\ &= 99,436. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от оборотной воды до стенок трубы

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_x}{d_e} = \frac{99,436 \cdot 0,599}{0,015} = 3971 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$$

Число Рейнольдса для движения воды в межтрубном пространстве

$$Re_w = \frac{\omega_w d_3}{\nu_w} = \frac{1,05 \cdot 0,018}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 14\,470.$$

Число Нуссельта для теплопередачи от стенок трубок к воде в межтрубном пространстве рассчитываем по формуле:

$$Nu_w = 0,024 Re_w^{0,6} Pr_w^{0,36} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} = 0,024 \cdot 14470^{0,6} \cdot 9,52^{0,36} \left(\frac{9,52}{10,57}\right)^{0,25} \\ = 16,5.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубы к воде в межтрубном пространстве

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_3} = \frac{16,5 \cdot 0,574}{0,018} = 526,17 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от оборотной воды к воде в межтрубном пространстве

$$K = \frac{1}{1/\alpha_x + \delta_{cm}/\lambda_{cm} + R_{загр} + 1/\alpha_w} \\ = \frac{1}{1/3971 + 0,0015/393 + 0,0002 + 1/526,17} \\ = 424,42 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

Определяем поверхность теплопередачи

$$F = \frac{Q_x}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{190,9 \cdot 10^3}{424,42 \cdot 11,83} = 38,02 \text{ м}^2.$$

Длина трубы в пучке

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot n} = \frac{38,02}{3,14 \cdot 0,018 \cdot 62} = 10,85 \text{ м}.$$

Рассчитанная длина превышает существующие нормы $> 6 \text{ м}$, в связи с этим произведем пересчет диаметра, принимая, что теплообменник двухходовой.

$$n_1 = n_{xx} \cdot n$$

$$n_{xx} = 2$$

$$n_1 = 62 \cdot 2 = 124$$

При ромбообразной размещении трубок в трубной решетке в соответствии с таблицей принимаем $n_1 = 279$

$$D'/S = 18,$$

$$D = D' + d_3 + 2m = 18 \cdot 25,2 + 18 + 2 \cdot 6 = 483,6 \text{ мм},$$

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot n} = \frac{38,02}{3,14 \cdot 0,018 \cdot 62 \cdot 2} = 5,43 \text{ м}.$$

Соответственно ГОСТ 9929-79 принимаем двухходовой ТА (рис. 3.4) с длиной труб 5,5 м.

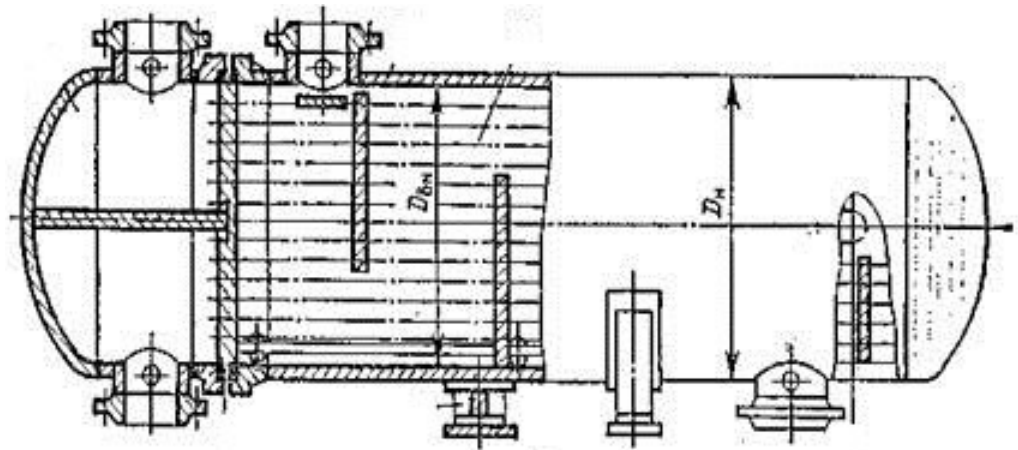


Рисунок 3.4 – Двухходовой теплообменник

3.2 Выбор системы отопления

Для отопления тепловым насосом, важен правильный выбор отопительной системы. Максимально выгодной является крупнопанельная отопительная система, какой является подпольное отопление, или отопление панелями размещёнными в стенах, которые не нуждаются в высокой температуре носителя. Следующее преимущество этих систем заключается в падении значения температуры на $2-3^{\circ}\text{C}$, по причине теплопередачи путем излучения. Нельзя забывать, что максимальная температура на выходе из обычного термического насоса 55°C .

3.2.1 Отопление панелями, размещёнными в полу

Данная система выгодна тем, что для отопления достаточна температура носителя 35°C . Такой системой удобно набирать низкотемпературный градиент по $+5^{\circ}\text{C}$. Неудобство заключается в ограничении максимальной мощности из расчета на 1m^2 отопительной площади, не более $96\text{W}/\text{m}^2$. Поэтому, чаще всего, применяется сочетание подпольного отопления с отопительной настенной арматурой (приведенное неудобство касается

встраиванию систем отопления теплонасосом в давно построенное здание).

3.2.2 Отопление панелями, размещёнными в полу + отопительные радиаторы.

