

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Политехнический институт
Заочный факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ
РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Рецензент
Главный инженер ККП ПАО «ЧМК»
_____ Н.Н.Первуниных
« ____ » _____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика»
к.т.н., доцент
_____ К.В.Осинцев
« ____ » _____ 2019 г.

М.П.

**Повышение надежности системы воздухообеспечения ПАО «Мечел»
путем реконструкции компрессорной установки К-500-61-5**
ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПО ПРОГРАММЕ МАГИСТРАТУРЫ
«ОПТИМИЗАЦИЯ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ»
ЮУрГУ – 13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР

Руководитель магистерской программы,
д.т.н., профессор
_____ Е.В.Торопов
« ____ » _____ 201 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент
_____ К.В.Осинцев
« ____ » _____ 201 г.

Автор работы,
магистрант группы ПЗ-389
_____ Т.А.Мозоль
« ____ » _____ 201 г.

АННОТАЦИЯ

Мозоль Т.А. Повышение надежности системы воздухообеспечения ПАО «Мечел» путем реконструкции компрессорной установки К-500-61-5. – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, ЗФ; 2018, 93 с., 11 ил., библиогр. список – 41 наим., 2 прил., 3 листа чертежей ф. А1, 2 листа чертежей ф. А0, 2 демонстрационных листа ф. А1.

В выпускной квалификационной работе (ВКР) магистранта изучена тема повышение надежности системы воздухообеспечения ПАО «Мечел» путем реконструкции компрессорной установки К-500-61-5. Целью ВКР является повышение экономической эффективности производства сжатого воздуха компрессорной станции путём снижения затрат на электроэнергию, воду, а так же увеличения межремонтного цикла агрегатов путём проведения реконструкции.

Выпускная квалификационная работа содержит разделы, в которых изложен выбор основного оборудования с его описанием, обоснованием и сравнением с зарубежными аналогами, основные расчеты оборудования, а именно для компрессора выполнен расчет газодинамических характеристик компрессора для заданных параметров объемной производительности, давления всасываемого воздуха; для конечного воздухоохладителей тепловой расчет.

Разработан план установки нового оборудования в существующем здании станции, приведено технико-экономическое обоснование нового оборотного цикла питьевой воды, расчеты капитальных и текущих затрат реконструкции с результатом в виде срока окупаемости проекта реконструкции.

Также рассмотрены вопросы экологии и энергосбережения при работе компрессорного оборудования с выбором воздушных фильтров; автоматизации компрессоров при работе с централизованной дистанционно – управляемой системой.

Уделено внимание безопасности жизнедеятельности по нормам охраны труда, действующими на ПАО «ЧМК» с анализом вредных и опасных факторов производства.

13.04.01.2018.528.15 ПЗ ВКР

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Мозоль Т.А.			Повышение надежности системы воздухообеспечения ПАО «Мечел» путем реконструкции компрессорной установки К-500-61-5	13.04.01.2018.528.15 ПЗ ВКР	3	6
Пробер.		Осинцев К.В.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
И. Кочур		Осинцев К.В.			ЮУрГУ Кафедра «Промышленная»			

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы повышения конкурентоспособности и качества, снижение себестоимости производимой продукции являются основными направлениями для российской промышленности. Расчеты себестоимости продукции крупных промышленных предприятий показывают, что одной из главных составляющих затрат являются затраты электроэнергии, в структуре которых в числе самых больших - затраты на производство сжатого воздуха, применяемого как рабочая среда в технологических процессах (например, в металлургическом производстве) и как энергоноситель (пневмоинструмент, пневмооснастка и т.д.) практически на всех предприятиях.

ПАО «Мечел», основанное в 2003 году, является одной из ведущих мировых компаний в горнодобывающей и металлургической отраслях. В компанию входят производственные предприятия в 13 регионах России, а также в США, Литве и Украине.

Кислородно-компрессорное производство обеспечивает цеха комбината кислородом, азотом, аргоном, сжатым воздухом, водородом, производит криптоксеноновую смесь. Сжатый воздух подается заводским потребителям следующими компрессорными станциями:

1. Компрессорная станция № 2 с шестью турбокомпрессорами К-250-61-5, установленная мощность 1500 м³/мин.

2. Компрессорная станция № 4 с пятью турбокомпрессорами К-500-61-1, установленная мощность 2500 м³/мин.

3. Компрессорная станция № 5 с четырьмя турбокомпрессорами К-500-61-5, установленная мощность 2000 м³/мин.

4. Воздуходувная станция с двумя нагнетателями Н-900-31-1, установленная мощность 1800 м³/мин.

Для охлаждения сжатого воздуха до нужной температуры используются промежуточные и концевые воздухоохладители. В дипломной работе наиболее тщательно будет рассмотрен концевой холодильник ВОК-79,2, который работает с компрессором К-500-61-5.

Целью проекта является повышение эффективности производства сжатого воздуха компрессорной станции путём снижения затрат на воду, а так же увеличения межремонтного цикла агрегатов путём проведения реконструкции.

Реконструкция компрессорной станции связана с проведением демонтажа трубопровода подачи технической воды в концевой холодильник и проведения монтажа нового обратного цикла подачи питьевой воды.

Питьевая вода не имеет загрязняющих примесей, в связи с этим существенно снизится количество ремонтов. Так как цикл является обратным, расход воды уменьшится в разы, с экономической точки зрения это выгодно.

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПАО «МЕЧЕЛ»

Актуальность проекта энергосбережения является одной из важнейших проблем, в том числе и для такого энергоемкого процесса как производство сжатого воздуха. Сжатый воздух - один из самых распространенных энергоносителей на любом промышленном предприятии, а совокупность устройств, связанных с его обработкой и распределением, является достаточно сложной энергоемкой энергетической промышленной системой, от уровня совершенства которой зависят показатели технологических процессов, где используется сжатый воздух.

Система воздухообеспечения предназначена для централизованного обеспечения разнообразных промышленных потребителей сжатым воздухом требуемых параметров (давление, расход, температура, влажность) в соответствии с заданным графиком.

Доля первичной энергии для производства сжатого воздуха на различные нужды составляет от 5 до 90% от общего энергопотребления на производство технологического продукта.

Большое значение сжатого воздуха как энергоносителя определяется еще тем, что от надежности систем воздухообеспечения зависит и надежность, а в ряде случаев и безопасность осуществления технологического процесса.

Потери, возникающие в системе воздухообеспечения, снижают ее эффективность, что, в свою очередь, может повлиять на технологический процесс.

К потерям в системе воздухообеспечения можно отнести:

- Электромеханические и внутренние потери в компрессоре;
- Потери в системе охлаждения компрессора;
- Потери в системе регулирования;
- Потери во влагоотделителе;
- Потери в системе осушки сжатого воздуха;
- Потери, связанные с гидравлическим сопротивлением трубопроводов;
- Потери, связанные с утечкой воздуха через неплотности.

В связи с перечисленными выше факторами, возникают задачи усовершенствования систем воздухообеспечения. Исследования в этой области позволили выделить основные направления, такие как: техническое совершенствование конструкций элементов систем, реальный подбор оборудования, оптимизация режимов работы элементов и т.д.

Система воздухообеспечения промышленного предприятия включает в себя компрессорные и воздухопроводные станции, трубопроводный и баллонный транспорт для подачи сжатого воздуха к потребителю, воздухооборники-ресиверы и распределительные устройства сжатого воздуха самого потребителя.

Очевидно, что в каждом устройстве компрессорной установки возможна экономия энергии. Если рассмотреть наиболее значимые элементы установки, то к ним можно отнести ступени объемных компрессоров (секции - турбокомпрессоров), системы охлаждения и сеть, соединяющую компрессорную станцию с потребителем. Наиболее тщательно в данной работе будет рассмотрена система охлаждения компрессора К-500-61-5, а именно модернизация подачи воды в концевой воздухоохладитель ВОК 79,2.

Принято решение о демонтаже трубопровода подачи технической воды в концевой холодильник и установки нового оборудования для подачи питьевой воды на охлаждение.

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
						9
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Выпускная квалификационная работа выполнена согласно «Энергетической стратегии России до 2030 года» от 13 ноября 2009 года [5], а также «Стратегии социально-экономического развития Челябинской области до 2020 года» от 26 марта 2014 года [6].

Целью энергетической политики России является максимально эффективное использование природных энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора для устойчивого роста экономики, повышения качества жизни населения страны и содействия укреплению ее внешнеэкономических позиций.

Главными векторами перспективного развития отраслей топливно-энергетического комплекса, предусмотренными энергетической стратегией России на период до 2020 года, являются: переход на путь инновационного и энергоэффективного развития; изменение структуры и масштабов производства энергоресурсов; создание конкурентной рыночной среды; интеграция в мировую энергетическую систему. Поддержка и стимулирование стратегических инициатив в энергетике являются основой для реализации крупных энергетических проектов в будущем [5].

Цель стратегии социально-экономического развития Челябинской области – рост благосостояния и качества жизни населения за счет динамического развития и повышения конкурентоспособности экономики Челябинской области [6].

Для достижения этих целей необходима активная политика энергосбережения, использования новых перспективных технологий и энергоэффективного оборудования.

При выполнении выпускной квалификационной работы была использована следующая учебно-методическая и нормативно-справочная литература:

Раздел «Энергосбережение» выполнен в соответствии с «Федеральным законом РФ от 23 ноября 2009 года № 261 –ФЗ об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» [1].

Расчет газодинамических характеристик компрессора К-500-61-5 выполнен согласно литературе [11], [12].

Расчет концевой воздухоохладителя ВОК 79,2 выполнен согласно литературе [13], [14].

Раздел «Вопросы экологии» выполнен согласно литературе [17], [18] и в соответствии с Федеральным законом «Об охране окружающей среды» от 10.01.2002 № 7-ФЗ [3].

При написании раздела «Безопасность жизнедеятельности» использовались следующие основные нормативные документы: ГОСТ 12.0.002.-80 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы» [8]; СанПин 2.2.4.548-96

						Лист
					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	10
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

«Технические требования к микроклимату производственных помещений» [19]; ГОСТ 12.01.005-88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны [11]; ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ «Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности» [10]. СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение. Правила проектирования» [20]; ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум, общие требования безопасности [12]; СН 3223-85 «Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах» с изменениями и дополнениями от 29.03.1998 года №122-6/245-1 [21]; ГОСТ 12.2.062-81. ССБТ. «Оборудование производственное. Ограждения защитные» [15]; ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ – 1.01.86 «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защит» [16]; ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ «Пожарная безопасность. Общие требования» [17].

Раздел «Экономика и управление» выполнен согласно литературе [26].

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>11</i>

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ ПЕРЕДОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ В ПРОИЗВОДСТВЕ И ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИИ ГРАДИРЕН

Импортозамещение – это замещение ввозимого из-за рубежа товара на товар, произведённый внутри страны.

Первое упоминание импортозамещения в России относится к 1998 году. После развала Советского союза в нашей стране была полностью разрушена связь производственных баз и отраслей.

До 1998 г. РФ более или менее справлялась с глобальными проблемами в производстве, были попытки усилить экономику страны. Но, в связи с обвалом курса рубля, эти попытки привели к не самым ожидаемым результатам, экономика пошатнулась. Тогда и появилось понятие импортозамещение. В последствии данная стратегия привела к довольно быстрому росту экономики за счет минимального присутствия иностранных игроков на российском рынке и увеличению спроса к товарам, произведенным внутри страны.

Оборудование для градирен производят большое количество компаний как в России, так и за рубежом. Но если российские компании имеют стандарты, доставшиеся в наследство от советской эпохи, и выпускают взаимозаменяемую продукцию, то иностранные производители пошли другим путём.

Активное присутствие зарубежных компаний по производству градирен стало наблюдаться в России в 90-х годах. В нашу страну начали приходить компании из США, Германии, Италии, Польши и других европейских стран.

Например, градирни GEA, Baltimore, Evapco, Decsa, Marley стали активно строиться на территории нашей страны. Свою продукцию они преподносили, как новейшие технологии в строительстве градирен. Распространению иностранных производителей способствовали плохие знания технического персонала об импортном продукте.

Но, несмотря на всю внешнюю красоту оборудования и технологические новшества, применяемые в импортных градирнях, у них есть и весьма существенные технологические недостатки. Заменить вышедшее из строя оборудование на российские аналоги крайне сложно, так как импортное оборудование уникально по конструктиву. Тем самым, нас фактически заставляют производить замену на оригинальные запчасти. А в свете повышения курса доллара и евро данная замена сравнима с покупкой новой градирни российского производства, которая не уступает, а, подчас, и превосходит зарубежные по охлаждающей способности.

											Лист
											12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР						

Вот один из примеров, когда компания столкнулась с проблемой приобретения импортных комплектующих. В организацию обратился один из крупных Заказчиков. Завод входит в структуру крупного концерна и приобретает оборудование через процедуры, достаточно жестко регулируемые корпоративными правилами.

Суть проблемы сводилась к следующему: для обеспечения бесперебойной работы оборудования требуется, чтобы вентиляторная градирня работала без остановок. Поскольку старая градирня была изношена и ее ремонт был достаточно дорогим, руководством несколько лет назад было принято решение произвести ее замену на современную охлаждающую установку.

По результатам тендера был выбран подрядчик – известная европейская компания. В 2014 году в эксплуатацию была введена градирня GEA.

За прошедшие 3 года градирня себя неплохо показала, но в жару она работает на пределе. Для обеспечения температуры оборотной воды вентиляторы крутятся на максимуме, что существенно снижает их ресурс.

Как опытные производственники, заводчане решили заранее приобрести запасные части и комплект ЗИП. Они обратились к производителю оборудования из Германии, однако тот ответил, что является интегратором, а конкретный производитель вентиляторного оборудования – другая компания и перенаправил механиков в Италию.

Итальянцы же развели руками и, сославшись на санкции и физическую невозможность выполнить контракт с Россией, отказали в поставке. Объяснить, как же заводу работать без градирни, они не смогли.

С этим вопросом Заказчик обратился в российскую передовую компанию по производству градирен.

После анализа технической информации и чертежей оказалось, что на градирне применено крайне нетиповое оборудование: рабочие колеса, диффузоры, приводы. Все посадочные размеры и исполнение уникальны, аналогов не только среди российских производителей, но и среди европейских компаний нет.

Решение вопроса было найдено, предложили выход из ситуации заводу, но оно предполагает замену оборудования вентиляторов целиком, а это стоит больших денег.

Вот так и получается, что нет пророка в своем отечестве. В стране несколько крупных производителей вентиляторного оборудования и градирен, а покупают в Европе. Мы сами лишаем собственную экономику роста, да еще и вынуждены тратить деньги на обновление недавно введенного в работу оборудования.

Не смотря на то, что иностранные компании фактически принуждают производить замену комплектующих на оригинальные, в России есть компании, которые помогают выйти из сложной ситуации.

Например, в этом году той же российской компании несколько раз поступали заявки на замену оросителя в градирнях фирмы Еварсо. Естественно, вначале запросы на замену комплектующих делали у завода изготовителя, но узнав

стоимость, которая, иной раз, доходила до половины стоимости градирни, отказывались от их услуг и начинали поиски вариантов замены на отечественные аналоги. Основной проблемой при замене оросителя в градирнях данного производителя является то, что длина блока оросителя составляет 2100мм. Соответственно, и площадка изготовлена под размеры данного блока. В России стандартный ороситель такой длины не производят.

Компания нашла выход из данной ситуации, сделав нестандартный блок оросителя БНС 5.5.5, габариты которого увеличены до необходимых 2100 мм.

Тем самым, при установке такого оросителя партнёры смогли сэкономить значительное количество денег, времени и увеличить охлаждающую способность градирни на 20%.

При замене каплеуловителя та же история: в России производят водоуловитель "Полуволна". Способ его производства позволяет набрать необходимую длину за счет наличия у пластин соединения шип-паз. Эффективность каплеулавливания составляет 99,99% при скорости воздуха в 3 м/с. Данные показатели не уступают импортным каплеуловителям, а стоимость – значительно ниже.

Не составляет труда и подобрать форсунки для любых градирен. Их изготавливают большое количество компаний. В стране производятся как тангенциальные, чашечные, раструбные форсунки с разными присоединительными размерами (резьбой), так более сложные в производстве каскадные и эвольвентные сопла.

Все эти форсунки производят российские компании, поэтому их вы сможете приобрести в самые короткие сроки, по более выгодным ценам. При этом поддержите отечественного производителя.

Несмотря на огромное количество производственных площадок, в России не получится купить для градирни редукторы и углепластиковые валы. Это обусловлено тем, что в начале 2000-х годов закрылся последний специализированный завод по производству редукторов и валов, предназначенных непосредственно для градирен. В настоящее время купить редукторы отечественного производства возможно лишь для общепромышленных целей, но они плохо подходят для 100% влажной среды.

