

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Энергетический факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПРОВЕРЕНА

Рецензент,
Начальник ПТО,
ООО ЧФ «Мечел-Энерго»
_____ А.В.Чакрыгин
«__» _____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

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

**Реконструкция компрессорной установки К-5500-42-1 предприятия
ООО ЧФ «Мечел-Энерго» за счет замены промежуточного
воздухоохладителя**

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ-13.03.01.2019.081.11.ПЗ ВКР**

Консультант по разделу
«Безопасность жизнедеятельности»,
к.т.н., доцент
_____ Т.П. Палатинская
«__» _____ 2019 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент
_____ С.В. Пашнин
«__» _____ 2019 г.

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
«__» _____ 2019 г.

Автор работы,
студент группы П-479
_____ О.О. Спицына
«__» _____ 2019 г.

Нормоконтроллер,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
«__» _____ 2019 г.

Челябинск 2019

АННОТАЦИЯ

Спицына О.О. Реконструкция компрессорной установки К-5500-42-1 предприятия ООО ЧФ «Мечел-Энерго» за счет замены промежуточного воздухоохладителя. – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э, 2019, 75 с., 5 ил., библиогр. список – 30 наим., 5 листов чертежей ф.А1, 1 лист чертежа ф.А0, 2 плаката ф.А1.

На предприятия ЧФ ООО «Мечел-Энерго» в рамках программ повышения энергоэффективности, модернизации и реконструкции проводится замена морально и физически устаревшего оборудования или его частей.

Целью данной квалификационной выпускной работы является предложение варианта реконструкции компрессора с целью повышения его энергоэффективности, экономии затрат и энергоресурсов.

Выпускная квалификационная работа состоит из 11 глав, заключения, библиографического списка и приложений.

Во введении рассмотрен вопрос возможности проведения реконструкции компрессионного оборудования, а также обозначены цели, задачи и объект работы.

В первой главе описано существующее положение на предприятии, обосновывается реконструкция и ее суть.

Во второй главе рассмотрены разработки и варианты решения существующих проблем в области компрессионного оборудования.

В третьей главе произведено сравнение отечественных и зарубежных аналогов рассматриваемого компрессора.

Четвертая и пятая главы включают в себя газодинамический расчет компрессора и тепловой расчет промежуточного воздухоохладителя соответственно.

В шестой главе рассматривается вопрос применения промежуточного воздухоохладителя с обреченными трубными пучками.

Главы с седьмой по десятую рассматривают вопросы регулирования, контроля, экологии и безопасности эксплуатации связанные с выбранным оборудованием.

Глава одиннадцать посвящена расчету себестоимости 1м³ сжатого воздуха и срока окупаемости проекта.

Графическая часть выполнена с помощью компьютерной программы AutoCad на 7 листах формата А1 и 1 листе формата А0.

13.03.01.2019.081.11 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Выполнил.	Спицына О.О.				Реконструкция компрессорной установки К-5500-42-1 предприятия ЧФ ООО «Мечел-Энерго» за счет замены промежуточного воздухоохладителя	Стадия	Лист	Листов
Руковод.	Пащинин С.В.						3	
Н. Контр.	Алабугина Р.А.					ЮУрГУ Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»		
Заф.каф.	Осинцев К.В.							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РЕКОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ К-5500-42-1.....	10
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	12
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ АНАЛОГОВ КОМПРЕССОРА К-5500-42-1	14
4 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА К-5500-42-1	16
4.1 Описание компрессора К-5500-42-1 и его технических характеристик	16
4.2 Газодинамический расчет компрессора К-5500-42-1	18
4.2.1 I ступень компрессора	20
4.2.2 Промежуточный воздухоохладитель	22
4.2.3 II ступень компрессора	23
5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ВОТ-2000.....	34
5.1 Описание промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000.....	34
5.2 Тепловой расчет промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000	34
6 НАУЧНАЯ ЧАСТЬ	42
7 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОТРЕБЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА	49
8 АВТОМАТИЗАЦИЯ КОМПРЕССОРА К-5500-42-1	51
9 ЭКОЛОГИЯ	54
10 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	57
10.1 Анализ опасных производственных факторов	57
10.2 Аварийные ситуации при эксплуатации компрессорного оборудования и их причины	57
10.3 Способы и средства безопасной эксплуатации компрессорных установок	58
10.4 Пожаробезопасность.....	59
10.5 Электробезопасность	60
11 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ	62
11.1 Технико-экономический расчет	62
11.1.1 Смета капитальных затрат	62
11.1.2 Смета текущих затрат до и после реконструкции	64
11.1.3 Расчет срока окупаемости	66
11.2 SWOT-анализ проекта	67
11.3 Планирование целей предприятия и проекта.....	69
11.3.1 Планирование целей проекта в дереве целей.....	69
11.3.2 Модель поля сил эффективности реализации проекта	70