Этот вариант требует для правильной работы использование термогидравлического распределителя (ТНР) и своего распределителя коллектора. Помимо проводки труб, еще потребуется один циркуляционный насос, который бы обеспечивал водой цикл, между радиатором ТНР и теплонасосом ТН. А также, приходится в направлении пологого отопления, включить смесительный кран, который бы поставлял в округ воду с приоритетом температуры с необходимым давлением, потому что отопительная настенная арматура являются приоритетной и находится на более высшей температуре [23].

3.2.3 Отопление потолочными радиаторами

Для этой системы нужно выбирать теплопадение из расчета максимальной температуры носителя 45/55°C. При этом приходится пересчитывать номинальные отопительные арматуры и увеличивать их площадь из-за падения температурного градиента с 90/70°C, на температуру 55/45°C. Пересчет, производится по формуле:

$$Q_{SK} = Q_N \times \left(\frac{t_{SSK} - t_i}{t_{SN} - t_i} \right)^n,$$

где Q_N – тепловая мощность секции,

t_{SSK} – измеренная средняя температура ребра $(t_{vst} + t_{vust})/2$,

t_{SN} – средняя номинальная температура ребра, 80 °C(90/70),

t_i – внутренняя температура помещения,

n – коэффициент отопительного корпуса (задается изготовителем) например: 1.3 для досочного отопительного прибора и 1.4 для конвективного.

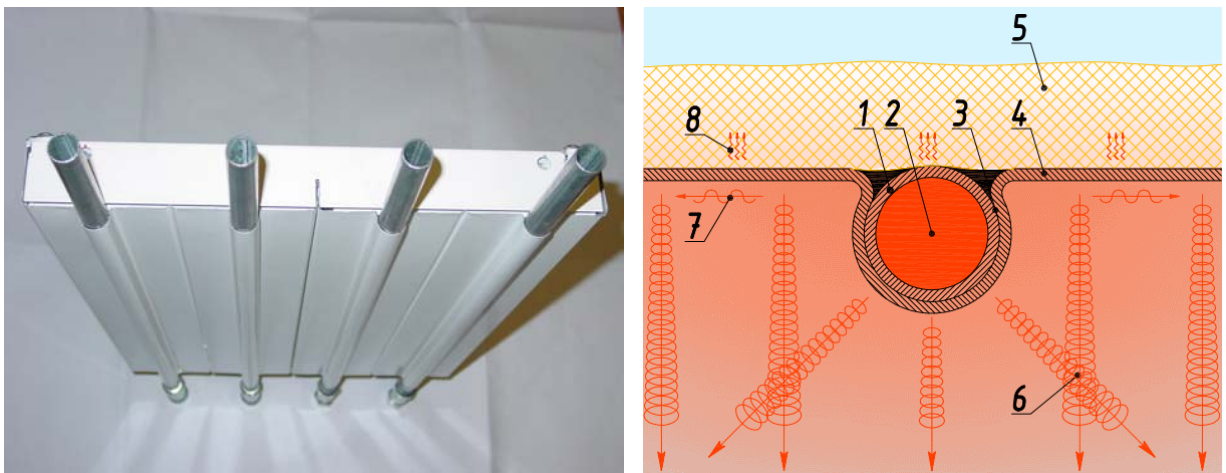
Упрощённо возможно сказать, что мощность 1 ребра при спаде 55/45 °С составляет примерно 40% по сравнению с мощностью при температурах 90/70 °С. Для комбинированной системы, выбирают двухтрубный прямоточный развод отопительной воды. Однотрубные системы, не являются пригодны для низкотемпературной отопительной системы. Тогда получим

$$Q_{SK} = 272 \times \left(\frac{40 - 18}{80 - 18} \right)^{1,4} = 63,77 \text{ Вт.}$$

В качестве теплоносителя в потолочных излучающих панелях (рис. 3.5, *a*) отопления (рис. 3.5, *б*), как правило, используется тёплая или горячая вода от 40°С до 110°С, которая передаёт тепло трубам и излучающему экрану [24].

Нагретый экран начинает излучать волны в инфракрасном диапазоне. Так как потолочная панель покрыта сверху изоляцией, всё излучение идёт только вниз. Волны при соприкосновении с телами и поверхностями в помещении преобразуются в тепло.

Нагретые таким образом тела также в свою очередь начинают излучать тепло, а также передавать его воздуху посредством конвекции. За счёт этого в помещении достигается ровный температурный профиль.



а)

б)

Рисунок 3.5 – Потолочные панели лучистого отопления:

а – внешний вид; б – к пояснению принципа действия:

- 1 – труба, по которой течёт теплоноситель (вода); 2 – теплоноситель – нагретая вода; 3 – плотный контакт трубы с излучающим экраном; 4 – излучающий экран, спрофилированный таким образом, чтобы максимизировать тепловой контакт с трубой; 5 – теплоизолятор, входящий в конструкцию панели для исключения оттока тепла вверх; 6 – передача тепла от излучающего экрана в виде инфракрасного излучения; 7 – передача тепла от излучающего экрана в виде конвективных потоков; 8 – передача тепла от излучающего экрана в виде теплопроводности

Теплопотери через стены для нашего объекта составляют 50 213 Вт

Теплопотери через окна 12 872 Вт

Теплопотери через потолки 6 154 Вт

Теплопотери через пол 9 469 Вт

Суммарные потери равны $Q_{\text{сум}} = 78\,708$ Вт

Рассчитаем сколько нам потребуется потолочных водяных панелей

$$n = \frac{Q_{\text{сум}}}{Q_z},$$

где Q_z – тепловая мощность одной панели.