Подводя итог всему вышесказанному в данной главе, можно отметить следующее: на российском рынке практически не существует зарубежных аналогов, которые могли бы заменить аппаратуру, вышедшую из строя; импорт градирен не является рентабельным, так как при поломке оборудования замена сломанной детали будет стоить так же, как и новая градирня. Поэтому, исходя из данных умозаключений, при выборе оборудования для повышения надежности воздухообеспечения на ПАО «Мечел» остановимся на российском производителе, что сэкономит бюджет на капитальные затраты и ремонт в будущем.

						13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			14

4 РАСЧЁТ ОБОРУДОВАНИЯ

Данный раздел является специальной частью выпускной квалификационной работы магистранта. В нем выполним все необходимые расчеты: расчет газодинамических характеристик компрессора К-500-61-5 и расчет конечного воздухоохладителя ВОК 79,2 с дальнейшим построением графиков.

4.1 Расчёт газодинамических характеристик компрессора К-500-61-5

Компрессор рассматривается как система трёх последовательно работающих нагнетателей и установленных между ними промежуточных воздухоохладителей. Компрессоры работают на сеть с давлением 6 атм, регулирование осуществляется изменением числа оборотов ротора. Расчёт проводим последовательным приближением, изменяя число оборотов.

Исходные газодинамические характеристики компрессоров приведены в паспортах машин [7]. Рассчитаем газодинамическую характеристику компрессора К-500-61-5 при исходных данных:

- Температура окружающего воздуха - 20°C;
- Атмосферное давление воздуха 0,09883 МПа;
- Температура охлаждающей воды +20 °С;
- Объёмная производительность - 500 м³/мин;
- Необходимое давление нагнетания 6 атм;
- Номинальная частота вращения ротора n – 7625 об/мин.

4.1.1 Первая секция компрессора

Определим газовую постоянную атмосферного воздуха по графику [10]:

$$R_a = 288,4 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Определим коэффициент пропускной способности всасывающего тракта А по графику [10]:

$$A=2495.$$

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Рассчитаем давление воздуха во всасывающей патрубке по формуле (4.1):

$$P_I^{6c} = \frac{P_a}{\sqrt{\frac{2 \cdot 10^2}{R_a T_a} \left(\frac{Q_{6c}^1}{A} \right)^2 + 1}}, \quad (4.1)$$

где P_a - давление атмосферного воздуха, МПа;

T_a - температура атмосферного воздуха, К;

Q_{6c}^1 - объемная производительность компрессора, м³/мин.

$$P_I^{6c} = \frac{0,09883}{\sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{288,4 \cdot 293} \left(\frac{500}{2495} \right)^2 + 1}} = 0,098783 \text{ МПа.}$$

Примем температуру воздуха перед I секцией (4.2):

$$t_I^{6c} = t_a \quad (4.2)$$

$$t_I^{6c} = 20^\circ \text{C.}$$

Примем скорость вращения $n = 7025$ об/мин.

Определим степень повышения давления I секции для заданной температуры при $t_I^{6c} = 20^\circ \text{C}$ по формуле (4.3):

$$\varepsilon_I = \left[\left(\sqrt[3]{\varepsilon_{Ix}} - 1 \right) \frac{T_{Ix}^{6c}}{T_I^{6c}} + 1 \right]^3, \quad (4.3)$$

где ε_{Ix} - степень повышения давления при T_{Ix}^{6c} ;

Примем степень повышения давления I секции ε_{Ix} :

$\varepsilon_{Ix} = 2,07$ – получено из характеристик секции [28].

$T_{Ix}^{6c} = 298$ К – температура, при которой построена характеристика.

$$\varepsilon_I = \left[\left(\sqrt[3]{2,07} - 1 \right) \frac{273 + 25}{273 + 20} + 1 \right]^3 = 2,0929.$$

Определим давление воздуха на нагнетании I секции по формуле (4.4):

$$P_I^{наг} = \varepsilon_I \cdot P_I^{вс} , \quad (4.4)$$

$$P_I^{наг} = 2,0929 \cdot 0,098783 = 0,20674 \text{ МПа}$$

Определим нагрев воздуха в I секции по графику [28]:

$$\Delta t_I = 111^\circ\text{C} .$$

Определим температуру воздуха после I секции по формуле (4.5):

$$t_I^{наг} = t_I^{вс} + \Delta t_I , \quad (4.5)$$

$$t_I^{наг} = 20 + 111 = 131^\circ\text{C} .$$

Определим политропный КПД I секции для параметров характеристики по формуле (4.6):

$$\eta_{пол}^{Ix} = \frac{\lg(\varepsilon_{Ix})}{3,5 \cdot \lg\left(\frac{T_{Ix}^{наг}}{T_{Ix}^{вс}}\right)} , \quad (4.6)$$

$$\eta_{пол}^{Ix} = \frac{\lg(2,07)}{3,5 \cdot \lg\left(\frac{25 + 111 + 273}{25 + 273}\right)} = 0,6565 .$$

Определим политропный КПД I секции для заданных параметров по формуле (4.7):

$$\eta_{пол}^I = \frac{\lg(\varepsilon_I)}{3,5 \lg\left(\frac{T_I^{наг}}{T_I^{вс}}\right)} , \quad (4.7)$$

$$\eta_{пол}^I = \frac{\lg(2,0929)}{3,5 \lg\left(\frac{131 + 273}{273 + 20}\right)} = 0,6568 .$$

Определим погрешность по формуле (4.8):

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta\eta_{пол}^I = 100 \frac{\eta_{пол}^{Ix} - \eta_{пол}^I}{\eta_{пол}^{Ix}}, \quad (4.8)$$

$$\Delta\eta_{пол}^I = 100 \frac{0,6565 - 0,6568}{0,6565} = -0,0524\%,$$

что подтверждает правильность вычисления давления и температуры воздуха после I секции при принятых значениях t_I^{6c} и P_I^{6c} .

4.1.2 Расчет промежуточного холодильника

Рассчитаем массовую производительность компрессора по формуле (4.9):

$$G_M = Q_{6c}^I \frac{P_I^{6c} \cdot 10^6}{R_a T_a}, \quad (4.9)$$

$$G_M = 500 \frac{0,098783 \cdot 10^6}{288,4 \cdot 293} = 584,5 \text{ кг/мин.}$$

Примем плотность атмосферного воздуха $\rho_n = 1,205 \text{ кг/м}^3$ [10].

Рассчитаем производительность по формуле (4.10):

$$Q_n = \frac{G_M}{\rho_n}, \quad (4.10)$$

$$Q_n = \frac{584,5}{1,205} = 485,1 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Определим относительный эффект охлаждения в охладителе по графику [28]:

$$\theta = 0,78.$$

Рассчитаем температуру воздуха после охладителя, перед II секцией по формуле (4.11):

$$t_{II}^{6c} = t_I^{наз} - \theta(t_I^{наз} - t_I^6), \quad (4.11)$$

$$t_{II}^{6c} = 131 - 0,78(131 - 20) = 44,42^\circ \text{C.}$$

Рассчитаем среднюю плотность воздуха, проходящего через охладитель по формуле (4.12):

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

$$\rho_{cp} = \frac{2P_I^{наг} \cdot 10^6}{R_a(t_I^{наг} + t_I^{вс} + 546)}, \quad (4.12)$$

$$\rho_{cp} = \frac{2 \cdot 0,20674 \cdot 10^6}{288,4(131 + 44,42 + 546)} = 1,9873 \text{ кг/м}^3.$$

Определим параметр Z по графику [28]:

$$Z = 9 \cdot 10^3 \text{ (Па} \cdot \text{кг)/м}^3.$$

Рассчитаем давление воздуха перед II секцией по формуле (4.13):

$$P_{II}^{вс} = P_I^{наг} - \frac{Z}{\rho_{cp}} \cdot 10^{-6}, \quad (4.13)$$

$$P_{II}^{вс} = 0,20674 - \frac{9000}{1,9873} \cdot 10^6 = 0,20221 \text{ МПа.}$$

4.1.3 Расчет второй секции компрессора

Рассчитаем плотность воздуха перед II секцией по формуле (4.14):

$$\rho_{II}^{вс} = \frac{P_{II}^{вс} \cdot 10^6}{R_a(t_{II}^{вс} + 273)}, \quad (4.14)$$

$$\rho_{II}^{вс} = \frac{0,20221 \cdot 10^6}{288,4(44,42 + 273)} = 2,208 \text{ кг/м}^3.$$

Рассчитаем объемную производительность II секции по формуле (4.15):

$$Q_{вс}^{II} = \frac{G_M}{\rho_{II}^{вс}}, \quad (4.15)$$

$$Q_{вс}^{II} = \frac{584,5}{2,208} = 264,609 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Примем степень повышения давления II секции [28]:

$$\varepsilon_{II}^x = 1,89.$$

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Рассчитаем степень повышения давления во II секции по формуле (4.16):

$$\varepsilon_{II} = \left[\left(\sqrt[3]{\varepsilon_{II}^x} - 1 \right) \frac{T_{IIx}^{ec}}{T_{II}^{ec}} + 1 \right]^3, \quad (4.16)$$

$$\varepsilon_{II} = \left[\left(\sqrt[3]{1,89} - 1 \right) \frac{273 + 45}{273 + 44,42} + 1 \right]^3 = 1,8919.$$

Определим нагрев воздуха во II секции по графику [28]:

$$\Delta t_{II} = 105^\circ \text{C}.$$

Определим температуру воздуха после II секции по формуле (4.17):

$$t_{II}^{наг} = t_{II}^{ec} + \Delta t_{II}, \quad (4.17)$$

$$t_{II}^{наг} = 44,42 + 105 = 149,42^\circ \text{C}.$$

Определим политропный КПД II секции для параметров характеристики по формуле (4.18):

$$\eta_{пол}^{IIx} = \frac{\lg(\varepsilon_{IIx})}{3,5 \lg \left(\frac{T_{IIx}^{наг}}{T_{IIx}^{ec}} \right)}, \quad (4.18)$$

$$\eta_{пол}^{IIx} = \frac{\lg(1,89)}{3,5 \lg \left(\frac{45 + 105 + 273}{273 + 45} \right)} = 0,6374.$$

Определим политропный КПД II секции для заданных параметров по формуле (4.19):

$$\eta_{пол}^{II} = \frac{\lg(\varepsilon_{II})}{3,5 \lg \left(\frac{T_{II}^{наг}}{T_{II}^{ec}} \right)}, \quad (4.19)$$

$$\eta_{пол}^{II} = \frac{\lg(1,8919)}{3,5 \lg \left(\frac{149,42 + 273}{273 + 44,42} \right)} = 0,63749$$

										Лист
										20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР					

Определим погрешность по формуле (4.20):

$$\Delta\eta_{пол}^{II} = 100 \frac{\eta_{пол}^{IIx} - \eta_{пол}^{II}}{\eta_{пол}^{IIx}}, \quad (4.20)$$

$$\Delta\eta_{пол}^{II} = 100 \frac{0,6374 - 0,63749}{0,6374} = -0,00566\%,$$

что подтверждает правильность вычисления давления и температуры воздуха после II секции при принятых значениях t_{II}^{6c} и P_{II}^{6c} .

4.1.4 Расчет промежуточного воздухоохладителя

Определим относительный эффект охлаждения в охладителе по графику [28]:

$$\theta = 0,85.$$

Рассчитаем температуру воздуха после охладителя, перед II секцией по формуле (4.21):

$$t_{III}^{6c} = t_{II}^{наг} - \theta(t_{II}^{наг} - t_I^e), \quad (4.21)$$

$$t_{III}^{6c} = 149,42 - 0,85(149,42 - 20) = 39,41^\circ\text{C}.$$

Рассчитаем среднюю плотность воздуха, проходящего через охладитель по формуле (4.22):

$$\rho_{cp} = \frac{2P_{II}^{наг} \cdot 10^6}{R_a(t_{II}^{наг} + t_{III}^{6c} + 546)}, \quad (4.22)$$

$$\rho_{cp} = \frac{2 \cdot 0,38259 \cdot 10^6}{288,4(149,42 + 39,41 + 546)} = 3,61057 \text{ кг/м}^3.$$

Определим параметр Z по графику [28]:

$$Z = 17 \cdot 10^3 \text{ (Па}\cdot\text{кг)/м}^3.$$

Рассчитаем давление воздуха перед II секцией по формуле (4.23):

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P_{III}^{6c} = P_{II}^{наг} - \frac{Z}{\rho_{cp}} \cdot 10^{-6}, \quad (4.23)$$

$$P_{III}^{6c} = 0,38259 - \frac{17000}{3,61057} \cdot 10^6 = 0,37787 \text{ МПа.}$$

4.1.5 Расчет третьей секции компрессора

Рассчитаем плотность воздуха перед III секцией по формуле (4.24):

$$\rho_{III}^{6c} = \frac{P_{III}^{6c} \cdot 10^6}{R_a (t_{III}^{6c} + 273)}, \quad (4.24)$$

$$\rho_{III}^{6c} = \frac{0,37787 \cdot 10^6}{288,4(39,41 + 273)} = 4,1939 \text{ кг/м}^3.$$

Рассчитаем объемную производительность III секции по формуле (4.25):

$$Q_{6c}^{III} = \frac{G_M}{\rho_{III}^{6c}}, \quad (4.25)$$

$$Q_{6c}^{III} = \frac{584,506}{4,1939} = 139,3675 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Примем степень повышения давления II секции [28]:

$$\varepsilon_{III}^x = 1,6.$$

Рассчитаем степень повышения давления в III секции по формуле (4.26):

$$\varepsilon_{III} = \left[\left(\sqrt[3]{\varepsilon_{III}^x} - 1 \right) \frac{T_{IIIx}^{6c}}{T_{III}^{6c}} + 1 \right]^3, \quad (4.16)$$

$$\varepsilon_{III} = \left[\left(\sqrt[3]{1,6} - 1 \right) \frac{273 + 45}{273 + 39,41} + 1 \right]^3 = 1,6124.$$

Определим нагрев воздуха в III секции по графику [28]:

$$\Delta t_{III} = 65^\circ \text{C.}$$

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Определим температуру воздуха после III секции по формуле (4.27):

$$t_{III}^{наг} = t_{III}^{6с} + \Delta t_{III}, \quad (4.27)$$

$$t_{III}^{наг} = 39,41 + 65 = 104,41^\circ\text{C}.$$

Определим политропный КПД III секции для параметров характеристики по формуле (4.28):

$$\eta_{пол}^{IIIx} = \frac{\lg(\varepsilon_{IIIx})}{3,51 \lg\left(\frac{T_{IIIx}^{наг}}{T_{IIIx}^{6с}}\right)}, \quad (4.28)$$

$$\eta_{пол}^{IIIx} = \frac{\lg(1,6)}{3,51 \lg\left(\frac{45 + 65 + 273}{273 + 45}\right)} = 0,722.$$

Определим политропный КПД III секции для заданных параметров по формуле (4.29):

$$\eta_{пол}^{III} = \frac{\lg(\varepsilon_{III})}{3,51 \lg\left(\frac{T_{III}^{наг}}{T_{III}^{6с}}\right)}, \quad (4.29)$$

$$\eta_{пол}^{III} = \frac{\lg(1,6124)}{3,51 \lg\left(\frac{104,41 + 273}{273 + 39,41}\right)} = 0,7222.$$

Определим погрешность по формуле (4.30):

$$\Delta \eta_{пол}^{III} = 100 \frac{\eta_{пол}^{IIIx} - \eta_{пол}^{III}}{\eta_{пол}^{IIIx}}, \quad (4.30)$$

$$\Delta \eta_{пол}^{III} = 100 \frac{0,722 - 0,7222}{0,722} = -0,02335\%,$$

что подтверждает правильность вычисления давления и температуры воздуха после III секции при принятых значениях $t_{II}^{6с}$ и $P_{II}^{6с}$.

Рассчитаем внутреннюю мощность компрессора по формуле (4.31):

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

$$N_i = 0,02036 \cdot Q_n (t_{III}^{наз} - t_I^{вс} + \Delta t^{60}), \quad (4.31)$$

$$N_i = 0,02036 \cdot 500(104,41 - 20 + (131 - 44,42 + 149,42 - 39,41)) = 2775 \text{ кВт.}$$

Принимаем механические потери компрессора $\Delta N_{мех}^H = 40 \text{ кВт}$ при $n=7625$ об/мин [10].