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
						6

11.3.3 Ленточный график Ганта для представления мероприятий по реализации целей проекта, указанных в дереве целей	71
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	73
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	74
ПРИЛОЖЕНИЯ	
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Перечень контрольно-измерительных приборов.....	76

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

ВВЕДЕНИЕ

Компрессорные машины – важный вид продукции машиностроения. Их применяют для получения сжатого воздуха или газа с целью дальнейшего использования их энергии. Они применяются во многих отраслях народного хозяйства, таких как химической, нефтяной, газовой, в металлургии, геологии, строительстве и т.д. Свое применение компрессоры нашли в таких перспективных и развивающихся отраслях как космонавтика и робототехника. Основным рабочим органом любой холодильной установки так же будет являться компрессор.

От эффективности и надежности работы компрессора будут зависеть КПД и долговечность всего компрессорного комплекса и производства в целом.

На сегодняшний день в Росси и странах СНГ введены в эксплуатацию более 500 тысяч промышленных компрессоров, которые потребляют около 20% всей электроэнергии, производимой в стране, с учетом работы вентиляторов и насосов. В сфере производства и ремонта данного оборудования заняты свыше 1 млн. человека [18].

Применение компрессоров в промышленности связано с различными технологическими процессами на производстве, а также они используются для достижений различных целей.

Наибольшее распространение получили воздушные компрессоры. Они могут вырабатывать воздух до давления в 5 МПа, что широко используется в промышленности, в частности, в таких ее отраслях как металлургия и энергетика.

На сегодня сжатый воздух является одним из основных аккумуляторов тепловой энергии, которая используется и расходуется для привода различного оборудования, механизмов и машин. Например, для привода пневматического инструмента в горно-добывающей и строительной отраслях. В некоторых случаях сжатый воздух применяют для привода грузоподъемных средств, расположенных на взрывоопасных производствах.

Сжатый воздух также используют для автоматизации процессов и работы некоторых приборов. В данном случае работа компрессора связана с получением энергоносителя. Примером использования компрессоров в данном ключе является применение сжатого воздуха в эжекторах для перемещения различных сред или создание разрежения в технологическом оборудовании.

Широкое распространение компрессорное оборудование нашло в металлургической отрасли. Здесь основным предназначением и функцией компрессора является нагнетание сжатого воздуха в конвертеры, доменные печи для обеспечения непрерывной работы и процесса горения в печах [27].

Сжатый воздух используют для транспортировки различных сыпучих сред, перемешивания материалов и других процессах.

Компрессоры составляют технологическую основу оборудования на химическом производстве, активно используются при добыче и транспортировке нефти, природного газа. В основном установки входят в состав большинства промышленных комплексов, где основной задачей установки является бесперебойное снабжение потребителя или объекта сжатым воздухом с необходимыми пара-

										Лист
										8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

метрами. Следовательно, отказ в компрессорной установке может привести к прекращению работ целого комплекса промышленного производства или большей его части, что приводит к колоссальным убыткам.

Также на сегодняшний день большая часть парка компрессионного оборудования в России является морально устаревшим и физически изношенным и потому требует ремонта, реконструкции или модернизации. Особенно остро данный вопрос стоит в крупно эксплуатируемом компрессорном оборудовании.

Исходя из этого, можно сказать, что вопросы повышения надежности, уровня эффективности и технического уровня компрессоров имеют одно из первостепенных значений в народном хозяйстве. В связи, с чем данная отрасль является основной и ведущей для исследований и деятельности различных проектно-конструкторских центров, промышленных организаций, научно-исследовательских центров.

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9

1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ РЕКОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ К-5500-42-1

На данный момент топливно-энергетическое хозяйство страны имеет достаточно изношенный основной фонд. В области теплоэнергетики и газовой отрасли доля изношенного оборудования составляет порядка 60%. Неотвратимым следствием эксплуатации оборудования с выработанным ресурсом являются огромные тепловые потери на стадиях ее производства и транспортировки потребителю. В последнем случае доля потерь составляет порядка 16 %. Средний возраст оборудования, установленного на тепловых электрических станциях, составляет 30 лет. Около 60% паровых турбин, установленных на теплогенерирующих предприятиях, выработали свой нормативный срок эксплуатации [33].

Так же существуют проблемы связанные с тем, что эксплуатируемое оборудование на промышленных предприятиях не отвечает современным требованиям и тенденциям в области энергетики. Российское оборудование не является конкурентоспособным по сравнению с зарубежными аналогами по производительности и экологическому воздействию.