Тогда получим

$$n = \frac{78\,708}{415} = 189,6 = 190 \text{ панелей}$$

Технические параметры выбранных панелей представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 – Технические параметры панелей лучистого отопления

Модель панели	Высота	Ширина, мм	Количество рядов труб	Возможные стандартные длины, мм	Расстояние между подвесами (по ширине), мм	Вес 1 погонного метра панели, кг		Тепловая мощность погонного метра панели, Вт		
						без воды	с водой	ΔT 80°C	ΔT 70°C	ΔT 60°C
ТП-мини	общая высота – 55 мм (короб – 36 мм + выступы под трубу – 19 мм)	130	2	2000, 3000, 4000, 5000, 6000		2,4	2,8	144	124	104
ТП-1		260	4		200	4,5	5,3	289	248	207
ТП-2		555	4		435	9	10,6	577	495	415
ТП-3		850	4		450	13,5	15,9	866	743	622

Выбираем панель модели ТП-2

3.2.4 Подбор циркуляционных насосов

Для правильного расчета циркуляционных насосов надо произвести гидравлический расчёт разводки труб отопительного хозяйства. Общий напор циркуляционного насоса включает в себя сумму проточного сопротивления отопительного хозяйства и конденсатора термического насоса параметра расход-ввод в паспорте термического насоса. Сопротивление конденсатора термического насоса приведен в проектных документах. По-

сколькo использование THR, есть транспортируемое сжатие, то циркуляционному насосу необходимо усилие для преодоления всего сопротивления контура, т.е. сопротивление конденсатора, сопротивление подключенного термического насоса и THR. Поэтому отдельные нагревательные контура должны иметь собственные циркуляционные насосы.

При увеличении производительности, по возможности, выдерживайте проточность согласно проектных документов. Тепловые насосы не являются ни в коем случае проходным самотечным аппаратом! Для правильного хода термического насоса приходится обеспечивать по возможности постоянное протекание через конденсатор, поэтому прямой ввод трёхходового смесителя, которой изменял бы направление ветви источника тепла, не рекомендуется и его также. С пониженным давлением иногда случается срыв завихрений (турбуленция) в конденсаторе и как результат снижение теплоотдачи, повышение температуры сжижения и снижение отопительного фактора. Тепловой спад на конденсаторе термического насоса должен быть между 5-7 К. Поскольку самый большой отопительный спад в моновалентной системе отопительной арматуры, необходимо это учитывать при заказе оборудования. Более того, советуем максимальное давление в радиаторах воды и конденсаторе не более 10К.

Выбираем следующий циркуляционный насос DAB CPE [25].

Назначение:

– Разработано специально для индивидуальных и коллективных систем отопления и кондиционирования.

– Рабочий диапазон: Производительность – от 1,5 до 360 м³/час, напор – до 32,9 м водяного столба.

– Максимальное рабочее давление: 16 бар.

– Перекачиваемая жидкость: состав – чистая, без твердых включений и минеральных масел, не вязкая, химически нейтральная, по характеристикам аналогичная воде. Температура – от -10°C до +140°C.

– Основные материалы: Гидравлический корпус и опора двигателя – чугун, рабочее колесо – технополимер или чугун, ротор – нержавеющая сталь, уплотнение – EPDM, торцевое уплотнение вала – графит/керамика или графит/карбид кремния.

– Особенности: Двигатели с частотным регулированием, имеют датчики давления, а также встроенную защиту от перегрузки. Есть контакт для подключения внешней системы управления.

– Монтаж: Вал двигателя в горизонтальном положении или вертикальном выше гидравлического корпуса при мощности двигателя до 11 кВт. При мощности двигателя свыше 11 кВт вал двигателя в вертикальном положении.

– Стандартное электропитание: 1x208-240 В, 3x380-480 В.

– Степень защиты: IP 55.

– Класс изоляции: F.

3.3 Подключение к системе отопления

Схема включения ТНУ в систему теплоснабжения представлена на рис. 3.6.