Механические потери при $n=7025$ об/мин рассчитаем по формуле (4.32):

$$\Delta N_{мех} = \Delta N_{мех}^H \left(\frac{n}{n_H} \right)^2, \quad (4.32)$$

$$\Delta N_{мех} = 40 \left(\frac{7025}{7625} \right)^2 = 33,9525 \text{ кВт.}$$

Определим потребляемую компрессором мощность по формуле (4.33):

$$N_i = N_i + \Delta N_{мех}, \quad (4.33)$$

$$N_i = 2775 + 33,9525 = 2809,103 \text{ кВт.}$$

Рассчитаем общий политропный КПД компрессора по формуле (4.34):

$$\eta_{пол} = \frac{\eta_{пол}^I \Delta t_I + \eta_{пол}^{II} \Delta t_{II} + \eta_{пол}^{III} \Delta t_{III}}{\Delta t_I + \Delta t_{II} + \Delta t_{III}}, \quad (4.34)$$

$$\eta_{пол} = \frac{0,65687 \cdot 111 + 0,63759 \cdot 105 + 0,7222 \cdot 65}{111 + 105 + 65} = 0,6647.$$

Аналогично рассчитаем газодинамические характеристики компрессора К-500-61-5 при температуре воздуха перед I секцией -15, 0 и 30°C (4.1 – 4.34). Полученные значения сведем в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Расчет газодинамических характеристик компрессора К-500-61-5

	I	II	III	IV
--	---	----	-----	----

1	2	3	4	5
$Q_{вс}^I, \text{ м}^3/\text{мин}$	500	500	500	500
$t_I^{вс}, \text{ }^\circ\text{C}$	-15	0	20	30
$P_I^{вс}, \text{ МПа}$	0,09878	0,09878	0,09878	0,09878
$R_a, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	286	287	288,4	290,5
$\varepsilon_{Iх}$	1,95	2,0	2,07	2,1
$n, \text{ об}/\text{мин}$	6579,38	6808,41	7025,00	7150,89
ε_I	2,137	2,116	2,093	2,077
$P_I^{наг}, \text{ МПа}$	0,2111	0,2090	0,2067	0,2052
$\Delta t_I, \text{ }^\circ\text{C}$	101,0	105,0	111,0	113,0
$t_I^{наг}, \text{ }^\circ\text{C}$	86,0	105,0	131,0	143,0
$\eta_{пол}^{Iх}$	0,6537	0,6561	0,6565	0,6594

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4	5
$\eta_{пол}^I$	0,6566	0,6579	0,6569	0,6590
$\Delta\eta_{пол}^I$	-0,4414	-0,2676	-0,0524	-0,0509
$G_M, \text{ кг}/\text{мин}$	669,3246	630,3645	584,2059	561,1410
$Q_n, \text{ м}^3/\text{мин}$	555,4561	523,1241	485,5069	465,6771
θ	0,74	0,76	0,78	0,79
$t_{II}^{вс}, \text{ }^\circ\text{C}$	37,16	40,4	44,42	45,83
$\rho_{ср}, \text{ кг}/\text{м}^3$	2,2056	2,1062	1,9874	1,9226
Z	10000	9500	9000	9000
$P_{II}^{вс}, \text{ МПа}$	0,2065	0,2045	0,2022	0,2005
$\rho_{II}^{вс}, \text{ кг}/\text{м}^3$	2,3281	2,2731	2,2089	2,1650
$Q_{вс}^{II}, \text{ м}^3/\text{мин}$	287,4954	277,3121	264,6098	259,1841
ε_{II}^x	1,83	1,86	1,89	1,9
$t_{IIх}^{вс}, \text{ }^\circ\text{C}$	45,0	45,0	45,0	45,0
ε_{II}	1,8554	1,8753	1,8920	1,8971
$P_{II}^{наг}, \text{ МПа}$	0,3832	0,3834	0,3826	0,3804
$\Delta t_{II}, \text{ }^\circ\text{C}$	98,0	100,0	105,0	109,0
$t_{II}^{наг}, \text{ }^\circ\text{C}$	135,16	140,4	149,42	154,83
$\eta_{пол}^{IIх}$	0,6427	0,6485	0,6375	0,6222
$\eta_{пол}^{II}$	0,6432	0,6487	0,6375	0,6222

G_M , кг/мин	669,32	630,36	584,51	561,14
Q_H , м ³ /мин	555,46	523,12	485,07	465,68
θ	0,82	0,84	0,85	0,86
$t_{III}^{вс}$, °C	40,729	39,264	39,413	38,876
$\rho_{ср}$, кг/м ³	3,712	3,682	3,611	3,541
Z	18000	17500	17000	17000
$P_{III}^{вс}$, МПа	0,3783	0,3878	0,3778	0,3756
$\rho_{III}^{вс}$, кг/м ³	4,2165	4,2254	4,1940	4,1460
$Q_{вс}^{III}$, м ³ /мин	158,7394	149,1856	139,3676	135,3466
ε_{III}^x	1,6	1,6	1,6	1,61
$t_{IIIx}^{вс}$, °C	45,0	45,0	45,0	45,0
ε_{III}	1,6095	1,6128	1,6125	1,6240
$P_{III}^{наг}$, МПа	0,6089	0,6107	0,6093	0,6100

Окончание таблицы 4.1

1	2	3	4	5
Δt_{III} , °C	61,0	63,0	65,0	67,0
$t_{III}^{наг}$, °C	101,729	102,264	104,413	105,876
$\eta_{пол}^{IIIx}$	0,7652	0,7430	0,7220	0,7117
$\eta_{пол}^{III}$	0,7653	0,7431	0,7222	0,7119
$\Delta \eta_{пол}^{III}$	-0,0115	-0,0197	-0,0234	-0,0283
$\eta_{пол}$	0,6771	0,6745	0,6647	0,6574
N_i , кВт	2940,363	2854,416	2775,151	2740,063
$\Delta N_{мех}$, кВт	29,945	31,891	33,953	35,180
N_l , кВт	2970,308	2886,307	2809,104	2775,243

4.2 Расчет концевго воздухоооладителя ВОК 79,2

Произведем расчет концевго воздухоооладителя ВОК 79,2 при температуре воды на входе в холодильник 15°C, 20°C и 25°C, для дальнейшего построения графиков и формулирования выводов.

4.2.1 Расчет холодильника при температуре воды на входе 15°C

Из расчёта компрессорной машины получим следующие данные:

$$t_{III}^{наг} = 122,62 \text{ °C}$$

$$G_M = 1109,1893 \text{ кг/мин};$$

$t_{охл} = 80 \text{ °C}$ - из требований к качеству сжатого воздуха.

Примем коэффициент тепловой эффективности теплообменника $\eta=0,99$.
 Зададимся внутренним диаметром трубок 10 мм, толщиной стенки 2 мм.
 Уравнение теплового баланса для двух теплоносителей, не меняющих фазового состояния имеет вид (4.35) :

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 C_{p2} (t_2' - t_2''), \quad (4.35)$$

где Q - тепловой поток через поверхность теплообмена, Вт;

η - коэффициент тепловой эффективности теплообменника;

G_1 - расход воздуха в межтрубном пространстве, кг\с;

G_2 - расход воды в трубной системе, кг\с;

C_{p1} - теплоёмкость воздуха в межтрубном пространстве, Дж/(кг·К) ;

C_{p2} - теплоёмкость воды в трубной системе, Дж/(кг·К) ;

$t_{1'}$ - температура воздуха в межтрубном пространстве на входе, °С;

$t_{1''}$ - температура воздуха в межтрубном пространстве на выходе, °С;

$t_{2'}$ - температура воды в трубной системе на входе, °С;

$t_{2''}$ - температура воды в трубной системе на выходе, °С.

Вычислим среднюю температуру воздуха в межтрубном пространстве (4.36):

$$t_{1cp} = \frac{t_{1'} + t_{1''}}{2}, \quad (4.36)$$

где t_{1cp} - средняя температура воздуха в межтрубном пространстве.

$$t_{1cp} = \frac{122,62 + 80}{2} = 101,31^\circ\text{C}.$$

Теплофизические параметры воздуха при этой температуре [2]:

Массовая теплоёмкость $C_{p1} = 1009$ Дж/(кг·К);

Плотность $\rho_1 = 0,946$ кг/м³;

Кинематическая вязкость $\nu_1 = 23,13 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

Коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 0,03$ Вт/(м·К);

Число Прандтля $Pr_1 = 0,688$.

Вычислим тепловой поток через поверхность теплообмена (4.37):

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1''), \quad (4.37)$$

$$Q = \frac{1109}{60} \cdot 1009 \cdot (122,62 - 80) = 79484 \text{ Вт}.$$

Примем температуру охлаждающей воды в трубной системе на входе $t_2'' = 15^\circ\text{C}$ [7].

Рекомендованный температурный перепад для охлаждающей воды $\Delta t_2 = 5 \div 10^\circ\text{C}$ [4].

Примем температурный перепад для охлаждающей воды $\Delta t_2 = 7^\circ\text{C}$.

Примем среднюю температуру воду в трубном системе:

$$t_{2cp} = \frac{15 + 7}{2} = 11^\circ\text{C}.$$

Теплофизические параметры воды при этой температуре [1]:

Массовая теплоёмкость $C_{p2} = 4191 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$;

Плотность $\rho_2 = 999,5 \text{ кг}/\text{м}^3$;

Кинематическая вязкость $\nu_2 = 1,293 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,5791 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$;

Число Прандтля $Pr_2 = 9,04$;

Вычислим расход охлаждающей воды (4.38):

$$G_2 = \frac{G_1 C_{p1} (t_1'' - t_1') \eta}{C_{p2} (t_2'' - t_2')} , \quad (4.38)$$

$$G_2 = \frac{1109 \cdot 1009 \cdot (122,62 - 80) \cdot 0,99}{7 \cdot 4191 \cdot 60} = 26,82 \text{ кг}/\text{с}.$$

Рассчитаем средний логарифмический перепад температур (противоток) (4.39):

$$\Delta t = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln\left(\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}\right)} , \quad (4.39)$$

$$\Delta t = \frac{(80 - 15) - (122,62 - 22)}{\ln\left(\frac{80 - 15}{122,62 - 22}\right)} = 81,52^\circ\text{C}.$$

Примем рекомендованную скорость воздуха: $w_1 = 30 \text{ м}/\text{с}$ [4].

Рассчитаем число Рейнольдса для воздуха (4.40):

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Re_1 = \frac{w_1 d_n}{\nu_1}, \quad (4.40)$$

где Re_1 – число Рейнольдса.

$$Re_1 = \frac{30 \cdot 0,012}{23,12 \cdot 10^{-6}} = 15511.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от воздуха к внешней поверхности трубок (4.41):

$$\alpha_1 = A \frac{\lambda}{d_n} C_z C_s C_\phi \varphi^n Pr^{0,33} Re^n \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (4.41)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубкам, Вт/м²К.

$A=0,36$ – коэффициент для шахматного пучка;

$m=0,5$ – коэффициент для шахматного пучка;

n – коэффициент для шахматного пучка (4.43);

$C_z=0,8$ – коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб по ходу воздуха;

$C_\phi=0,3$;

$\varphi=0,8$ – коэффициент оребрения;

$Pr_{ж1} = Pr_{ст}$ для воздуха;

C_s – коэффициент, учитывающий взаимное расположение труб в пучке, для шахматных пучков (4.42):

$$C_s = [(S_1 - d_n)(S_1' - d_n)]^{0,1}, \quad (4.42)$$

где $S_1=0,04$ – поправочный коэффициент [4];

$S_1'=1,35$ – поправочный коэффициент [4].

$$C_s = [(0,04 - 0,012)(1,35 - 0,012)]^{0,1} = 0,72.$$

$$n = 0,6\varphi^{0,07}, \quad (4.43)$$

$$n = 0,6 \cdot 10,8^{0,07} = 0,709.$$

$$\alpha_1 = 0,36 \frac{0,03}{0,012} 0,8 \cdot 0,72 \cdot 0,3 \cdot 10,8^{-0,5} \cdot 15511^{0,709} \cdot 0,688^{0,33} = 39,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Примем скорость холодной воды в трубках $w_2 = 1$ м/с [4].

Рассчитаем число Рейнольдса (4.44):

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}}}{\nu_2}; \quad (4.44)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{1 \cdot 0,010}{1,293 \cdot 10^{-6}} = 7734.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от трубок к холодной воде (4.45):

$$\alpha_2 = 0,022 \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{см}}} \right)^n \quad (4.45)$$

$$\mu \approx \mu_{\text{см}}$$

$$\alpha_2 = 0,022 \frac{0,5791}{0,010} 7734^{0,8} 9,04^{0,4} = 3966 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Как материал стенки труб выберем медь, ее коэффициент теплопроводности $\lambda_c = 384 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ [3].

Коэффициент загрязнения оборотной технической воды $R_{\text{загр}} = 0,00023 \text{ (м}^2\text{К)}/\text{Вт}$ [3].

Рассчитаем коэффициент теплопередачи через стенку (4.46):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_{\text{сп}}^2}{d_{\text{вн}}^2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{02} \varphi} + R_{\text{загр}}}, \quad (4.46)$$

где δ_c - толщина стенки, м;

k - коэффициент теплопередачи через стенку, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$d_{\text{сп}}$ - средний диаметр трубок, м;

η_{02} - эффективность ребристой поверхности (4.47).

$$\eta_{02} = 1 - \left(\frac{(\varphi - 1)}{\varphi} \right) (1 - \eta_p), \quad (4.47)$$

где $\eta_p = 0,57$ - КПД ребра [4].

$$\eta_{02} = 1 - \left(\frac{(10,8 - 1)}{10,8} \right) (1 - 0,57) = 0,61.$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{39,14} \cdot \frac{0,011^2}{0,010^2} + \frac{0,001}{384} + \frac{1}{3966 \cdot 0,61 \cdot 10,8} + 0,00023} = 32,0661 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для определения поправочного коэффициента определим параметры R (4.48) и P (4.49):

$$R = \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_2'' - t_2')}, \quad (4.48)$$

$$R = \frac{(122,62 - 80)}{(22 - 15)} = 6,09.$$

$$P = \frac{(t_2'' - t_2')}{(t_1' - t_2')}, \quad (4.49)$$

$$P = \frac{(22 - 15)}{(122,62 - 15)} = 0,065.$$

По графику определим поправочный коэффициент [4]:

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,8.$$

Вычислим средний температурный напор при перекрестном токе (4.50):

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (4.50)$$

где $\Delta t_{\text{прот}}$ - средний логарифмический напор при противотоке.

$$\Delta t = 81,52 \cdot 0,8 = 65,216^\circ \text{C}.$$

Рассчитаем площадь теплообмена (4.51):

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}, \quad (4.51)$$

где F – площадь теплообмена, м².

$$F = \frac{79484}{32,07 \cdot 65,216} = 38,0 \text{ м}^2.$$

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4.2.2 Расчет холодильника при температуре воды на входе 20°C

Из расчёта компрессорной машины получим следующие данные:

$$t_{III}^{нар} = 122,62 \text{ °C}$$

$$G_M = 1109,1893 \text{ кг/мин};$$

$$t_{охл} = 80 \text{ °C} - \text{из требований к качеству сжатого воздуха.}$$

Примем коэффициент тепловой эффективности теплообменника $\eta=0,99$.
Зададимся внутренним диаметром трубок 10 мм, толщиной стенки 2 мм.
Уравнение теплового баланса для двух теплоносителей, не меняющих фазового состояния имеет вид (4.52) :

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 C_{p2} (t_2' - t_2''), \quad (4.52)$$

где Q - тепловой поток через поверхность теплообмена, Вт;

η - коэффициент тепловой эффективности теплообменника;

G_1 - расход воздуха в межтрубном пространстве, кг\с;

G_2 - расход воды в трубной системе, кг\с;

C_{p1} - теплоёмкость воздуха в межтрубном пространстве, Дж/(кг·К) ;

C_{p2} - теплоёмкость воды в трубной системе, Дж/(кг·К) ;

t_1' - температура воздуха в межтрубном пространстве на входе, °C;

t_1'' - температура воздуха в межтрубном пространстве на выходе, °C;

t_2' - температура воды в трубной системе на входе, °C;

t_2'' - температура воды в трубной системе на выходе, °C.

Вычислим среднюю температуру воздуха в межтрубном пространстве (4.53):

$$t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (4.53)$$

где t_{1cp} - средняя температура воздуха в межтрубном пространстве.

$$t_{1cp} = \frac{122,62 + 80}{2} = 101,31 \text{ °C.}$$

Теплофизические параметры воздуха при этой температуре [2]:

Массовая теплоёмкость $C_{p1} = 1009 \text{ Дж/(кг·К)}$;

Плотность $\rho_1 = 0,946 \text{ кг/м}^3$;

Кинематическая вязкость $\nu_1 = 23,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 0,03 \text{ Вт/(м·К)}$;

Число Прандтля $Pr_1 = 0,688$.

Вычислим тепловой поток через поверхность теплообмена (4.54):

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1'' - t_1') , \quad (4.54)$$

$$Q = \frac{1109}{60} \cdot 1009 \cdot (122,62 - 80) = 79484 \text{ Вт.}$$

Примем температуру охлаждающей воды в трубной системе на входе $t_2'' = 20^\circ \text{C}$ [7].

Рекомендованный температурный перепад для охлаждающей воды $\Delta t_2 = 5 \div 10^\circ \text{C}$ [4].

Примем температурный перепад для охлаждающей воды $\Delta t_2 = 7^\circ \text{C}$.