В настоящее время в связи с ростом цен на топливо и другие различные энергоресурсы вся энергетика и особенно теплотехнические предприятия и хозяйства все больше будут испытывать трудности в обеспечении топливом. Поэтому основными направлениями в энергетической политике будут направлены на повышение энергетической эффективности работы оборудования на промышленных предприятиях, так как на их долю приходится до 51% всего потребляемого топлива.

Наличие серьезных проблем в области энергоэффективности и энергетической безопасности подталкивает государство к оказанию помощи предприятиям в энергетической сфере. Так же существует государственная политика в области энергетики, которая включает в себя помощь в достижении качественного нового уровня в энергетической сфере, в том числе и с помощью энергетической эффективности экономики.

На основании этих положений был разработан и принят федеральный закон «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности» от 29.11.2009 №261-ФЗ, в котором прописаны правовые, организационные и экономические основы стимулирования энергосбережения и повышения энергоэффективности. На основании этого закона все промышленные предприятия обязаны разрабатывать и выполнять мероприятия и программы увеличения энергоэффективности. Невыполнение пунктов закона предусматривает различные виды наказаний для предприятий и их руководителей.

В связи с чем, на рассматриваемом предприятии ЧФ ООО «Мечел-Энерго» были приняты и разработаны «Программа энергосбережения и повышения энергетической эффективности ЧФ ООО «Мечел-Энерго» в г.Челябинске на период 2017-2021 гг.» и «Программа по экономии энергоресурсов и снижению удельных расходов топлива на 2017-2019 гг.». Основными целями данных программ в рамках предприятия являются обеспечение экономии и рационального использова-

									Лист
									10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ				

ния топливно-энергетических ресурсов путем повышения энергетической эффективности объектов и оборудования.

Задачами, установленными предприятием являются снижение расходов топливно-энергетических ресурсов на выпуск продукции, снижение расходов электрической и тепловой энергии, увеличение доли использования вторичных энергетических ресурсов. В рамках этих программ предусмотрены модернизация, ремонты и реконструкция оборудования, а так как большая часть основного фонда оборудования предприятия отработала свои нормативные сроки, то эти вопросы встают особенно остро.

В выпускной квалификационной работе рассмотрен вариант реконструкции компрессора К – 5500-41-1 путем замены промежуточного воздухоохладителя. При изучении режимов работы компрессора было выявлено, что площадь поверхности теплообмена промежуточного воздухоохладителя недостаточна для эффективной работы компрессора. Данный воздухоохладитель не достаточно отводит тепла со сжимаемого воздуха между ступенями установки, что приводит к большим затратам электроэнергии на привод компрессора и неэффективному использованию установки.

Показатели работы компрессора не отвечают современным требованиям федерального закона от 29.11.2009 №261-ФЗ. С целью решения данного вопроса предложен вариант установки промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000 взамен предыдущего.

Установка нового промежуточного воздухоохладителя является наиболее оптимальным решением для улучшения работы компрессора. Конструкционный вопрос не требует особых решений, так как предлагаемый промежуточный воздухоохладитель имеет аналогичную конструкцию с предыдущим. В этом случае в промежуточном охладителе будет отводиться достаточное количество тепла, что приведет в свою очередь к уменьшению затрат на работу сжатия компрессора, что экономически выгодно предприятию.

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		11

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

На сегодняшний день в области компрессорного оборудования прослеживаются тенденции и основные направления, которые исследуются и изучаются в опытно-конструкторских центрах и научно-исследовательских работах.

Одним из таких направлений является создание унифицированных рядов компрессоров, способных работать при различных условиях и базе которых, в дальнейшем, можно создавать специальные компрессоры для единичного применения [45].

Активно разрабатываются вопросы улучшения работы системы регулирования с целью увеличения диапазона эффективной работы [46]. Так, например, в исследовании Филлипова И.В. производится сравнительный анализ двух способов регулирования компрессоров: изменение частоты вращения вала и путем дросселирования на всасывающем патрубке. Сравнительный анализ, проведенный в данной работе, позволяет определять наиболее подходящий способ регулирования для данного и конкретного случая с использованием эксергетического КПД [47].

Наравне с этими вопросами одно из ведущих мест при исследованиях занимают темы проведения и разработки мероприятий по экономии энергетических ресурсов. На сегодняшний день вся энергетическая политика промышленных предприятий и государства в стране направлена на экономию и более рациональное применение различных видов ресурса. На основании этого положения разработан документ «Энергетическая стратегия России на период до 2030 года». Согласно данному положению одним из пунктов работ является максимально эффективное использование всех энергетических ресурсов за счет проведения различного рода мероприятий экономического и технического характеров [52].

Также проводятся активные научные исследования в области конструктивных совершенствований компрессоров, их теплообменной аппаратуры. Так в одной из работ Мустафина Т.Н. предложен героторный компрессор в полном сжатии. В работе разрабатывается методика расчета предложенного компрессора, а так же способ совершенствования установки за счет применения внутреннего сцепления ротора [48]. В другой своей работе Захарченко В.П. на основе теории уплотнений предлагает создать компрессор, работающий без системы смазки [44].