Тепловой насос в базовом варианте, поставляется с микропроцессорной системой управления, которой не только контролирует и обеспечивает собственную регуляцию, но и осуществляет эквитермальную регулировку температуры воды в радиаторах (по наружной температуре), а также управление бивалентного источника в двухступенчатом режиме и в некоторых случаях, может руководить тремя независимыми нагревательными контурами, при следующих ограничениях [26]:

- не более 2 независимых смесительных контуров отопительной системы + управление электроприводом 0-10V;

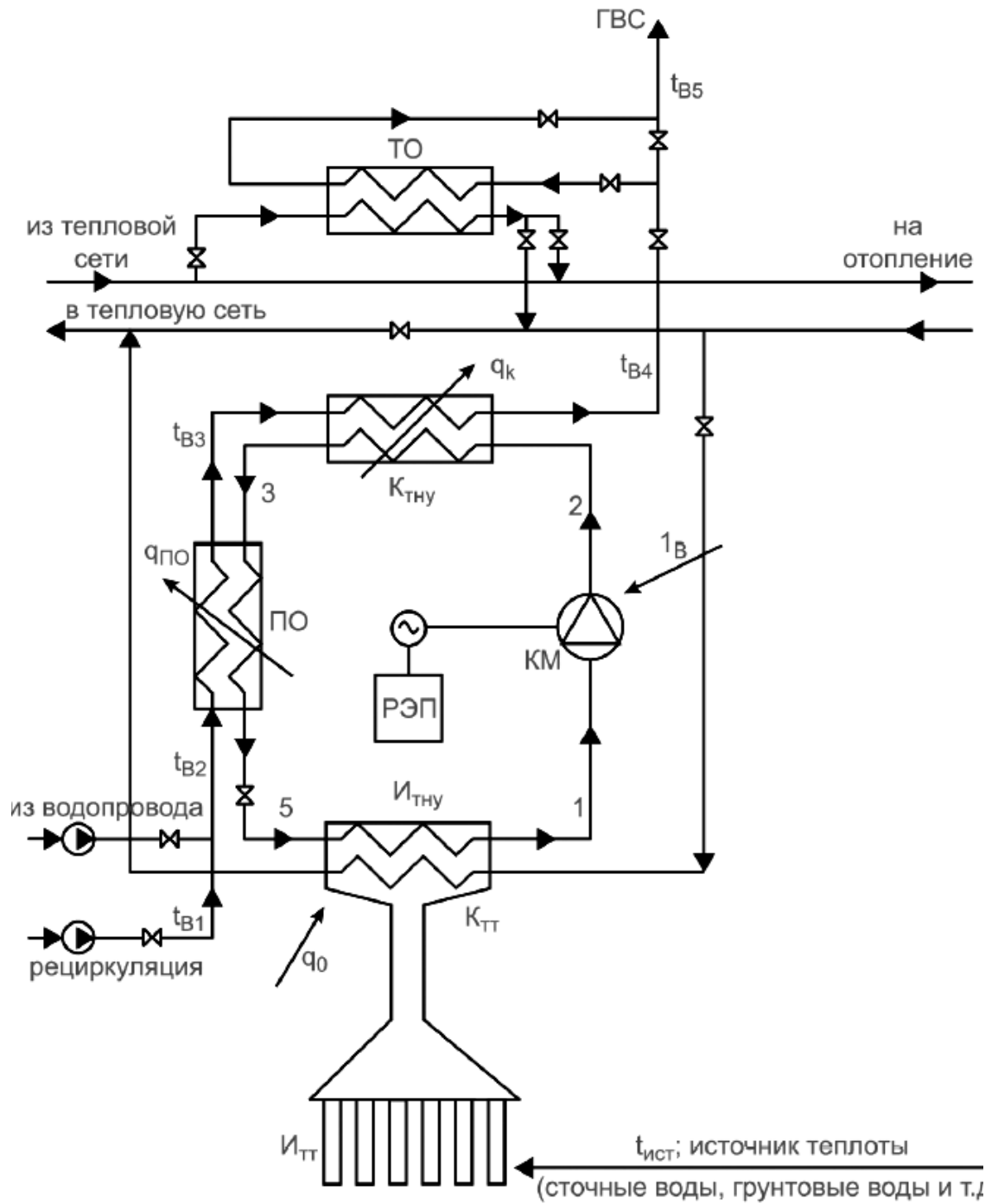


Рисунок 3.6 – Схема включения ТНУ в систему теплоснабжения

КМ – компрессор, К_{тну} – конденсатор ТНУ, ПО – переохладитель,

Др – дроссель, И_{тну} – испаритель ТНУ, ТТ – тепловая труба,

К_{тт} – конденсатор ТТ, И_{тт} – испаритель ТТ,

РЭП – регулятор электропривода, ТО – теплообменник

- не более 2 независимых смесительных контуров отопительной системы + управление привода трехходовой арматуры TUV, подогрев бассейна и т. п.).

Система управления также регулярно запоминает и регулирует рабочий режим, что даёт возможность подключать, с предохранительной системой, другие объекты.

Установка оснащена комплектным электрораспределителем и защитами с возможностью дальнейшего расширения. Также возможно оснастит оборудование несложной системой управления обеспечивающей собственную безопасность компрессорной системы, которая предназначена для руководства системой управления.

Схема теплового насоса в технологическом комплексе вода/вода приведена на рис. 3.7.