Примем среднюю температуру воду в трубном системе:

$$t_{2cp} = \frac{20 + 7}{2} = 13,5^\circ \text{C.}$$

Теплофизические параметры воды при этой температуре [1]:

Массовая теплоёмкость $C_{p2} = 4189 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$;

Плотность $\rho_2 = 998,97 \text{ кг/м}^3$;

Кинематическая вязкость $\nu_2 = 1,286 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,5813 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$;

Число Прандтля $Pr_2 = 8,93$;

Вычислим расход охлаждающей воды (4.55):

$$G_2 = \frac{G_1 C_{p1} (t_1'' - t_1') \eta}{C_{p2} (t_2'' - t_2')} , \quad (4.55)$$

$$G_2 = \frac{1109 \cdot 1009 \cdot (122,62 - 80) \cdot 0,99}{7 \cdot 4191 \cdot 60} = 26,84 \text{ кг/с.}$$

Рассчитаем средний логарифмический перепад температур (противоток) (4.56):

$$\Delta t = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln\left(\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}\right)} , \quad (4.56)$$

$$\Delta t = \frac{(80 - 15) - (122,62 - 22)}{\ln\left(\frac{80 - 15}{122,62 - 22}\right)} = 76,43^\circ \text{C}.$$

Примем рекомендованную скорость воздуха: $w_1 = 30$ м/с [4].

Рассчитаем число Рейнольдса для воздуха (4.57):

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_n}{\nu_1}, \quad (4.57)$$

где Re_1 – число Рейнольдса.

$$\text{Re}_1 = \frac{30 \cdot 0,012}{23,12 \cdot 10^{-6}} = 15511.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от воздуха к внешней поверхности трубок (4.58):

$$\alpha_1 = A \frac{\lambda}{d_n} C_z C_s C_\phi \varphi^n \text{Pr}^{0,33} \text{Re}^n \left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{ст}}\right)^{0,25}, \quad (4.58)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубкам, Вт/м²К.

$A=0,36$ – коэффициент для шахматного пучка;

$m=0,5$ – коэффициент для шахматного пучка;

n – коэффициент для шахматного пучка (4.60);

$C_z=0,8$ – коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб по ходу воздуха;

$C_\phi=0,3$;

$\varphi=0,8$ – коэффициент оребрения;

$\text{Pr}_{ж1} = \text{Pr}_{ст}$ для воздуха;

C_s – коэффициент, учитывающий взаимное расположение труб в пучке, для шахматных пучков (4.59):

$$C_s = [(S_1 - d_n)(S_1' - d_n)]^{0,1}, \quad (4.59)$$

где $S_1=0,04$ – поправочный коэффициент [4];

$S_1'=1,35$ – поправочный коэффициент [4].

$$C_s = [(0,04 - 0,012)(1,35 - 0,012)]^{0,1} = 0,72.$$

$$n = 0,6\varphi^{0,07}, \quad (4.60)$$

										Лист
										34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$n = 0,6 \cdot 10,8^{0,07} = 0,709.$$

$$\alpha_1 = 0,36 \frac{0,03}{0,012} 0,8 \cdot 0,72 \cdot 0,3 \cdot 10,8^{-0,5} \cdot 15511^{0,709} \cdot 0,688^{0,33} = 39,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Примем скорость холодной воды в трубках $w_2 = 1 \text{ м/с}$ [4].

Рассчитаем число Рейнольдса (4.61):

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}}}{\nu_2}; \quad (4.61)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{1 \cdot 0,010}{1,293 \cdot 10^{-6}} = 7776.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от трубок к холодной воде (4.62):

$$\alpha_2 = 0,022 \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^n \quad (4.62)$$

$$\mu \approx \mu_{\text{ст}}$$

$$\alpha_2 = 0,022 \frac{0,5791}{0,010} 7734^{0,8} 9,04^{0,4} = 3979 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Как материал стенки труб выберем медь, ее коэффициент теплопроводности $\lambda_c = 384 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [3].

Коэффициент загрязнения оборотной технической воды $R_{\text{загр}} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ [3].

Рассчитаем коэффициент теплопередачи через стенку (4.63):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_{\text{ср}}^2}{d_{\text{вн}}^2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{02} \varphi} + R_{\text{загр}}}, \quad (4.63)$$

где δ_c - толщина стенки, м;

k - коэффициент теплопередачи через стенку, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$d_{\text{ср}}$ - средний диаметр трубок, м;

η_{02} - эффективность ребристой поверхности (4.64).

$$\eta_{02} = 1 - \left(\frac{(\varphi - 1)}{\varphi} \right) (1 - \eta_p), \quad (4.64)$$

где $\eta_p = 0,57$ – КПД ребра [4].

$$\eta_{02} = 1 - \left(\frac{(10,8 - 1)}{10,8} \right) (1 - 0,57) = 0,61.$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{39,14} \cdot \frac{0,011^2}{0,010^2} + \frac{0,001}{384} + \frac{1}{3979 \cdot 0,61 \cdot 10,8} + 0,00023} = 32,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для определения поправочного коэффициента определим параметры R (4.65) и P (4.66):

$$R = \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_2'' - t_2')}, \quad (4.65)$$

$$R = \frac{(122,62 - 80)}{(22 - 15)} = 6,08.$$

$$P = \frac{(t_2'' - t_2')}{(t_1' - t_2')}, \quad (4.66)$$

$$P = \frac{(22 - 15)}{(122,62 - 15)} = 0,068.$$

По графику определим поправочный коэффициент [4]:

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,8.$$

Вычислим средний температурный напор при перекрестном токе (4.67):

$$\Delta t = \Delta t_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (4.67)$$

где $\Delta t_{\text{прот}}$ - средний логарифмический напор при противотоке.

$$\Delta t = 81,52 \cdot 0,8 = 61,144^\circ \text{С}.$$

Рассчитаем площадь теплообмена (4.68):

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (4.68)$$

где F – площадь теплообмена, м^2 .

$$F = \frac{79484}{32,07 \cdot 65,216} = 40,46 \text{ м}^2.$$

4.2.3 Расчет холодильника при температуре воды на входе 25°C

Из расчёта компрессорной машины получим следующие данные:

$$t_{\text{III}}^{\text{нар}} = 122,62 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$G_{\text{M}} = 1109,1893 \text{ кг/мин};$$

$$t_{\text{охл}} = 80^\circ\text{C} - \text{из требований к качеству сжатого воздуха.}$$

Примем коэффициент тепловой эффективности теплообменника $\eta=0,99$.
Зададимся внутренним диаметром трубок 10 мм, толщиной стенки 2 мм.
Уравнение теплового баланса для двух теплоносителей, не меняющих фазового состояния имеет вид (4.69) :

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 C_{p2} (t_2' - t_2''), \quad (4.69)$$

где Q - тепловой поток через поверхность теплообмена, Вт;

η - коэффициент тепловой эффективности теплообменника;

G_1 - расход воздуха в межтрубном пространстве, кг\с;

G_2 - расход воды в трубной системе, кг\с;

C_{p1} - теплоёмкость воздуха в межтрубном пространстве, Дж/(кг·К) ;

C_{p2} - теплоёмкость воды в трубной системе, Дж/(кг·К) ;

t_1' - температура воздуха в межтрубном пространстве на входе, $^\circ\text{C}$;

t_1'' - температура воздуха в межтрубном пространстве на выходе, $^\circ\text{C}$;

t_2' - температура воды в трубной системе на входе, $^\circ\text{C}$;

t_2'' - температура воды в трубной системе на выходе, $^\circ\text{C}$.

Вычислим среднюю температуру воздуха в межтрубном пространстве (4.70):

$$t_{1cp} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (4.70)$$

где t_{1cp} - средняя температура воздуха в межтрубном пространстве.

$$t_{1cp} = \frac{122,62 + 80}{2} = 101,31^\circ\text{C}.$$

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Рассчитаем средний логарифмический перепад температур (противоток) (4.73):

$$\Delta t = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln\left(\frac{t_1'' - t_2'}{t_1' - t_2''}\right)}, \quad (4.73)$$

$$\Delta t = \frac{(80 - 15) - (122,62 - 22)}{\ln\left(\frac{80 - 15}{122,62 - 22}\right)} = 71,33^\circ\text{C}.$$

Примем рекомендованную скорость воздуха: $w_1 = 30$ м/с [4].

Рассчитаем число Рейнольдса для воздуха (4.74):

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_n}{\nu_1}, \quad (4.74)$$

где Re_1 – число Рейнольдса.

$$\text{Re}_1 = \frac{30 \cdot 0,012}{23,12 \cdot 10^{-6}} = 15511.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от воздуха к внешней поверхности трубок (4.75):

$$\alpha_1 = A \frac{\lambda}{d_n} C_z C_s C_\phi \varphi^n \text{Pr}^{0,33} \text{Re}^n \left(\frac{\text{Pr}_{жк1}}{\text{Pr}_{ст}}\right)^{0,25}, \quad (4.75)$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубкам, Вт/м²К.

$A=0,36$ – коэффициент для шахматного пучка;

$m=0,5$ – коэффициент для шахматного пучка;

n – коэффициент для шахматного пучка (4.77);

$C_z=0,8$ – коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб по ходу воздуха;

$C_\phi=0,3$;

$\varphi=0,8$ – коэффициент оребрения;

$\text{Pr}_{жк1} = \text{Pr}_{ст}$ для воздуха;

C_s – коэффициент, учитывающий взаимное расположение труб в пучке, для шахматных пучков (4.76):

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$C_s = [(S_1 - d_n)(S_1' - d_n)]^{0,1}, \quad (4.76)$$

где $S_1=0,04$ – поправочный коэффициент [4];
 $S_1'=1,35$ – поправочный коэффициент [4].

$$C_s = [(0,04 - 0,012)(1,35 - 0,012)]^{0,1} = 0,72.$$

$$n = 0,6\varphi^{0,07}, \quad (4.77)$$

$$n = 0,6 \cdot 10,8^{0,07} = 0,709.$$

$$\alpha_1 = 0,36 \frac{0,03}{0,012} 0,8 \cdot 0,72 \cdot 0,3 \cdot 10,8^{-0,5} \cdot 15511^{0,709} \cdot 0,688^{0,33} = 39,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Примем скорость холодной воды в трубках $w_2 = 1 \text{ м}/\text{с}$ [4].

Рассчитаем число Рейнольдса (4.78):

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}}}{\nu_2}, \quad (4.78)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{1 \cdot 0,010}{1,293 \cdot 10^{-6}} = 8621.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от трубок к холодной воде (4.79):

$$\alpha_2 = 0,022 \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^n \quad (4.79)$$

$$\mu \approx \mu_{\text{ст}}$$

$$\alpha_2 = 0,022 \frac{0,5791}{0,010} 7734^{0,8} 9,04^{0,4} = 4265 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Как материал стенки труб выберем медь, ее коэффициент теплопроводности $\lambda_c = 384 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [3].

Коэффициент загрязнения оборотной технической воды $R_{\text{загр}} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ [3].

Рассчитаем коэффициент теплопередачи через стенку (4.80):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_{\text{ср}}^2}{d_{\text{вн}}^2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{02} \varphi} + R_{\text{загр}}}, \quad (4.80)$$

где δ_c - толщина стенки, м;

k – коэффициент теплопередачи через стенку, Вт/(м²К);

d_{cp} – средний диаметр трубок, м;

η_{02} – эффективность ребристой поверхности (4.81).

$$\eta_{02} = 1 - \left(\frac{\varphi - 1}{\varphi} \right) (1 - \eta_p), \quad (4.81)$$

где $\eta_p = 0,57$ – КПД ребра [4].

$$\eta_{02} = 1 - \left(\frac{10,8 - 1}{10,8} \right) (1 - 0,57) = 0,61.$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{39,14} \cdot \frac{0,011^2}{0,010^2} + \frac{0,001}{384} + \frac{1}{3966 \cdot 0,61 \cdot 10,8} + 0,00023} = 32,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для определения поправочного коэффициента определим параметры R (4.82) и P (4.83):

$$R = \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_2'' - t_2')}, \quad (4.82)$$

$$R = \frac{(122,62 - 80)}{(22 - 15)} = 6,09.$$

$$P = \frac{(t_2'' - t_2')}{(t_1' - t_2')}, \quad (4.83)$$

$$P = \frac{(22 - 15)}{(122,62 - 15)} = 0,072.$$

По графику определим поправочный коэффициент [4]:

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,8.$$

Вычислим средний температурный напор при перекрестном токе (4.84):

$$\Delta t = \Delta t_{ном} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (4.84)$$

где $\Delta t_{ном}$ – средний логарифмический напор при противотоке.

$$\Delta t = 81,52 \cdot 0,8 = 57,064^\circ \text{C}.$$

Рассчитаем площадь теплообмена (4.85):

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (4.85)$$

где F – площадь теплообмена, м².

$$F = \frac{79484}{32,07 \cdot 65,216} = 43,43 \text{ м}^2.$$

Сведем все полученные данные в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Расчет концевой воздухоохладителя ВОК 79,2

Температура, °С	15,0	20,0	25,0
1	2	3	4
$t_{III}^{наг}, ^\circ\text{C}$	122,62	122,62	122,62
$G_m, \text{кг/мин}$	1109,1893	1109,1893	1109,1893
$t_{охл}, ^\circ\text{C}$	80,0	80,0	80,0
$t_{1cp}, ^\circ\text{C}$	101,31	101,31	101,31
$C_{p1}, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	1009,0	1009,0	1009,0
$\rho_1, \text{кг/м}^3$	0,946	0,946	0,946

Окончание таблицы 4.2

1	2	3	4
$\nu_1, \text{м}^2/\text{с}$	$23,12 \cdot 10^{-6}$	$23,12 \cdot 10^{-6}$	$23,12 \cdot 10^{-6}$
$\lambda_1, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	0,03	0,03	0,03
Pr_1	0,688	0,688	0,688
Q, Вт	79484,0	79484,0	79484,0
$t_2, ^\circ\text{C}$	15,0	20,0	25,0
$\Delta t_2, ^\circ\text{C}$	7,0	7,0	7,0
$t_{2cp}, ^\circ\text{C}$	11,0	13,5	16,0
$C_{p2}, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	4194,0	4189,0	4187,0
$\rho_2, \text{кг/м}^3$	999,5	998,97	999,0
$\nu_2, \text{м}^2/\text{с}$	$1,293 \cdot 10^{-6}$	$1,286 \cdot 10^{-6}$	$1160 \cdot 10^{-6}$
$\lambda_2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	0,5791	0,5813	0,5898
Pr_2	9,04	8,93	8,32
$G_2, \text{кг/с}$	26,82	26,84	26,85

$\Delta t, ^\circ\text{C}$	81,52	76,43	71,33
$w_1, \text{м/с}$	30,0	30,0	30,0
Re_1	15511	15511	15511,0
$\alpha_1, \text{Вт/м}^2\text{К}$	39,14	39,14	39,14
A	0,36	0,36	0,36
m	0,5	0,5	0,5
n	0,709	0,709	0,709
C_z	0,8	0,8	0,8
C_ϕ	0,3	0,3	0,3
ϕ	10,8	10,8	10,8
C_s	0,72	0,72	0,72
S_1	0,04	0,04	0,04
S_1'	1,35	1,35	1,35
$w_2, \text{м/с}$	1,0	1,0	1,0
Re_2	7734,0	7776,0	8621,0
$\alpha_2, \text{Вт/м}^2\text{К}$	3966,0	3979,0	4262,0
$\lambda_c, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$	384,0	384,0	384,0
$R_{загр}, (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$	0,00023	0,00023	0,00023
$k, \text{Вт/м}^2\text{К}$	32,0661	32,0663	32,0689
η_{02}	0,61	0,61	0,61
η_p	0,57	0,57	0,57
R	6,09	6,08	6,09
P	0,065	0,068	0,072
$\varepsilon_{\Delta t}$	0,8	0,8	0,8
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	65,216	61,144	57,064

4.2.4 Анализ полученных данных

Составим сравнительную таблицу по данным, значения которых используем для построения графиков (4.3).

Таблица 4.3 – Сравнительная таблица по расчетам концевого воздухоохладителя ВОК 79,2

Температура, $^\circ\text{C}$	15,0	20,0	25,0
Расход, кг/с	26,82	26,84	26,85
Средний логарифм. перепад температур, $^\circ\text{C}$	81,52	76,43	71,33
Re	7734,0	7776,0	8621,0
Кэф. теплоотдачи от трубок к воде, $\text{Вт/м}^2\text{К}$	3966,0	3979,0	4262,0
Кэф. теплопередачи через стенку $\text{Вт/м}^2\text{К}$	32,0661	32,0663	32,0689
Средний логарифм. напор	65,216	61,144	57,064

при противотоке, °С			
Площадь теплообмена, м ²	38,0	40,46	43,43

Построим графики зависимостей от параметров температуры и сформулируем выводы. Первый график зависимость температуры воды на входе в холодильник от коэффициента теплоотдачи (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Зависимость α_2 от t_2''

Второй график зависимость температуры воды на входе в холодильник от коэффициента теплопередачи (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Зависимость k от t_2''

Третий график зависимость температуры воды на входе в холодильник от площади теплообмена (рисунок 1.3).

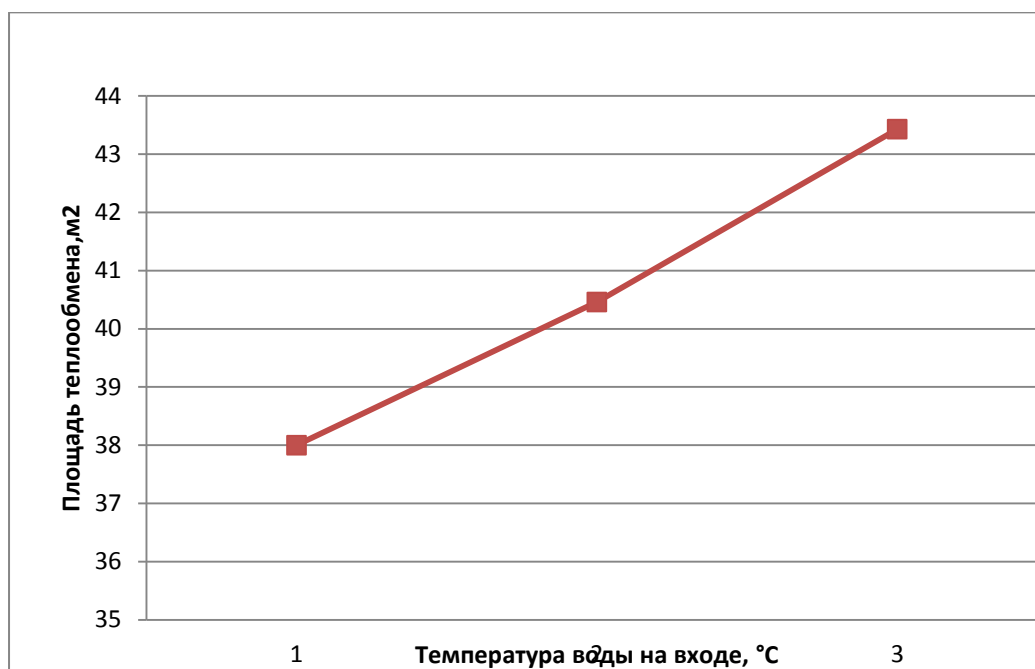


Рисунок 1.3 – Зависимость F от t₂

Анализируя графики и полученные данные рассмотрим пути повышения надежности системы воздухообмена на компрессорной установке К-500-61-5.

Для увеличения коэффициента теплопередачи следует увеличивать коэффициенты теплоотдачи и термическую проводимость стенки, если она разделяет теплоносители. При этом наибольшего эффекта можно достичь, уменьшая максимальное термическое сопротивление. Уменьшение термического сопротивления стенки достигается уменьшением ее толщины и использованием материалов с высоким значением коэффициента теплопроводности.

Для уменьшения термического сопротивления теплоотдачи, т.е. увеличения коэффициентов теплоотдачи, следует применять теплоносители с высокими коэффициентами теплопроводности, реализовывать турбулентный режим течения, при котором возникает дополнительный механизм переноса тепла за счет турбулентных пульсаций. Турбулизация потока может достигаться как за счет изменения режимных параметров, так и конструктивных решений. С этой целью в трубах, например, устанавливаются вставки в виде спиралей, диафрагм, дисков либо насадки из колец или шаров, также на внутреннюю поверхность труб может наноситься искусственная шероховатость.

Параметрами оптимизации могут служить также материал и толщина тепловой изоляции, которая употребляется для уменьшения теплообмена с окружающей средой. Слоем тепловой изоляции покрывают наружную поверхность аппарата для увеличения термического сопротивления при теплопередаче от соприкасающегося с ней теплоносителя к окружающей среде. Если поверхность

аппарата плоская, то наличие любой изоляции приведет к уменьшению коэффициента теплопередачи. Разумеется, имеет смысл применять в этом качестве материалы с низким коэффициентом теплопроводности, обеспечивающие высокое термическое сопротивление.

Для повышения надежности системы воздухообеспечения я предлагаю заменить техническую воду, которая используется для охлаждения компрессорной установки, на питьевую. Для этого будет создан замкнутый контур холодильник – градирня – бак – холодильник, по которому вода будет ходить по циклу и охлаждать сжатый воздух.

За счет замены технической воды на питьевую мы добьемся уменьшения ремонтных работ на компрессоре, так как техническая вода имеет примеси, которые засоряют аппаратуру и она выходит из строя.

Также, затраты на воду для охлаждения значительно уменьшатся, так как питьевая вода будет в замкнутом цикле и финансовые вложения понадобятся только в случае подпитки.

5 КОНТРОЛЬНО – ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АВТОМАТИКА

Представлено техническое описание системы управления турбокомпрессорным агрегатом К-500-61-5, разработанной и изготавливаемой ООО «ТоксСофт-Сибирь».

5.1 Общие сведения:

5.1.1 Наименование системы

Система автоматизированного управления турбокомпрессорным агрегатом К-500-61-5.

5.1.2 Разработчик и изготовитель

Разработчик и изготовитель системы – ООО «ТоксСофт-Сибирь».

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

осуществлять ручное управление режимами работы турбокомпрессорным агрегатом и исполнительными механизмами при пуско-наладке и ремонте. Имеет в своем составе автоматические выключатели и контакторы.

5.3.2 Общие сведения о шкафах управления

Шкафы, применяемые в описываемой системе автоматизации, представляют собой стальные однодверные напольные корпуса производства фирмы Rittal, окрашенные в промышленный серый цвет. Шкафы имеют размеры 2200x500x800 (высота-ширина-глубина), степень защиты IP54.

Дверь каждого шкафа запирается на ключ и оборудуется концевым выключателем для автоматического включения освещения внутри шкафа и отслеживания несанкционированного открытия двери.

Внутри каждый шкаф оборудуется розеткой 220 В для подключения наладочного электроинструмента и светильником, автоматически включаемым при открытии двери. Внешние кабели вводятся через дно шкафа через пластиковые и алюминиевые сальники производства RST и подключаются на пружинные клеммы WAGO.

5.3.3 Шкаф управления ШУ1

Шкаф управления построен на основе MicroPC 6030 фирмы Octagon Systems. Для ввода сигналов термометров сопротивления используются модули ADAM4015 (Advantech), ввода аналоговых сигналов – модули ADAM4017 (Advantech) и четырехканальная высокопроизводительная плата последовательного интерфейса 5554 (Octagon Systems). Конструктивно модули разнесены по признаку принимаемого сигнала. Для ввода дискретных сигналов используются модули дискретного ввода с гальванической изоляцией DI32 (Fastwel) и клемные платы ТВ-34 (Fastwel). Вывод сигналов управления осуществляется с помощью модулей релейного вывода ТС.016.014.000 (TS). Для связи процессора с АРМ, панелью оператора и модулями релейного вывода используются преобразователи интерфейса RS-232 в RS-422/RS-485 с гальванической изоляцией ADAM4520 (Advantech).

В состав ШУ1 входят блоки питания Sen (Сфера-СМ) и БП99 (Элемер). Блок питания G01 (Сфера-СМ) используется для питания цепей контроллера; G02 (Сфера-СМ) – для питания панельного компьютера ТРС642 и организации дискретных сигналов с ШС; G03 (Сфера-СМ) – для питания ADAM4520; G04 (Сфера-СМ) – формирования аварийных сигналов; G05 (Сфера-СМ) – для формирования входных дискретных сигналов; G06 (Сфера-СМ) и G07 (Элемер) – для питания модулей ввода аналоговых сигналов и первичных измерительных приборов.

5.3.4 Управление

									Лист
									48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР				

Управление двигателем маслонасоса (M1) выполнено по стандартной схеме управления нереверсивным приводом: питание подается через выключатель автоматический QE16(Merlin Gerin) на контакты пускателя KM16(Allen-Bradley), а затем через реле перегрузки электронное KK16 (Allen-Bradley) на асинхронный трехфазный двигатель. Контроль наличия питания выполнен юлок контактами выключателя автоматического QE16. Контроль включения двигателя осуществляется с помощью блок контактов пускателя KM16. Аналогично осуществляется управление двигателем фильтра всаса (M8).

Управление двигателем задвижки нагнетания (M4) выполнено по стандартной схеме управления реверсивным приводом: питание подается через выключатель автоматический QE11 (Merlin Gerin) на котакты реверсивного пускателя KM11 (Allen-Bradley) с механической блокировкой одновременного включения, а затем через реле перегрузки электронное KK11 (Allen-Bradley) на асинхронный трехфазный двигатель. Дополнительный блок контакты реле перегрузки используются для блокировки включения пускатебця KM11. Контроль наличия питания выполнен блок контактами выключателя автоматического QE11. Контроль включения двигателя осуществляется с помощью блок контактов пускателя KM11. Кроме того, с помощью дополнительных блок контактов пускателя KM11 выполнена электронная блокировка одновременного включения катушек реле. Аналогично осуществляется управление двигателем задвижек воды (M5, M7).

Управление двигателем помпажного клапан (M3) выполнено по стандартной схеме управления реверсивным приводом с использованием бесконтактного реверсивного пускателя: питание подается через выключатель автоматический QE17 (Siemens) на контакты бесконтактного реверсивного пускателя A17 (Danfoss), а затем через реле перегрузки электронное KK17 (Allen-Bradley) на асинхронный трехфазный двигатель. Контроль питания выполнен блок контактами выключателя автоматического QE17. Аналогично осуществляется управление двигателем входного регулирующего аппарата (M2).

Управление ТЭНом подогрева масла (ЕК) выполнено по стандартной схеме: питание подается через выключатель автоматический QE02 (Merlin Gerin), а затем через контакты электромагнитного контактора KM02 (Allen-Bradley) на контакты ТЭНа. Контроль наличия питания выполнен блок контактами выключателя автоматического QE02.

Управление пускателями клапанов продувки выполнено с помощью выключателя автоматического QE20 (Merlin Gerin) и реле KL20.1 ...KL20.3 (Finder). Контроль наличия питания выполнен блок контактами выключателя автоматического QE20.

5.3.5 Надежность

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

САУ ЦТК-275/9 является многофункциональной восстанавливаемой системой, рассчитанной на длительное функционирование. Режим работы системы – круглосуточный, непрерывный с периодическими остановками для технического обслуживания.

Отказом системы считается невыполнение одной из управляющих функций. Система имеет следующие показатели надежности:

- Гарантийный срок – 12 месяцев с момента ввода в эксплуатацию;
- Срок службы системы – не менее 10 лет;
- Среднее время восстановления – не более 15 минут при наличии ЗИП.

6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

С точки зрения влияния на окружающую среду компрессорная станция – экологически чистый объект.

6.1 Классы загрязнённости сжатого воздуха

ГОСТ 17433-80 «Промышленная чистота. Классы загрязненности сжатого воздуха» устанавливает 15 классов загрязненности (табл.6.1), учитывающих количество загрязнений в пневмосистемах, допустимые нормы их содержания и эффективность промышленных способов очистки сжатого воздуха.

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

смазок. Независимо от класса загрязненности стандарт допускает в сжатом воздухе только следы кислот и щелочей или их концентраций, не оказывающих вредного влияния на пневмосистему.

Для европейских пневмосистем разработан стандарт качества сжатого воздуха ISO 8573-1 от 1991 г., которым было установлено пять классов чистоты воздуха - от 1 до 5. Наиболее чистым считался воздух класса 1. Тем не менее для определения уровня масла в сжатом воздухе рассматривались только аэрозоли (мельчайшие капли масла в воздушном потоке) и масло в жидкой фазе (пристенный поток масла,двигающийся вдоль стенок трубы). Пары масла при температурах ниже 35°C в расчет не принимались.

Позднее специалисты пришли к выводу, что для электронного, фармацевтического, пищевого и других ответственных производств необходим более высокий уровень чистоты воздуха, поэтому в 2001 г. стандарт был пересмотрен. К существующей градации чистоты воздуха была добавлена новая, более строгая ступень: ISO 8573-1 CLASSO. В новой методике замеров для определения фактического качества воздуха были учтены все три вида масляных загрязнений - загрязнение аэрозолями, парами масла и маслом в жидкой фазе.

В стандарте ISO сжатый воздух классифицируется по степени его загрязнения всеми включениями. Например, сжатый воздух класса качества 2.3.2 допускает загрязнения: твердые частицы размером 1 мкм; концентрация 5 мг/м³; вода: точка росы под давлением - 40 °С; масло 0,1 мг/м³. Классы загрязненности сжатого воздуха указываются в технических требованиях к эксплуатации пневматических систем и устройств.

6.2 Система охлаждения компрессорной установки

В установках центробежных, осевых и ротационных компрессоров охлаждающая вода подается в промежуточные холодильники, рубашки цилиндров и маслохолодильники.

Количество охлаждающей воды определяется расчетом, а качество — температурой, чистотой и жесткостью, т. е. содержанием солей.

Начальная температура охлаждающей воды определяется географическим местом расположения установки, временем года и системой водоснабжения. Для РФ она лежит в пределах от 10 до 30°C.

В установках поршневых и ротационных компрессоров, обслуживающих пневматическое хозяйство, а также цехи разделения воздуха и других газовых смесей, обязательно предусматривают так называемые концевые холодильники, в которые должна подаваться более холодная вода.

Охлаждение воздуха или газа в концевом холодильнике необходимо для создания более благоприятных условий работы влагомаслоотделителя.

В компрессорных установках и станциях применяют проточную- и циркуляционную, или оборотную, системы водоснабжения. В первом случае вода забирается насосом из естественного водоема(реки, озера) и в него сливается; во

						13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			52

втором — она постоянно циркулирует в системе, охлаждаясь в специальных сооружениях (пруд, брызгальный бассейн, градирня). Только в мелких компрессорных установках пользуются водой из водопровода.

В своей выпускной квалификационной работе я предлагаю произвести монтаж обратного охлаждения сжатого воздуха, путем установки на территории ККП градирни, для охлаждения оборотной воды и бака, как накопителя. Для охлаждения сжатого воздуха предлагается использовать питьевую воду, которая не имеет загрязняющих веществ.

Так как в предложенном проекте подразумевается использовать циркуляционную систему водоснабжения, то полностью исключается тепловое загрязнение водоемов, потому что весь объем воды будет находиться в цикле. Исходя из этого, можно сделать вывод, что данный проект является безопасным для окружающей среды и не несет никакого вреда для экологии.

7 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

7.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

В соответствии с ГОСТ 12.0.002-80 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы на работающий персонал» оказывают влияние следующие опасные и вредные факторы:

1. Физические факторы:
 - 1.1. повышенная подвижность воздуха;
 - 1.2. травмоопасность;

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		53

поршневых компрессоров разработано устройство «Alup-air-thermo», при помощи которого за 1 ч можно нагреть воду с 15 до 60 °С.

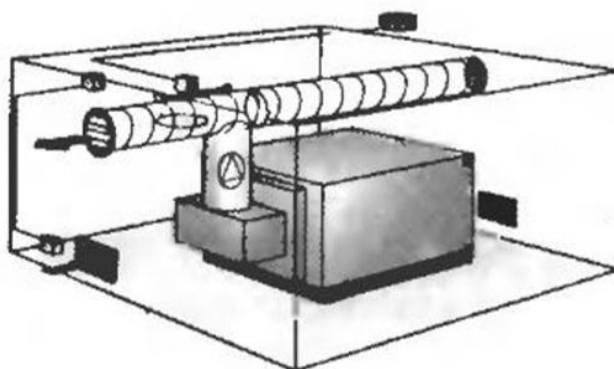


Рисунок 1.5 - Рекуперация тепловой энергии с воздушным охлаждением [22]

Воздушные теплоутилизационные установки служат в качестве либо автономных систем отопления, либо дополнительного источника тепла для центральных отопительных систем или горячего водоснабжения. Мощности воздухоохлаждаемых компрессоров иногда недостаточно для обогрева всех помещений предприятия, да и передача теплоты на значительное расстояние нерентабельна из-за заметных потерь теплоты и давления в воздушных коммуникациях.