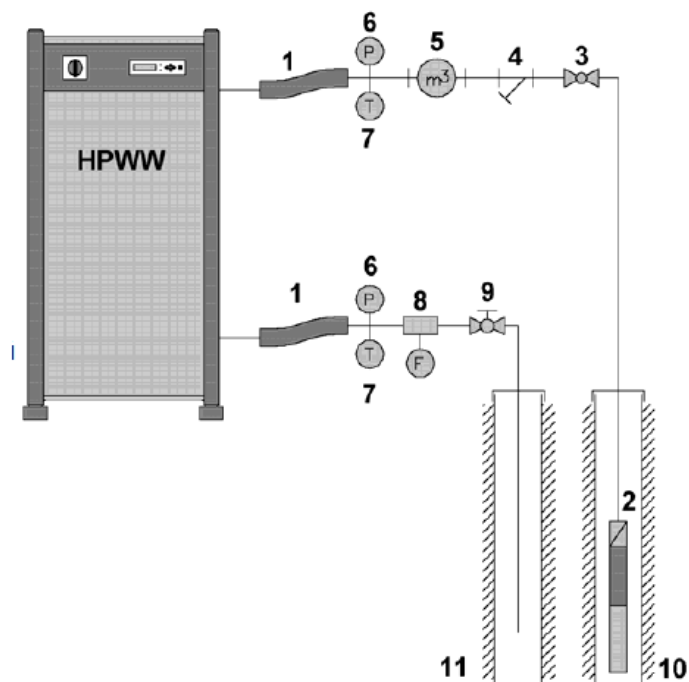


Рисунок 3.7 Технологическая схема подключения теплового насоса:

- 1 – гибкий ввод, 2 – индивидуальный обратный погружной насос,
 3 – шарнирный кран, 4 – фильтр, 5 – расходомер, 6 – манометр,
 7 – термометр, 8 – „flow switch” (проточный чувствительный элемент),
 9 – регулировочный шарнирный кран, 10 – всасывающая скважина,
 11 – восполняющая скважина.

Выводы по разделу 3

1. На основании предварительных расчетов произведен расчет мощности тепловых насосов, рассчитаны термодинамических характеристики и циклы работы теплового насоса, выбран теплообменник и циркуляционный насос.

2. Проанализированы существующие системы отопления и выбрана лучистая потолочная система отопления, которая обеспечивает наиболее комфортные условия нахождения в помещении.

3. Выбрана схема подключения теплового насоса к существующей сети отопления.

РАЗДЕЛ 4

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

4.1 Вступление

Одно из важных преимуществ использования тепловых насосов является использование для теплоснабжения потоков низкопотенциальных возобновляемых энергетических ресурсов (ВЭР) и природной теплоты. Это значительно расширяет ресурсную базу теплоснабжения, делает ее менее зависимой от поставок топливных ресурсов, что весьма важно в условиях дефицита и растущей стоимости органического топлива.

Одновременно утилизация низкопотенциальной теплоты в промышленности создает хорошие предпосылки для повышения эффективности использования энергии на предприятиях, снижения себестоимости выпускаемой продукции и роста рентабельности. Например, утилизация низкопотенциальной теплоты в системах оборотного водоснабжения предприятий позволяет существенно снизить расход подпиточной воды и объем отведения сточных вод, более экономно расходовать электроэнергию. Утилизация теплоты городских сточных вод повышает эффективность работы городских очистных сооружений и сокращает тепловое загрязнение водоемов.

Теплонасосные установки позволяют рационально использовать электроэнергию в системах теплоснабжения. До сих пор использование электроэнергии с преобразованием ее в теплоту воспринимается энергетической отраслью как нерациональное и ущербное. При этом, как правило, ссылаются на неэффективность двойной трансформации теплоты первичного топлива в электроэнергию и электроэнергии в теплоту, а также на более высокие затраты на производство электроэнергии по сравнению с тепловой энергией. Следует заметить, что такая позиция энергетической отрасли сложилась в условиях, когда электроэнергия использовалась для прои-

зводства тепла напрямую, в различных электронагревателях и электрических котлах. При использовании ТН электроэнергия потребляется для переноса теплоты от источника НПТ со сравнительно низкой температурой в теплоту сети теплоснабжения с повышенной температурой, то есть одновременно реализуется как тепловое, так и силовое качество электроэнергии, благодаря чему достигается экономия первичного энергоресурса. По существу, расходуемая в тепловом насосе электроэнергия замещает высококачественное топливо: уголь, природный газ и жидкое топливо.

В диссертации происходит внедрение теплового насоса в систему обратного водоснабжения с целью отопления и обеспечения ГВС.

4.2 Расчет капитальных затрат

$$K_{\text{пр}} = K_{\text{об}} \left(\sum_{i=1}^k C_i \right) + Z_{\text{тзс}} + Z_{\text{м}} + Z_{\text{н}} + Z_{\text{пр}},$$

где $K_{\text{об}}(\sum_{i=1}^k C_i)$ – стоимость приобретения электрооборудования (средств автоматизации, программного обеспечения и т.д.) по проекту или суммарная стоимость комплектующих элементов i - го вида, необходимых для реализации принятого технического решения; k - количество необходимых комплектующих элементов [27];

$Z_{\text{тзс}}$ – транспортно-заготовительные и складские расходы;

$Z_{\text{м}}$ – затраты на монтажные работы;

$Z_{\text{н}}$ - затраты на наладочные работы;

$Z_{\text{пр}}$ – прочие единовременные вложения денежных средств.

Таблица 4.1 – Сводка капитальных затрат для варианта 1, грн.