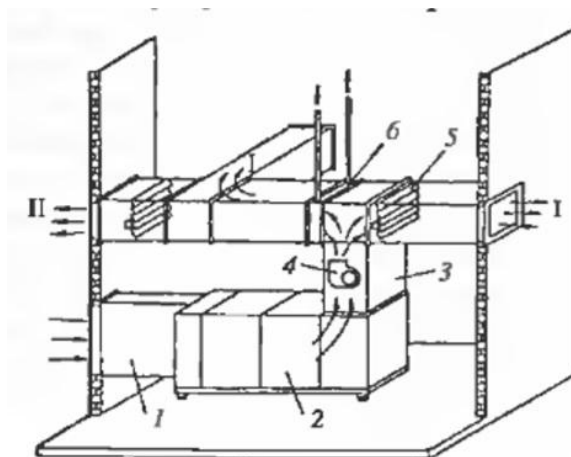


Рисунок 1.6 - Система утилизации тепла воздухоохлаждаемого винтового компрессора [22]

1 – всасывающий патрубок охлаждающего воздуха; 2 – компрессор; 3 – выхлопной патрубок охлаждающего воздуха; 4 – дополнительный вентилятор; 5 – жалюзи; 6 – водовоздушный теплообменник; I – подача теплого Воздуха для обогрева помещения; II – отвод воздуха в теплое время года

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР

Лист

66

Более широкие возможности утилизации отходящего тепла имеются при водяном охлаждении компрессоров. Преимущество таких систем рекуперации - возможность транспорта тепла на большие расстояния. Предпосылки для рекуперации теплоты сжатого воздуха в некоторой степени зависят от типа компрессорной установки. Безмасляные компрессоры легко приспособить для рекуперации тепловой энергии. Компрессор такого типа с водяным охлаждением обеспечивает температуру воды до 90 °С, которую можно добавлять в систему теплоснабжения предприятия. Если вода используется для ГВС, то подогретая до 40 – 60 °С вода обеспечивает лишь добавку, снижающую общую нагрузку на бойлер (рисунок 1.7) [22].

Рекуперация энергии с использованием воды требует более сложную систему, чем при использовании воздуха. В этом случае основное оборудование состоит из насосов, теплообменника, регулирующих клапанов.

В центробежных компрессорах температурные уровни охладителей ниже и поэтому меньше степень рекуперации. Так, в системе водяного охлаждения по открытому циклу температура воды не превышает 30 °С, дальнейшее ее увеличение отрицательно сказывается на работе таких компрессоров.

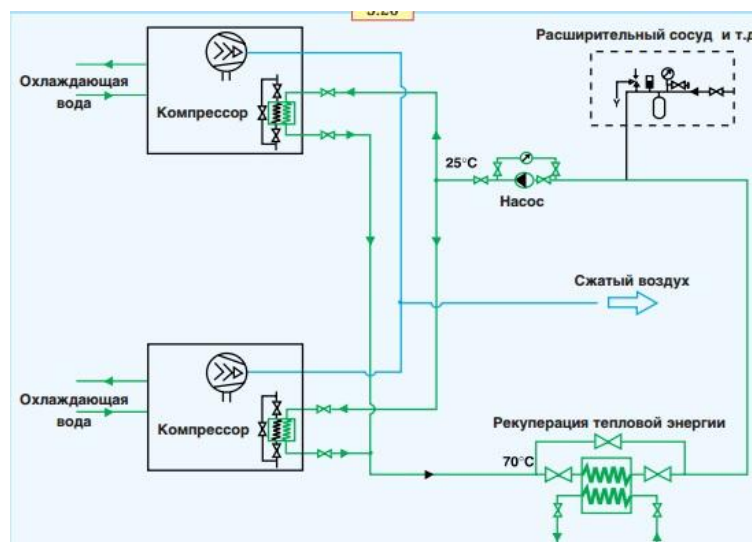


Рисунок 1.7 - Схема рекуперации тепловой энергии винтового маслосмазываемого компрессора с водяным охлаждением

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

- выполнять установку нужно с учетом Розы Ветров данного района. Например, градирню с односторонним входом следует направлять приемным окном в ту сторону, откуда чаще всего дует ветер;

- воздух должен беспрепятственно входить и выходить из градирни.

Также существуют и некоторые другие требования по установке, которые изложены в приложении к СНиП.

Чем интенсивнее выходит воздух из градирни, тем меньше они подвержены рециркуляции. Однако подобные устройства не рекомендуется устанавливать между сооружениями, которые находятся на достаточно близком расстоянии друг от друга.

Необходимо также учитывать, что температура воды на выходе при противоточной схеме на 2°С меньше, чем у градирен с поперечной схемой подачи воздуха и воды. Из этого следует, что градирни с противоточной схемой более эффективны и, к тому же, потребляют меньше энергии по сравнению с поперечными токами.

Существует три основных положения, которые наиболее четко определяют эффективное охлаждение воды:

- высокоэффективный каплеотделитель и ороситель;
- наиболее рациональное распределение воды на оросителе;
- необходимый и достаточный поток воздуха.

Для реализации проекта реконструкции выберем градирню Росинка 30/40 м³/ч. Предпочтение данному агрегату было отдано вследствие его невысокой стоимости и близких к требуемым характеристик. В таблице 9.1 указаны технические характеристика градирни Росинка 30/40.

Таблица 9.1 Технические характеристики градирни Росинка 30/40

Параметры	Росинка 30/40
Диапазон расхода воды, м ³ /ч	30 - 40
Температура воды на входе в градирню, °С	32
Плотность орошения, м ³ /ч	12,0 – 16,0
Капельный унос, %, не более	0,01
Давление воды на входе, м.вод.ст	4 - 7
Объем водоприемника, м ³	0,84

9.2 Выбор вентилятора градирни

Одним из необходимых условий эффективной работы вентиляторных градирен является правильный выбор вентиляторов.

Для градирен обычно используются осевые вентиляторы. При применении вентиляторов, создающих разряжение, обеспечивается более равномерное распределение воздуха по поперечному сечению в основании градирни, чем при использовании нагнетательных вентиляторов, так как при входе воздуха с

большой скоростью и повороте его под прямым углом для движения вверх создается неравномерное поле скоростей.

Вентиляторы, создающие разрежение, выбрасывают воздух вверх со скоростью 6–10 м/с, и вертикальное направление потока влажного воздуха после вентиляторов сохраняется на участке высотой 10–25 м, что практически исключает возможность рециркуляции воздуха. При использовании нагнетательных вентиляторов воздух выходит из градирни со скоростью около 1,0–2,5 м/с, и уже сравнительно слабый ветер может приводить к рециркуляции, т.е. задуванию уходящего теплого влажного воздуха вниз и вторичному всасыванию его вентилятором, что ведет к резкому ухудшению испарительного охлаждения воды.

Нагнетательные вентиляторы применяются для градирен с площадью орошения не более 16 м². В холодную погоду лопасти нагнетательного вентилятора могут обмерзать, так как на них попадают вместе с холодным воздухом частицы воды, выносимые из градирни. В вентиляторах, создающих разрежение, возможность обмерзания во время работы исключается, так как лопасти их постоянно омываются теплым воздухом.

С конструктивной точки зрения установка нагнетательных вентиляторов более проста, и они более устойчивы ввиду того, что их можно располагать на фундаментах, непосредственно на земле или на крыше здания. Облегчается доступ для их ремонта и обслуживания, проще соединения с электродвигателем, чем у всасывающих вентиляторов. С несущего каркаса градирни снимается нагрузка от вентилятора, редуктора и двигателя, что облегчает каркас и исключает возможность его вибрации во время работы вентилятора.

Лопасты вентиляторов могут изготавливаться из алюминиевых сплавов, пластмасс, нержавеющей стали или обыкновенной стали со специальным антикоррозионным покрытием.

Параметры наружного воздуха оказывают существенное влияние на степень охлаждения воды в градирне. Так как эти параметры в течение года значительно отличаются от расчетных, желательно количество подаваемого вентилятором воздуха регулировать соответственно этим изменениям. Такая регулировка подачи вентиляторов может осуществляться поворотом лопастей, а также изменением частоты вращения вала вентилятора.

Для осуществления выбран рекомендуемый производителем вентилятор ВО 16-308-НРЖ-3/25-8. Технические характеристики вентилятора представлены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 Технические характеристики вентилятора ВО 16-308-НРЖ-3/25-8

Номер вентилятора	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Производительность, м ³ /ч	Полное давление, Па
ВО 16-308-НРЖ-3/25-8	3	3000	5000-22000	450-140

9.3 Работа градирни и ее составных частей

Основные составные части К-500-61-5 – компрессор, редуктор и двигатель установлены в машинном зале компрессорной на высотной отметке 3,8м фундамента. На «нулевой» отметке фундамента расположен концевой воздухоохладитель. Предполагается установка водного бака с погружным насосом в здании. Градирня с двумя вентиляторами будет установлена на улице. Соединение с баком будет осуществляться с помощью трубопроводов.

В помещении щита управления расположены шкафы системы автоматического управления (САУ), шкаф системы возбуждения и пульт управления системой безударного плавного пуска высоковольтного синхронного двигателя.[7]

9.3.1 Принцип работы градирни

Градирни - это специальные устройства для охлаждения большого количества воды посредством направленного потока воздуха. Это одно из наиболее эффективных устройств для охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения промышленных предприятий. Высокая башня создает ту самую тягу воздуха, которая необходима для эффективного охлаждения циркулирующей воды. Вытяжные башни служат для создания естественной тяги благодаря разности удельных весов воздуха, поступающего в градирню, и нагретого воздуха, выходящего из градирни.

Принцип работы градирни достаточно прост. Процесс охлаждения в градирнях происходит за счет частичного испарения воды и теплообмена с воздухом. Вода в градирне стекает по оросителю сбегает каплями или тонкой плёнкой. В это время вдоль оросителя проходят потоки воздуха. существует такая закономерность: в градирнях при испарении 1 % воды температура оставшейся понижается на 6 С. Потеря жидкости восполняется за счет внешнего источника. Причем свежая вода при необходимости подвергается обработке (фильтрации).

По типу системы орошения, градирни можно разделить на:

- плёночные;
- капельные;
- брызгальные;
- сухие.

По принципу подачи атмосферного воздуха, градирни делят на:

- вентиляторные, когда подача воздуха осуществляется вентиляторами.

Преимущества: качественное, быстрое охлаждение воды.

Недостатки: большие энергозатраты.

- башенные, когда тяга воздуха создаётся при помощи специальной конструкции башни и ее высоты.

Преимущества: невысокие энергозатраты.

									Лист
									71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР				

Недостатки: медленное охлаждение воды.

- открытые или атмосферные градирни, которые используют силу ветра и естественное движение воздушных масс при движении через башню

Преимущества: практически отсутствие энергозатрат.

Недостатки: медленное охлаждение воды, большие размеры.

- эжекционные, в которых применяется метод распыления воды в специальных каналах с естественным захватом воздуха

Преимущества: быстрое охлаждение воды за счет создания вакуума.

Недостатки: высокие энергозатраты.

По направлению движения воды и воздуха:

- противоточные.

Преимущества: в таких градирнях создается наибольший перепад температур и соответственно теплопередача за счет большого аэродинамического сопротивления.

Недостатки: большой капельный унос, особенно ощутим при недостатке возмещения оборотной воды и в густозаселенных местах;

- перекрестные.

Преимущества: меньше капельного уноса.

Недостатки: невысокое аэродинамическое сопротивление;

- смешанные.

Используется как противоток так и перекрестный ток.

9.3.2 Устройство основных частей градирни

9.3.2.1 Вентилятор градирни

Вентилятор градирни - это основной ее элемент, создающий поток воздуха в оросительном слое. Чем больше поток создается, тем эффективнее охлаждается вода. Без правильного вентиляторного узла эффективность градирни уменьшается на 70% , а зимой возможно обледенение.

По типу различают нагнетательные и высасывающие вентиляторы.

Первые устанавливаются внизу градирни, на уровне окон, они нагоняют воздух. Высасывающие расположены на верхнем перекрытии градирни и создают поток воздуха навстречу падающей воде.

Эффективность высасывающего вентилятора на 30% выше, поэтому все большие градирни оснащаются именно этим типом установки. Нагнетательные же применяются для малогабаритных градирен типа град, росинка или балтимор.

Вентилятор градирни перекачивает колоссальные массы воздуха, он должен быть надежным и эффективным: потребление электроэнергии не должно быть большим.

Есть два вида исполнения: прямой привод или редукторный.

В состав прямого привода входят 3 компонента: диффузор, рабочее колесо и двигатель (рисунок 1.8).

А в составе редукторного привода 5 элементов: диффузор, рабочее колесо, двигатель, редуктор и вал (рисунок 1.9).

При этом в обоих случаях диффузор градирни может быть дополнен конфузорной частью. Конфузор позволяет собрать воздух с большей площади и направить его в вентиляционную установку без перепадов давления. Применение конфузора дает дополнительные 1-2 градуса.

У вентилятора с прямым приводом рабочее колесо посажено непосредственно на вал электродвигателя. У редукторного решения вращение от двигателя передается на колесо через вал и редуктор.

**ВЕНТИЛЯТОРЫ ДЛЯ ГРАДИРЕН
(с тихоходными электродвигателями)**

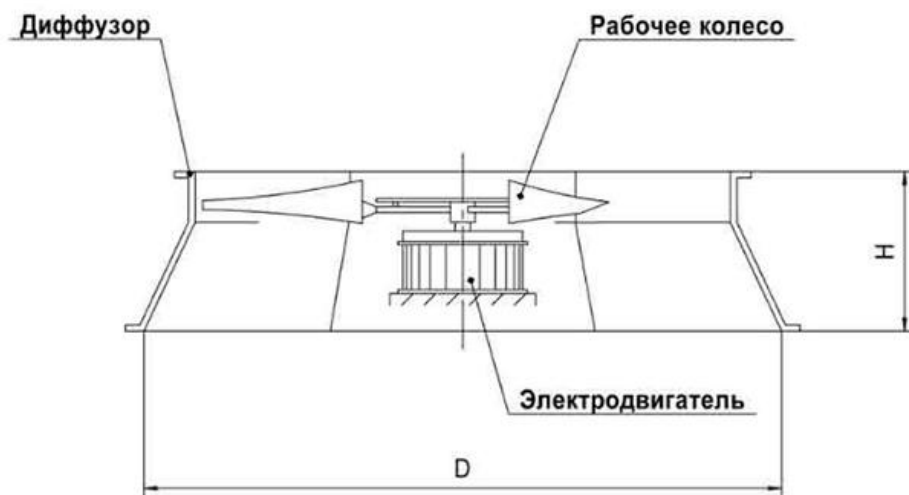


Рисунок 1.8 – Вентилятор для градирен с тихоходным электродвигателем

Особой разницы в функциональности и эффективности нет, но 3 элемента обслуживать проще чем 5.

Количество поломок и затрат меньше, следовательно вложения эффективнее.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР

Лист

73

ВЕНТИЛЯТОРЫ ДЛЯ ГРАДИРЕН (с редукторным приводом)

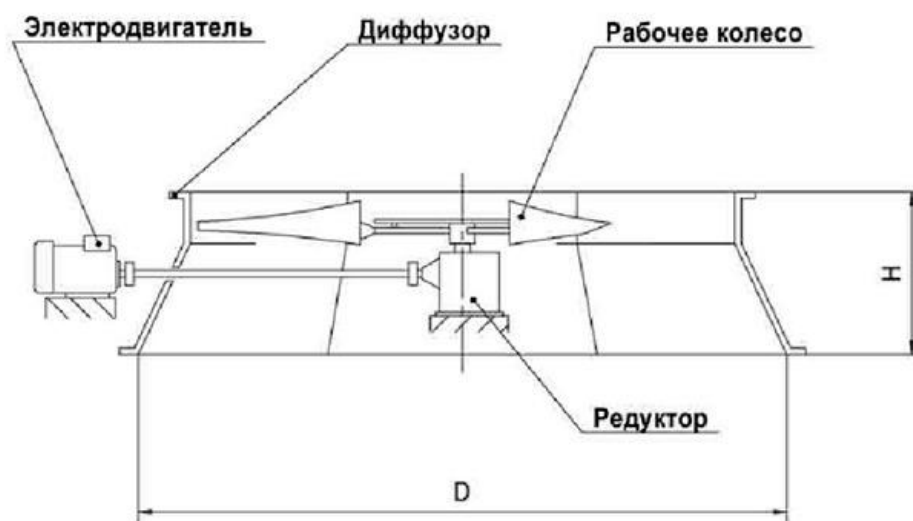


Рисунок 1.9 – Вентилятор для градирен с редукторным приводом

9.3.2.2 Ороситель градирни

Ороситель - сердце градирни. Его назначение - обеспечить большую площадь соприкосновения воды и воздуха, а так же правильную конфигурацию соприкасающихся потоков. При этом создаваемое оросителем градирни аэродинамическое сопротивление должно быть мало. В противном случае потребуется более мощный электродвигатель. Именно поэтому очень важно подойти с особым вниманием к выбору оросителя для градирни.

Часто встречается капельно-пленочный ороситель БНС 5.5.5 блочного исполнения, предназначенный для равномерного распределения воды по площади градирни и создания большой поверхности тепло-массообмена. БНС 5.5.5 работает в двух режимах, помимо пленочного режима работы происходит дополнительное доохлаждение воды в капельном режиме. При этом падающая из форсунок водораспределительной системы вода будет дробиться на капли и охлаждаться как над поверхностью оросителя, так и внутри оросительного слоя, распадаясь на более мелкие капли.