п/п	Наименование технических средств	Кол - во	Цена за единицу, грн.	Сумма, грн.	Ссылка
1	Тепловой насос в комплекте с циркуляционным насосом Manta WP T120 P2	1	224 000	224 000	[19]
2	Потолочная панель	190	2000	38 000	[24]
Всего				262 000	

Расходы на монтажные K_M работы можно определить следующим образом:

$$Z_M = \sum (Ч \cdot a \cdot t) \cdot K_d \cdot K_{cm} \cdot K_{пр},$$

где $Ч = 8$ чел. численность инженеров, необходимых для выполнения определенного объема монтажных работ;

$a = 30$ грн. часовой оклад инженера;

$t = 120$ часа, время необходимое для выполнения монтажных работ;

$K_d = 1,1$ – коэффициент, учитывающий размер доплат;

$K_{cm} = 1,22$ – коэффициент учитывающий отчисления на социальные мероприятия;

$K_{пр} = 1,05$ – коэффициент, учитывающий другие затраты.

$$Z_M = ((8 \cdot 30 \cdot 120) \cdot 1,1 \cdot 1,22 \cdot 1,05 = 40\,583 \text{ грн.}$$

Расходы на наладочные работы можно определить следующим образом:

$$Z_n = \sum (Ч \cdot a \cdot t) \cdot K_d \cdot K_{см} \cdot K_{пр}$$

где Ч = 3 чел. численность инженеров, необходимых для выполнения определенного объема монтажных работ;

a = 30 грн. часовой оклад инженера;

t = 36 часов, время необходимое для выполнения наладочных работ;

$K_d = 1,1$ – коэффициент, учитывающий размер доплат;

$K_{см} = 1,22$ – коэффициент учитывающий отчисления на социальные мероприятия;

$K_{пр} = 1,05$ – коэффициент, учитывающий другие затраты.

$$Z_m = ((3 \cdot 30 \cdot 36) \cdot 1,1 \cdot 1,22 \cdot 1,05) = 4\,566 \text{ грн.}$$

$Z_{тзс}$ согласно [28] составляют 6000 грн.

Согласно с вышеперечисленным расчетами, капитальные затраты на создание и внедрение системы будут составлять:

$$K_{пр1} = 262\,000 + 40\,583 + 4\,566 + 6\,000 = 313\,149 \text{ грн,}$$

Таблица 4.2 – Сводка капитальных затрат для варианта 2, грн.

п/п	Наименование технических средств	Кол-во	Цена за единицу, грн.	Сумма, грн.	Ссылка
1	Тепловой насос в комплекте с циркуляционным насосом Manta WP T190 P4	1	325 000	325 000	[19]
2	Потолочная панель	190	2000	38 000	[24]
Всего				363 000	

$$K_{\text{пр2}} = 363\,000 + 40\,583 + 4566 + 6000 = 414\,149 \text{ грн.}$$

4.3 Расчет эксплуатационных затрат

Годовые эксплуатационные затраты составляют:

$$C = C_a + C_3 + C_c + C_T + C_э + C_{\text{пр}}, \quad \text{грн,}$$

где C_a – амортизационные отчисления;

C_3 – заработная плата обслуживающего персонала;

C_c – отчисления на социальные мероприятия от заработной платы;

C_T – затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт оборудования;

$C_э$ – стоимость электроэнергии, потребляемой объектом проектирования;

$C_{\text{пр}}$ – прочие эксплуатационные расходы.

4.4 Расчет амортизационных отчислений

Амортизация объекта основных средств начисляется исходя из времени его использования. Время полезного использования объекта основных средств начисляется исходя из времени его полезного использования.

Норма амортизации при прямолинейном методе постоянна в течение всего амортизационного периода и равна:

$$H_a = \frac{\Phi_{\text{п}} - Л}{\Phi_{\text{п}} \cdot T_{\text{п}}} \cdot 100, \%$$

где $T_{\text{п}}$ – срок полезного использования (амортизационный период);

$\Phi_{\text{п}}$ – первоначальная (или переоцененная) стоимость объекта основных средств.

$$H_a = \frac{313\,149}{313\,149 \cdot 12} \cdot 100\% = 8\%.$$

Тогда годовые амортизационные отчисления АО при прямолинейном методе:

$$AO = \frac{\Phi_{\text{п}} \cdot H_a}{100}.$$

$$AO_{\text{пр}} = \frac{313\,149 \cdot 8}{100} = 25\,052 \text{ грн.}$$

Таблица 4.3 – Расчет амортизационных отчислений

п/п	Наименование показателей	Капитальные затраты, грн.	Норма амортизации, %	Сумма амортизации, грн.
1	Проектный 1	313 149	8	25 052
2	Проектный 2	414 149	8	33 132

Годовые расходы на техническое обслуживание и текущий ремонт оборудования и сетей включают расходы на материалы и запасные части, заработную плату ремонтникам и определяются:

$$Z_m = \sum_{i=1}^n \left(R_i \cdot t_i \cdot m_i \cdot R_{\Sigma i} + \frac{S_i \cdot \Pi_i}{T_i} \cdot T_{\phi} \right),$$

где n – число устройств автоматики, подлежащих ремонту;

R_i – часовая ставка рабочих, выполняющих ремонт. Ставка электромонтера по ремонту электрооборудования составляет 30 грн;

t_i – трудоемкость одного ремонта при категории тяжести ремонта в одну ремонтную единицу, в зависимости от вида ремонта, ч / ед., при среднем ремонте 10 ч / ед. ;

m_i – число ремонтов за год, ед., принимается 3;

$R_{\Sigma i}$ – суммарная категория тяжести ремонта в зависимости от вида электрооборудования, так как мощность от 55 до 75 кВт, то принимается 6;

S_i – стоимость однотипных заменяемых элементов, грн.; составляют 250 грн. ;

Π_i – количество однотипных заменяемых элементов, ед., 30 ед. ;

T_i – средний срок службы деталей данного типа, ч., принимаем 12000 ч;

T_{ϕ} – число часов работы оборудования в год, ч.; 6000 ч.

Годовые расходы на техническое обслуживание и текущий ремонт составят:

$$C_T = 30 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 6 + \frac{250 \cdot 30}{10000} \cdot 6000 = 11\,700 \text{ грн.}$$

Таблица 4.4 – затраты на техническое обслуживание

п/п	Наименование	Затраты, грн.
1	Проектный 1	11 700
2	Проектный 2	11 700

4.5 Расчет стоимости потребленной электроэнергии

Стоимость электроэнергии, потребленной объектом в течении года, определяется исходя из его установленной мощности, и определяется по формуле:

$$C_{э} = W_{г} \cdot Ц_{э}, \text{ грн.},$$

где $W_{г}$ – количество потребленной за год электроэнергии, кВт·ч;

$Ц_{э}$ – тариф на электроэнергию = 1,92 грн./кВт·ч;

$$W_{г1} = P_1 \cdot T = 39,7 \cdot 6000 = 238\,200 \text{ кВт.}$$

Учтем потери, приняв их на уровне 10% от годовых:

$$W_{г1\text{сум}} = 1,1 \cdot W_{г1} = 1,1 \cdot 238\,200 = 262\,020 \text{ кВт}$$

$$W_{г2\text{сум}} = 1,1 \cdot W_{г2} = 1,1 \cdot 65,5 \cdot 6000 = 432\,300 \text{ кВт}$$

$$C_{э1} = 262\,020 \cdot 1,92 = 503\,079 \text{ грн.},$$

$$C_{э2} = 432\,300 \cdot 1,92 = 830\,016 \text{ грн.}$$

Таблица 4.5 – стоимость ЭЭ

№	Наименование	стоимость, грн.
1	Проектный 1	503 079
2	Проектный 2	830 016

Следовательно, годовые эксплуатационные затраты составят:

$$C_1 = 25\,052 + 11\,700 + 503\,079 = 539\,831 \text{ грн,}$$

$$C_2 = 33\,132 + 11\,700 + 830\,016 = 874\,848 \text{ грн.}$$

Таблица 4.6 Эксплуатационные расходы

Наименование	Эксплуатац. расходы, грн.
Проектный 1	539 831
Проектный 2	874 848

4.6 Определение годовой экономии от внедрения объекта проектирования

Полная годовая экономия от внедрения принятого технического решения определяется с учетом эксплуатационных расходов по данному объекту:

$$E_{кп} = E_{кp} - C, \text{ грн,}$$

где $E_{кp}$ – экономия на электроэнергии,

C – затраты на эксплуатационные расходы.

$$E_{кp} = W_{\text{год}} \cdot a,$$

Экономия энергии составляет 765,8 Гкал в год (рассчитывалось в предыдущем разделе диссертации) – экономия на коммунальных платежах, если бы не внедрялся ТН. Тариф на услугу по централизованному отопле-

нию (ЦО) в 1355,83 грн/Гкал (с НДС) - это тариф, определяющий стоимость 1 Гкал тепловой энергии.

$$E_{к_p} = 765,8 \cdot 1355,83 = 1\,038\,310 \text{ грн,}$$

$$E_{к_{п1}} = 1\,038\,310 - 539\,831 = 498\,479 \text{ грн,}$$

$$E_{к_{п2}} = 1\,038\,310 - 874\,848 = 159\,462 \text{ грн.}$$

Период окупаемости составит:

$$T_{ок} = \frac{K_{пр}}{E_{к_{п}}}$$

$$T_{ок1} = \frac{313\,149}{498\,479} = 0,63 \text{ года} \leq T_{ок}^{прием}$$

$$T_{ок2} = \frac{414\,149}{159\,462} = 2,6 \text{ года} \leq T_{ок}^{прием}$$

Таблица 4.7 Сравнительная оценка технико-экономических показателей

№	Наименование показателей	Ед. измерения	вариант 1	вариант 2
1	Капитальные затраты	грн.	313 149	414 149
2	Эксплуатационные расходы	грн.	539 831	874 848
3	Амортизационные отчисления	грн.	25 052	33 132
4	Техобслуживание и ремонт	грн.	11 700	11 700
5	Стоимость потребленной электроэнергии	грн.	503 079	830 016
6	Годовая экономия	грн.	498 479	159 462
7	Расчетный срок окупаемости	год	0,63	2,6

Выводы по разделу 4

При выполнении экономической части были проведены расчеты капитальных затрат на ввод в эксплуатацию теплового насоса в систему оборотного водоснабжения. Рассчитаны годовые эксплуатационные расходы. К ним относятся годовые амортизационные отчисления.