Ороситель БНС 5.5.5 сочетает в себе высокую охлаждающую способность, присущую пленочным оросителям и низкий коэффициент аэродинамического сопротивления, характерный для капельных оросителей. Изготавливаются блоки оросителя из полипропилена методом литья по ТУ 2291-030-47539491-2007. Капельно пленочный ороситель БНС 5.5.5 позволяет выдерживать вес человека с инструментом или грузом, что значительно упрощает проведение монтажных работ.

9.3.2.3 Каплеуловитель

										Лист
										74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР

Водоуловитель предназначен для снижения капельного уноса воды из градирни, в следствии чего позволяет экономить средства на подпитке.

Для работающей градирни основным процессом является испарение оборотной воды, в ходе которого и происходит её охлаждение. Капельки испарившейся воды диаметром 100-500 мкм подхватываются потоком воздуха от вентилятора и уносятся в атмосферу за пределы градирни. Это количество жидкости, покинувшее градирню, называется капельным уносом.

Значение капельного уноса регламентируется СНИПом и зависит от качества воды, количества примесей и типа градирни. Современные водоуловители, или как их ещё называют – каплеуловители, сокращают унос до 0,1-0,5%. Ряд производителей заявляет значение эффективности каплеуловителей до 0,001-0,003% . Однако, такие малые значения обусловлены методиками измерения уноса и тестовых испытаний (смотри «Градирни промышленных и энергетических предприятий» Пономаренко В.С. стр.17) и не являются достоверными для расчета количества подпитки вентиляторных градирен.

Таким образом, уменьшение капельного уноса и хорошая работа водоуловителя экономят деньги предприятия.

Эффективность каплеуловителя зависит от его конструкции, способа укладки, размеров, скорости воздуха в градирне и аэродинамического сопротивления водоуловителя. Так, в вентиляторных градирнях средняя скорость воздуха 2-3 м/с, в башенных градирнях 0,7-1,3 м/с, а в малогабаритных миниградирнях уже 4 м/с. Сложно подобрать конструкцию каплеотбойника эффективную во всем столь широком диапазоне скоростей.

В настоящее время на рынке распространены 2 основных вида водоуловителей: «Полуволна» и «Барьерный».

9.3.2.4 Бассейн

В конструкцию любой градирни входит такой элемент как водосборная чаша (бассейн). Он предназначен для накопления проходящей через градирню воды и создания запаса на случай аварии. Бассейны вентиляторных градирен могут изготавливаться из различных материалов.

Самым распространенным является железобетонный бассейн. Такая чаша может быть выполнена как заглубленной относительно поверхности земли, так и надстроенной.

Недостатком данного решения является необходимость проведения значительного объема земляных и бетонных работ. Однако, минус окупается долговечностью и отсутствием необходимости частого проведения обслуживания и ремонтов.

Менее распространены бассейны вентиляторных градирен из металла. Эти чаши для градирен большого размера свариваются на месте строительства, а для градирен меньшего размера, производятся в цеху крупными блоками. Стоимость

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

металлического бассейна градирни ниже, чем железобетонного, но и срок службы гораздо меньше. Кроме того, металлические поддоны в зимнее время требуют постоянного наличия теплой воды для предотвращения замерзания.

Для устранения всех этих проблем, по требованию компании «Роснефть», инженера разработали бассейны из стеклопластика. Это уникальное решение чаши успешно применено на ряде градирен, в том числе и в жестких условиях Сибири.

Применение стеклопластиковых композитных бассейнов возможно и на больших по размеру вентиляторных градирнях и на малых.

Для этого вся поверхность орошения разбивается на отдельные транспортабельные чаши шириной не более 2,5 метров. Такие чаши перевозятся стандартными фурами и герметизируются на объекте при монтаже.

Преимущества стеклопластиковых бассейнов:

- Высокая технологичность и прочность конструкции;
- Долговечность стеклопластика, срок службы до 25 лет;
- Не подверженность промерзанию и обледенению зимой;
- Монтируются без проведения сложных работ;
- Возможность изготовления индивидуальной конфигурации любого раз мера.

10 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Экономико-управленческая часть выпускной квалификационной работы включает в себя итоговую оценку рассматриваемой модернизации на основе ряда показателей экономической эффективности.

10.1 Определение экономической эффективности проекта повышения надежности системы воздухообеспечения путем реконструкции компрессорной установки К-500-61-5

Для определения экономической эффективности предлагаемой модернизации определим капитальные затраты на проведение модернизации, текущие затраты до и после модернизации, и по отношению капитальных затрат к изменению текущих посчитаем срок окупаемости предлагаемого решения.

При принятии решения о модернизации одна из основных задач – срок окупаемости проекта, который не должен превышать пяти лет.

10.1.1 Смета капитальных затрат

Капитальные затраты на модернизацию котельной, включают в себя (10.1):

$$K = K_{\text{проект}} + K_{\text{пок}} + K_{\text{осн}} + K_{\text{трансп}} + K_{\text{дем}}, \quad (10.1)$$

где $K_{\text{проект}}$ – затраты на проектно-изыскательные работы;

$K_{нок}$ – затраты на покупку нового оборудования;
 $K_{монт}$ – затраты на монтаж нового оборудования
 $K_{транс}$ – затраты на транспортировку;
 $K_{дем}$ – затраты на демонтаж старого водопровода.

Выполнением проектно-изыскательских работ занимается проектно-конструкторское бюро. По его данным затраты на проект реконструкции охладительной системы компрессора К-500-61-5 составили 150 тыс. руб.

Стоимость оборудования берется по прейскуранту заводов-изготовителей, стоимость монтажных работ по данным сметного отдела принята 30 % от стоимости оборудования. Расчеты сведены в таблицу 10.1.

Таблица 10.1 – Стоимость оборудования на внедрение цикла оборотной воды

Наименование оборудования	Количество	Стоимость единицы оборудования, тыс.руб.	Общая стоимость оборудования, тыс.руб.
1	2	3	4
1. Градирня «Росинка 30/40»	1	335,04	335,04
2. Электродвигатель АИР100S4	1	8,80	8,80

Окончание таблицы 10.1

1	2	3	4
3. Осевой вентилятор ВО-16-308- НРЖ-3/25-8	1	24,92	24,92
4. Насос АЦМС 90-1	2	568,90	1137,79
5. Резервуар для воды на 30000л	1	509,21	509,21
6. Трубопровод ПЭ-100 SDR 7,4	250	0,02	4,34
7. Питьевая вода	30	0,01	0,36
8. Питьевая вода на подпитку	30	0,01	0,36
ИТОГО:	291	1446,94	2020,81

Монтажные затраты составят (10.2):

$$K_{монт} = 0,30 \cdot K_{нок} \quad (10.2)$$

$$K_{монт} = 0,30 \cdot 2020,812 = 606,244 \text{ тыс.руб.}$$

Расходы на транспортировку и складирование оборудования принимаем 5% от стоимости оборудования [33].

Транспортные затраты составят (10.3):

$$K_{\text{транс}} = 0,05 \cdot K_{\text{осн}} \quad (10.3)$$

$$K_{\text{транс}} = 0,05 \cdot 2020,812 = 101,041 \text{ тыс. руб.}$$

Затраты на демонтаж старого водопровода рассчитываются следующим образом: необходимо демонтировать 250м водопровода. По данным сметного отдела затраты на демонтаж одного метра трубопровода составляет 0,5 тыс. руб. Суммарные затраты на демонтаж 250м водопровода составят 125 тыс. руб.

Результаты расчета капитальных затрат на модернизацию водопровода сведем в таблицу 10.2.

Таблица 10.2 – Смета капитальных затрат на модернизацию котельной

Наименование затрат	Стоимость, тыс. руб.
Затраты на проектно-изыскательские работы	150,00
Стоимость нового оборудования	2020,81
Стоимость строительно-монтажных работ	606,24
Транспортные затраты	101,04
Затраты на демонтаж старой аппаратуры	125,00
ИТОГО:	3003,10

Капитальные затраты на проведение реконструкции К-500-61-5 составят $K=3003,10$

10.1.2 Расчет текущих затрат на теплоснабжение

После проведения модернизации компрессора К-500-61-5 начинается его эксплуатация, которая требует ежегодных затрат материальных, энергетических и трудовых ресурсов. Рассмотрим два варианта расчета текущих затрат до и после проведения реконструкции компрессорной установки К-500-61-5.

Основная составляющая энергетических затрат после модернизации приходится на электроэнергию, потребляемую насосом и электродвигателем, расчеты которой определяются по формуле (10.4):

$$C_{\text{э}}^k = (n_{\text{раб}}^h \cdot N^h \cdot \tau^h \cdot b^h) + (n_{\text{раб}}^d \cdot N^d \cdot \tau^d \cdot b^d), \quad (10.4)$$

- где $n_{\text{раб}}^h$ – количество насосов;
 N^h – мощность насоса, кВт;
 τ^h – годовой фонд работы насоса, ч;
 b^h – тариф за 1 кВт·ч электроэнергии;
 $n_{\text{раб}}^d$ – количество двигателей;
 N^d – мощность двигателя, кВт;
 τ^d – годовой фонд работы двигателя, ч;

b^0 – тариф за 1 кВт·ч электроэнергии.

$$C_9^k = (1 \cdot 7,5 \cdot 8760 \cdot 1,146) + (1 \cdot 3,0 \cdot 7320 \cdot 1,146) = 100,46 \text{ тыс.руб/год.}$$

Затраты на воду оборотной системы водоснабжения для конечного холодильника составляют 0,72 тыс.руб/год.

Смета текущих затрат на теплоэнергетическое обслуживание реконструированного компрессора К-500-61-5 представлена в таблице (10.3).

Таблица 10.3 – Смета текущих затрат на теплоэнергетическое обслуживание реконструированного компрессора К-500-61-5

Показатели и статьи затрат	Расчетная формула	Сумма, тыс.руб/год
1	2	3
1. Затраты на электроэнергию	C_9^k	100,46
2. Основная и дополнительная зарплата эксплуатационных рабочих (по данным финансово-экономического отдела).	-	1430,52
3. Затраты на водоснабжение	C_w	0,72
4. Отчисления на социальные нужды (26% от п.4)	-	$0,26 \cdot 1430,52 = 371,94$

Окончание таблицы 10.3

1	2	3
5. Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт (1% от стоимости оборудования), амортизацию оборудования (норма 10%), основную и дополнительную зарплату ремонтного персонала, а также отчисления на соц. нужды (26% от зарплаты ремонтников).	-	$0,01 \cdot 2020,812 + 0,1 \cdot 2020,812 + 242,66 + 0,26 \cdot 242,66 = 528,04$
6. Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений (0,25% от стоимости оборудования, а также отчисления на соц. нужды (26% от зарплаты)).	-	$300,0 + 0,0025 \cdot 2020,812 + 0,26 \cdot 300,0 = 383,05$
7. Прочие производственные расходы (10% от суммы зарплаты всех категорий персонала)	I_{np}	$0,1(1430,524 + 242,66 + 300,0) = 197,32$
ИТОГО:		3012,05

Для определения некоторых статей текущих расходов до проведения модернизации необходимо знать стоимость существующего оборудования, имеющегося на компрессорной станции. Стоимость оборудования определяется по прейскуранту цен завода-изготовителя и данным сметного отдела и

представлена в таблице 9.10.

Таблица 10.4 – Стоимость существующего оборудования на компрессорной станции

Наименование оборудования	Количество	Стоимость единицы оборудования, тыс.руб.	Общая стоимость оборудования, тыс.руб.
1. Насос АЦМС 64-1	2	520,66	1041,32
2. Трубопровод ПЭ-100 SDR 7,4	500	0,02	8,50
3. Техническая вода	40	0,001	0,05
ИТОГО:	542	520,68	1049,88

Основная составляющая энергетических затрат перед модернизацией приходится на электроэнергию, потребляемую насосом, расчеты которой определяются по формуле (10.5):

$$C_{\text{э}}^{\text{к}} = (n_{\text{раб}} N \tau b), \quad (10.5)$$

где $n_{\text{раб}}$ – количество насосов;
 N – мощность насоса, кВт;
 τ – годовой фонд работы насоса, ч;
 b – тариф за 1 кВт·ч электроэнергии;

$$C_{\text{э}}^{\text{к}} = (1 \cdot 5,5 \cdot 8760 \cdot 1,146) = 55,21 \text{ тыс.руб/год.}$$

Затраты на воду оборотной системы водоснабжения для конечного холодильника определяются по формуле (10.6):

$$C_w = b P_w V \tau, \quad (10.6)$$

где $b=1,03 - 1,1$ – коэффициент, учитывающий добавку воду в систему оборотного водоснабжения вследствие ее потерь на ветро- и брызгоунос, испарение, потерь в грунт, продувку для снижения жесткости;

V – расход в системе оборотного водоснабжения конечного холодильника, м³/ч;

τ – время работы системы охлаждения, ч;

P_w – стоимость 1 м³ технической воды.

$$C_w = 1,03 \cdot 40 \cdot 8760 \cdot 0,0013 = 465,58 \text{ тыс.руб/год.}$$

Смета текущих затрат на теплоэнергетическое обслуживание до реконструкции компрессора К-500-61-5 представлена в таблице (10.5).

Таблица 10.5 – Смета текущих затрат на теплоэнергетическое обслуживание до реконструкции компрессора К-500-61-5

Показатели и статьи затрат	Расчетная формула	Сумма, тыс.руб/год
1	2	3
1. Затраты на электроэнергию	$C_{э}^{К}$	55,21
2. Затраты на водоснабжение	C_w	465,58
3. Основная и дополнительная зарплата эксплуатационных рабочих (по данным финансово-экономического отдела)	-	1430,52
4. Отчисления на социальные нужды (26% от п.4)	-	$0,26 \cdot 1430,52 = 371,94$
5. Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт (20% от стоимости оборудования), амортизацию оборудования (норма 10%), основную и дополнительную зарплату ремонтного персонала, а также отчисления на соц. нужды (26% от зарплаты ремонтников).	-	$0,1 \cdot 1049,876 + 0,2 \cdot 1049,876 + 242,66 + 0,26 \cdot 242,66 = 620,71$

Окончание таблицы 10.5

1	2	3
6. Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений (0,25% от стоимости оборудования, а также отчисления на соц. нужды (26% от зарплаты).	-	$500,0 + 0,0025 \cdot 2021,022 + 0,26 \cdot 500,0 = 632,63$
7. Прочие производственные расходы (10% от суммы зарплаты всех категорий персонала)	$I_{пр}$	$0,1(1430,524 + 242,66 + 500,0) = 217,32$
ИТОГО:		3793,91

Экономия текущих затрат составит (10.7):

$$\Delta C = C_2 - C_1 \quad (10.7)$$

$$\Delta C = 3793,91 - 3012,05 = 781,86 \text{ тыс.руб./год}$$

10.1.3 Расчет срока окупаемости модернизации

Экономическая эффективность принятых технических решений может быть определена таким показателем, как срок окупаемости. Для определения срока окупаемости – времени, в течение которого возмещаются дополнительные капитальные вложения за счет экономии на издержках производства, используют формулу 10.8:

$$T = \frac{K}{\Delta U}, \quad (10.8)$$

где $K = 3003,10$ тыс. руб. – капитальные затраты;

$\Delta U = 781,86$ тыс. руб./год – экономия текущих затрат.

$$T = \frac{3003,10}{781,86} = 3,84 \text{ года} \approx 3 \text{ года } 10 \text{ месяцев}$$

Вывод: в данном подразделе была рассчитана экономическая эффективность проекта реконструкции компрессорной установки К-500-61-5. Были определены стоимости капитальных затрат на проведение реконструкции, а также стоимости текущих затрат до и после проведения. Полученный срок окупаемости составил 3 года 10 месяцев, что не превышает 5 лет и является очень благоприятным. Основная экономия текущих затрат достигается за счет снижения затрат на воду. Также после реконструкции компрессорной установки увеличатся межремонтные периоды, что уменьшит затраты на заработную плату работникам.

10.2 SWOT – анализ для реализации проекта модернизации компрессорной установки

SWOT-анализ - это определение сильных и слабых сторон предприятия, а также возможностей и угроз, исходящих из его ближайшего окружения (внешней среды).

- Сильные стороны (Strengths) — преимущества предприятия;
- Слабые стороны (Weaknesses) — недостатки предприятия;
- Возможности (Opportunities) — факторы внешней среды, использование которых создаст преимущества предприятия на рынке;
- Угрозы (Threats) — факторы, которые могут потенциально ухудшить положение предприятия на рынке.

Сравнительный анализ проекта осуществляется методом SWOT, т.е. составляются 2 матрицы, в которых приводятся сильные (S), слабые (W) стороны, возможности (O), угрозы (T) каждой культуры на предприятии (оценка внешних и внутренних факторов).

Произведем SWOT-анализ для двух вариантов: компрессор после модернизации, и компрессор без проведения модернизации. SWOT-анализ для первого варианта представлен в таблице 10.6.

Таблица 10.6 – SWOT- анализ компрессора после модернизации

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

<p>S:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Быстрый срок окупаемости; – Надежность нового оборудования; – Увеличение межремонтного периода; – Повышение уровня автоматизации производства; – Снижение себестоимости используемой воды для охлаждения. 	<p>W:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Затраты на разработку и реализацию проекта (переобучение ремонтного и эксплуатационного персонала, покупка, монтаж и наладка оборудования); – Увеличение занимаемых площадей под оборудование.
<p>O:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Использование новых технологий; – Существование устойчивого спроса на металлургическую продукцию. 	<p>T:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Нестабильность экономической обстановки на рынке энергоресурсов и строительства; – Возможные задержки с поставкой оборудования и материалов; – Рост цен на топливо; – Слабая платежеспособность потребителя.

SWOT-анализ для второго варианта – компрессор без проведения модернизации, представлен в таблице 10.7.

Таблица 10.7 – SWOT-анализ компрессора без проведения модернизации

<p>S:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Опыт работы с существующим оборудованием; – Отсутствие затрат на разработку проекта; – Отсутствие затрат на покупку нового оборудования. 	<p>W:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Затраты на текущий ремонт оборудования и трубопроводной арматуры; – Менее надежная автоматизация оборудования, вследствие чего требуется больше эксплуатационного персонала – Возможность отказа старого оборудования.
<p>O:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Устойчивый спрос на металлургическую продукцию. 	<p>T:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Нестабильность экономической обстановки на рынке энергоресурсов и строительства; – Увеличение потребителей тепла; – Падение спроса на металлопродукцию ПАО «ЧМК» в связи большой себестоимостью

	продукции.
--	------------

Проведя SWOT-анализ, можно сделать вывод о том, что модернизация компрессора К-500-61-5 является наиболее выгодным вариантом и позволит более эффективно использовать имеющиеся ресурсы.

10.3 Планирование целей предприятия и проекта

Управленческая часть данного раздела выполняется для варианта модернизации компрессора, то есть проектного решения, выбранного по критериям экономической эффективности.

Пирамида целеполагания ККП ПАО «ЧМК» представлена в приложении А.

10.3.1 Планирование целей проекта в дереве целей

Дерево целей представляет структурную модель, показывающую подчиненность и связь целей подразделений в иерархии управления. Для его построения задача высшего уровня или миссия предприятия делится на проектные цели исполнителей. Цели должны быть сформулированы по принципу SMART. На рисунке 10.2 построено дерево целей проекта реконструкции компрессора К-500-61-5 на компрессорной станции №5 ПАО «ЧМК».

Построение дерева целей начинается с формирования главной цели. Каждую цель более высокого уровня можно представить как самостоятельную систему, включающую в себя цели более низкого уровня (подцели) как ее элементы. При этом необходимо установить полный состав подцелей. Цель второго уровня может быть расчленена на цели третьего и последующих уровней.

Признаком завершения построения дерева целей является формулировка таких целей, которые дальше не расчленяются и дают конечные результаты, определенные главной целью [33].



Рисунок 10.2 – Дерево целей проекта реконструкции компрессора К-500-61-5
 10.4 Оценка движущих и сдерживающих сил и ресурсов проекта реконструкции компрессора К-500-61-5

На схеме поля сил изменений системы представлено соотношений влияний движущих сил реализации целей и сдерживающих сил, этому препятствующих. Данное поле характеризует организационную надежность состояния

предприятия, устойчивость и направленность его развития. Соотношение влияния движущих сил и сдерживающих сил можно показать на рисунке 10.3.

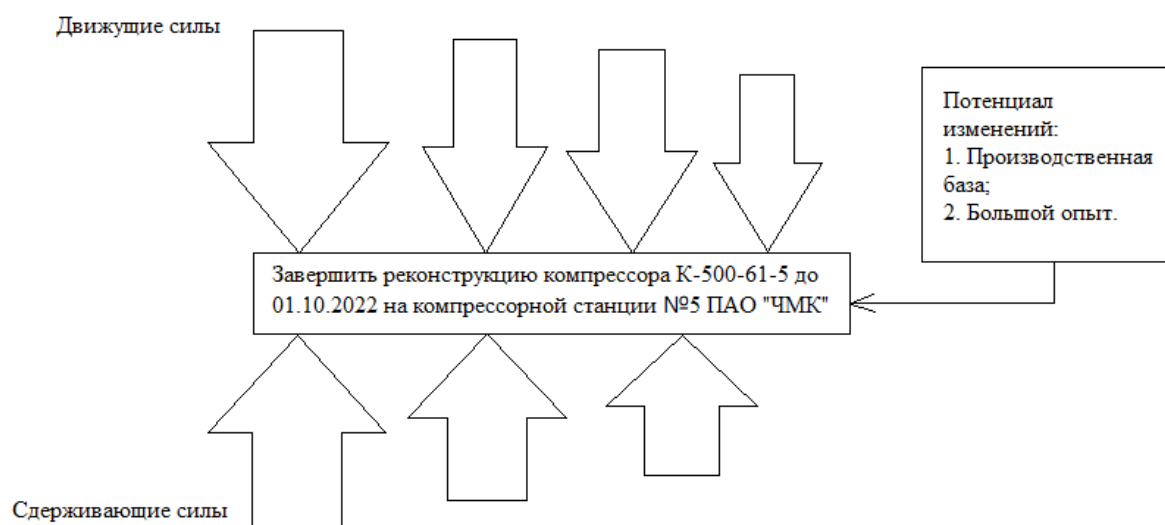


Рисунок 10.3 – Поле сил К. Левина

Приступая, к реализации проекта, оценим влияние различных факторов на достижение цели проекта модернизации. Курт Левин предложил существование двух групп факторов противоположного типа, сохраняющих стабильность предприятия. Интегрированная схема и модель анализа устойчивости системы управления может быть построена на основе, объединения способа оценки степени влияния внешних и внутренних факторов, толщина стрелок означает степень значимости сил на данное промышленное предприятие [33].

Движущие силы:

1. Перспективный план развития предприятия (сведение к наименьшим затратам);
2. Разработка и внедрение энергосберегающих программ на предприятии;
3. Применение усовершенствованного оборудования;
4. Внедрение современных систем автоматического контроля.

Сдерживающие силы:

1. Большие финансовые затраты на реконструкцию;
2. Большой объем по проектированию и модернизации;
3. Необходимость в переобучение ремонтно – эксплуатационного персонала.

Одной из главных движущих сил для проведения модернизации компрессора К-500-61-5 является наличие финансовых ресурсов, без которых эта модернизация не возможна.

Как показали расчеты текущих затрат до и после проведения модернизации, представленных в таблицах 10.3 и 10.5 соответственно, закуп воды на охлаждение компрессора значительно снизится, что быстро окупит проект. Это является немаловажной движущей силой.

Кроме того, следует обратить внимание на высокий уровень автоматизации

вновь устанавливаемого оборудования, который уменьшит вероятность аварийных ситуаций и приведет к сокращению эксплуатационного персонала, обслуживающего компрессорную станцию.

Сдерживающими силами для достижения цели проекта модернизации является высокая стоимость требуемых капиталовложений, и большой объем проектирования и строительству, который займет много времени и сил.

По данному полю сил можно сделать вывод о том, что движущие силы в совокупности с потенциалом изменений преобладают над сдерживающими. Это значит, что проект может быть реализован, а после проведения модернизации котельная будет обеспечивать тепловой энергией потребителей эффективнее, чем в настоящее время.

10.5 Планирование мероприятий по реализации проекта (График Ганта)

Небольшой комплекс работ может быть показан в виде ленточного графика по этапам проектных работ. График отражает примерное распределение процессов во времени и их логическую последовательность, должен быть скорректирован и дополнен при детальной проработке проекта изменений. По этапам назначаются исполнители и ориентировочная продолжительность работ.

График Ганта позволяет:

- визуально оценить последовательность задач, их относительную длительность и протяженность проекта в целом;
- сравнить планируемый и реальный ход выполнения задач;
- детально проанализировать реальный ход выполнения задач. На графике отображаются интервалы времени, в течение которых задача: выполнялась, была приостановлена, возвращалась на доработку и т.д.

График Ганта по реконструкции компрессора К-500-61-5 представлен в приложении Б.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы была предложена реконструкция компрессорной установки К-500-61-5 ПАО «Мечел». Существовавшее на компрессорной станции охлаждение сжатого воздуха технической водой приводило к засору аппаратуры и частому ремонту. В выпускной

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

квалификационной работе предлагается заменить техническую воду на питьевую, чтоб избежать постоянной остановки оборудования, его чистки и регулярных затрат на ремонт.

Было проведено сравнение отечественных и зарубежных передовых технологий и решений в области импортозамещения градирен. Подводя итог можно отметить следующее: на российском рынке практически не существует зарубежных аналогов, которые могли бы заменить аппаратуру, вышедшую из строя; импорт градирен не является рентабельным, так как при поломке оборудования замена сломанной детали будет стоить так же, как и новая градирня. Поэтому, исходя из данных умозаключений, при выборе оборудования для повышения надежности воздухообеспечения на ПАО «Мечел» остановимся на российском производителе, что сэкономит бюджет на капитальные затраты и ремонт в будущем.

В специальной части работы были произведены следующие расчеты: расчет газодинамических характеристик К-500-61-5 и расчет конечного воздухоохладителя ВОК 79,2. По данным расчета и графикам рассмотрены пути решения надежности системы воздухообеспечения на компрессорной установке К-500-61-5.

В разделе энергосбережения был описан комплекс мероприятий, направленных как на предотвращение или ограничение потерь энергии, так и на обеспечение ее рационального использования.

В экологическом разделе компрессорная станция рассмотрена на экологически чистый объект. По предложенному проекту можно сделать вывод, что система оборотного водоснабжения не несет тепловых загрязнений водоемов, так как работает в цикле и никаких сбросов нет.

В разделе автоматизации были описаны основные принципы построения схемы автоматики, а также рассмотрена автоматизация компрессорной установки К-500-61-5.

В разделе БЖД были рассмотрены классы загрязненности сжатого воздуха и безопасная для окружающей среды система охлаждения компрессорной установки.

В экономико-управленческой части была определена экономическая эффективность предлагаемой модернизации компрессорной установки путем определения капитальных затрат и текущих затрат и срока окупаемости, который составил приблизительно 3 года 10 месяцев, оценены движущие и сдерживающие силы, составлен график Ганта для проведения модернизации.

Таким образом, цель работы достигнута, задачи – решены.

Результаты работы рекомендованы к использованию для разработки и внедрения проекта реконструкции компрессорной установки К-500-61-5 путем перехода с охлаждающей технической воды на охлаждающую питьевую.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Федеральный закон РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации. Введён в действие 27.11.2009 // Российская газета № 5050 27 ноября 2009 г. – 2009.

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>90</i>

2 ГОСТ 10704-91 ГОСТ 10704-91. Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 99 с.

3 ГОСТ 12.0.003-80. Опасные и вредные производственные факторы. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1980.

4 ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартиформ, 2006.

5 ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Изд-во стандартов, 1988.

6 ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ И – 01.12.81; 02.06.90. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. – М.: Стандартиформ, 2007.

7 ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ И – 1.01.86. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защит. – М.:ИПК Изд-во стандартов, 2001.

8 ГОСТ 12.2.049-80. ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования. – Введ. 1982-01-01. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002.

9 ГОСТ 21.404-85. СПДС. Автоматизация технологических процессов. Обозначения условные приборов и средств автоматизации в схемах. – Введ. 1986-01-01. – М.: Стандартиформ, 2007.

10 ОСТ 36.13-90. Щиты и пульты автоматизации технологических процессов. Общие технические условия. – Введ. 1991-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1991.

11 Бойко,Е.А. Расчёт и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС/Е.А.Бойко - Красноярск: ИПЦ КГТУ,2011-92с.

12 Гавра Г. Г., Михайлов П. М., Рис В. В. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок. Учебное пособие.— Л., ЛПИ, 2013, 72 с.

13 Михайлов А. К., Ворошилов В. П. Компрессорные машины: Учебник для вузов.— М.: Энергоатомиздат, 2009 -288 с ил.

14 Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины/В.Ф.Рис -. М.: Изд. «Машиностроение»,2010 - 336 с. с илл.

15 СНиП 23-01-99*. Строительная климатология. – Введ. 2000-01-01. – М.: ГУП ЦПП, 2005.

16 СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Введ. 2013-01-01. – М.: Минрегион России, 2012. – 35 с.

17 Ветошкин А.Г.. Разживина Г.П. Безопасность жизнедеятельности:Оценка производственной безопасности. - Пенза: Изд-во Пенз. госуд. архит.-строит. академии, 2012. – 172 с.: с илл.

18 Зотов, Б. И. Безопасность жизнедеятельности на производстве: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальностям 311300, 311500, 311900/ В.И. Курдюмов.- 2-издание, переработанное и дополненное. - М.: Колос, КолосС, 2013.- 432 с. : ил..

19 Андрижиевский, А. А.Энергосбережение и энергетический менеджмент:учеб. пособие / А.А. Андрижиевский, В.И. Володин. -2-е изд., испр. - Ми.: Выш. шк., 2011. - 294 с.

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

20 Рей Д. Экономия энергии в промышленности: Справочное пособие для инженерно-технических работников. Пер. с англ./ Д.Рей — М.: Энергоатомиздат, 2013. 208 е., ил.— (Экономия топлива и электроэнергии).

21 Фокин В.М. Основы энергосбережения и энергоаудита/ В.М. Фокин. М.: «Издательство Машиностроение-1», 2009 - 256 с.

22 Елизаров И.А., Мартемьянов Ю.Ф., Схиртладзе А.Г., Фролов С.В. Технические средства автоматизации. Программно-технические комплексы и контроллеры: Учебное пособие. М: «Издательство Машиностроение-1», 2010 - 180 с.

23 Беляев Г. Б. и др. Технические средства автоматизации в теплоэнергетике: Учеб. пособие для вузов/Г. Б. Беляев, В. Ф. Кузицин, Н. И. Смирнов. М.: Энергоиздат, 2012. — 320 с., с ил.

24 Иванова Г.М. Теплотехнические измерения и приборы : учебник для вузов / Г.М. Иванова, Н.Д. Кузнецов, В.С. Чистяков. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Издательство МЭИ, 2013. — 460 е., ил.

25 СТО ЮУрГУ 04–2008. Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008;

26 Алабугин, А. А. Экономико-управленческая часть дипломного проекта: учебное пособие повышению дипломного проекта для студентов энергетического факультета / А. А. Алабугин, Р. А. Алабугина. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 46 с.

27 Данилов, Н.И. Энциклопедия энергосбережения / Н.И. Данилов, Я.М. Щелоков. – Екатеринбург: ИД «Сократ», 2002. – 352 с.

28 Девисилов, В.А. Охрана труда: учебник / В.А. Девисилов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: ФОРУМ, 2009. -496 с.

29 Процессы и аппараты химической технологии. Общий курс. Книга 1 [Электронный ресурс] : учебник / В.Г. Айнштейн [и др.] ; Под ред. В.Г. Айнштейна. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2019. — 916 с.

30 Станции и пневмосети: компрессор, привод и вспомогательное оборудование [Электронный ресурс] : учебное пособие / Ю.В. Кожухов [и др.]. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : СПбГПУ, 2018. — 98 с.

31 Теплообменные аппараты ТЭС: справочник: в 2 кн. Книга 1 [Электронный ресурс] : справочник / Даминов А.З. [и др.]. — Электрон. дан. — Москва : Издательский дом МЭИ, 2016. — 490 с.

32 Самсонов, В. С. Экономика предприятий энергетического комплекса: учебник для студентов вузов/ В. С.Самсонов, М. А. Вяткин.– М.: Высшая школа, 2007.

33 Росляков, П.В. Методы защиты окружающей среды: учебник для вузов / П В. Росляков. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007.- 336 с.: ил.

34 Горяев, А.Б. Энергосбережение при производстве и распределении тепловой энергии (в примерах и задачах) : учеб. пособие / А.Б. Горяев, И.В. Яковлев, Г.П. Шаповалова, В.С. Агабабов. – М.: МЭИ, 2012. - 64 с.

					13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

35 Градирня «Росинка 30/40. Руководство по эксплуатации. Паспорт <https://tecopro.ru/file/Росинка%2030-40.pdf>

36 Насосы для водоснабжения <http://www.allpumps.ru/price.php?id=292&>

37 Осевые вентиляторы http://www.a-a-a.ru/vent/ventil_vo-pr.html

38 Тарифы на электроэнергию <http://proschetchiki.ru/tarify-na-elektroenergiyu-2019-pervoe-polugodie/tarify-na-elektroenergiyu-v-chelyabinskoj-oblasti-s-1-yanvarya-2019-goda.html>

39 Каталог насосы <http://www.linaspump.ru/company/catal/acms2016.pdf>

40 Производственная безопасность <http://ekollog.ru/proizvodstvennaya-bezopasnoste-kurs-lekcij.html?page=4>

41 ГОСТ 17433-80 (СТ СЭВ 1704-49) Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности <http://docs.cntd.ru/document/1200006327>

					<i>13.04.01.2019.528.15 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>93</i>