При таких показателях срок окупаемости составил меньше срока полезного использования. Что говорит о том, что проект считается экономически выгодным.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований были получены следующие результаты:

Обоснована возможность применения оборотной воды для теплоснабжения. С учетом современной высокой цены на энергоресурсы предложено применения тепловых насосов для систем отопления и горячего водоснабжения АБК предприятий, при этом в качестве низкопотенциального источника тепла использовать воду из системы оборотного водоснабжения предприятия.

Выполнено обоснование типа теплонасосной установки для системы отопления и горячего водоснабжения предприятия при внедрении ее в систему оборотного водоснабжения предприятия.

Для условного административно-бытового комплекса предприятия произведен расчет производительности системы, мощности тепловых насосов, рассчитаны термодинамические характеристики и циклы работы теплового насоса, выбран теплообменник и циркуляционный насос.

Проанализированы существующие системы отопления и выбрана лучистая потолочная система отопления, которая обеспечивает наиболее комфортные условия нахождения в помещении.

Выбрана схема подключения теплового насоса к существующей сети отопления.

При выполнении экономической части были проведены расчеты капитальных затрат на ввод в эксплуатацию теплового насоса в систему оборотного водоснабжения. Рассчитаны годовые эксплуатационные расходы. Срок окупаемости системы составляет менее трех лет, что меньше срока полезного использования, это говорит о том, что проект можно считать экономически выгодным.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Водоснабжение наружные сети и сооружения СНиП 2.04.02-84.
2. Водоснабжение и водоотведение промышленных предприятий. Учебно-методический комплекс, В. А. Филимонова, 2015
3. Системы оборотного водоснабжения. Режим доступа: <http://economy-ru.info/info/159962/>
4. Сборник трудов Международной научно-технической конференции «Промышленная экология»/ под общ. ред. Басалай И.А. // БНТУ, Минск, 2015, - 407 с.
5. Водоподготовка, Б. Н. Фрог, А. Г. Первов, 2015 г. — 255 стр.
6. Иванов А.Н. (ред.) Водоснабжение и очистка сточных вод металлургических и коксохимических заводов Научно-техническое издание. — М.: ЦИИН ЧМ, 1961. — 180 с.: ил.
7. Производство стали. Том 2. Внепечная обработка жидкого чугуна, Дюдкин Д.А., Кисиленко В.В., Теплотехника, 2008 г.
8. Полная и комплексная компенсация повышения эффективности пылеугольной технологии / Ю.В. Филатов, А.В. Емченко, В.П. Ивлев и др. // Черная металлургия. – 2010. – №10
9. Товаровский И. Г., Меркулов А. Е., Вышинская Е. Д. Возможность использования доменной печи в качестве газогенератора некоксуемых углей // Чёрные металлы. – 2006.
10. Трубин К. Г., Ойкс Г. Н., Металлургия стали. Мартеновский процесс, 4 изд., М., 1970;
11. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы, 2-е изд. - М.: Металлургиздат, 1958. - 432 с.
12. Теплонасосные установки. Режим доступа: www.edu.yar.ru
13. Мартыновский В.С. Тепловые насосы, М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1955.
14. Проценко, В. П. Коэффициент преобразования парокompрессионных тепловых насосов / В. П. Проценко, В. А. Радченко // Теплоэнергетика. – 1998.

15. Мартыновский В.С. «Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов.» М.: Энергия, 1979.
16. СНиП 2.04.01–85 «Внутренний водопровод и канализация зданий»
17. ДБН В.2.5-39-2008.
18. Методичні вказівки до проектування теплонасосних установок / Ю.І. Оксень, О.С. Савенчук, В.І. Самуся. – Д.: Національний гірничий університет, 2014. – 40 с.
19. Каталог Тепловые Насосы и Мультифункциональные Системы, 2014
20. Васильев Г.П., Абуев И.М., Горнов В.Ф. Автоматизированная теплонасосная установка, утилизирующая низкопотенциальное тепло сточных вод г. Зеленограда. // АВОК, 2004, №5.
21. Янговский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. М.: Энергоатомиздат, 1989.
22. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд. Справочник / Под ред. М. О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1992. — 672 с., ил. ISBN 5-217-00393-6
23. Использование низкопотенциальной теплоты. Книга II : монография / Д.Г. Закиров, А.А. Рыбин. — М. : РУСАЙНС, 2015. — 154 с.
24. Водяное лучистое отопление. Режим доступа: http://waterinpanel.com/index/princip_dejstvija_luchistykh_panelej/0-15
25. Циркуляционный насос. Режим доступа: <https://ovk-vent.com.ua/p91902686-tsirkulyatsionnyj-nasos-dab.html>
26. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно – методическое издание. — М.: Издательство «Перо», 2016. — 204 с.
27. Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломної роботи для студентів напряму підготовки 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / Укладачі: Л.В. Тимошенко, І.В. Шереметьєва - Дніпропетровськ: НГУ, 2017. - 15 с.
28. Грузоперевозки. Режим доступа: <http://wellary.com>