Многие работы исследователей посвящены внедрению новых технологических процессов в работу компрессорного оборудования, разработке и исследованию новых схем сжатия. Одним из примеров работ на данную тематику является исследование Гамзаяна А.Ю. [50]. В своей работе он предлагает понизить и повлиять на цикл компрессорной установки, а именно на работу сжатия, с помощью охлаждения непосредственно самого компрессора и дополнительного переохлаждения рабочего тела.

Многие разрабатывают и изучают вопросы, связанные с уменьшением шума и вибрации при работе компрессора, повышению его надежности и безопасности. По последним двум показателям отечественные компрессора значительно уступают зарубежным аналогам.

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

Сроки эксплуатации зарубежных производителей достаточно выше, а качество сборки лучше.

Ключевым направлением при изучении компрессорного оборудования является расширение работ по модернизации, реконструкции и повышению технико-экономических характеристик. Так как на сегодняшний день 60% теплового оборудования исчерпало свой рабочий ресурс, то вопросы реконструкции и модернизации являются необходимыми для безотказного, безопасного и надежного эксплуатации установок. Эта тематика является наиболее распространённой в научной, исследовательской и технической литературе.

В данной области рассматриваются вопросы совершенствования ступеней компрессоров, новые профили роторов, лопаток, предлагаются технологические схемы работы вспомогательного оборудования, новые схемы охлаждения и сжатия, внедрения систем регулирования и т.д. Иными словами, приводятся примеры конструктивных изменений на основе теоретических и фундаментальных данных для компрессора, которые могут повлечь за собой изменения рабочих газодинамических характеристик в нужную нам сторону. Так, например, в работе Коноваленко Ю.И. предлагается и обосновывается возможность применения ступени центробежного компрессора с комбинированным диффузором. Комбинированный диффузор состоит из развитого безлопаточного диффузора и последующего за ним лопаточного. Такая ступень немного будет уступать ступеням с лопаточным диффузором по значению коэффициента полезного действия. Но учитывается, что в этом случае, что данная ступень будет иметь более пологую характеристику, при работе двух и более компрессорных машин одновременно значение производительности и коэффициента полезного действия на 5 – 7 % выше, чем в случае использования безлопаточного диффузора.

Как видно из всего вышеперечисленного, диапазон направлений изучения и исследования компрессорного оборудования достаточно широк. На сегодняшний день, многие активно занимаются вопросами и исследованиями в этой области. Так как компрессоры составляют значительную долю основного технологического оборудования различных отраслей промышленности, то вопросы данной тематики и в дальнейшем будут разрабатываться. Также изучив всю литературу по выбранной теме можно сделать вывод, что самым востребованным остается вопрос расширения работ по модернизации и реконструкции.

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		13

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ АНАЛОГОВ КОМПРЕССОРА К-5500-42-1

Промышленные компрессоры нашли широкое применение, как в бытовых, так и в промышленных сферах деятельности. Они подходят для непрерывной работы в качестве энергоносителя, его используют как технологическую составляющую при контакте воздуха с получаемой продукцией, а также для осуществления перемещения газов.

Разнообразие и количество промышленных компрессоров на российском рынке определяется несколькими факторами. Первым является закупка компрессоров для оснащения новых производств. Вторым фактором является закупка компрессорного оборудования в связи с износом основных фондов в ходе программ модернизации.

Компрессорные машины обладают постоянным спросом со стороны различных отраслей промышленности, таких как нефтяная, газовая, металлургическая и т.д. На привод компрессоров затрачивается около 30% вырабатываемой энергии в стране.

На данный момент 60% компрессорного парка оборудования имеет средний срок эксплуатации порядка 30 лет. Это означает, что современные производства работают на установках разработанных и введенных в эксплуатацию еще в СССР.

Сейчас в России активно работают все известные зарубежные компрессорные компании – «АВАС GROUP» (Италия), «ALUR KOMPRESSONER» (Германия), «ATLAS» (Швеция), «COM PAIR» (Великобритания), «FIAC» (Италия), «GARDNER DENVER TAM ROTOR» (Финляндия) и многие другие. Для перечисленных компании объем поставок компрессоров в Россию занимает одно из первых мест в общем объеме продаж.

Но, не смотря на обширный рынок зарубежного оборудования многие предприятия отечественного рынка, сумели составить конкуренцию зарубежным фирмам. Среди них – «Бежецкий завод «АСО», ОАО «Машиностроительный завод «Арсенал», «Челябинский компрессорный завод», ОАО «Казанькомпрессормаш» и другие.

Несомненным преимуществом зарубежных установок будет являться их качество. Зарубежные фирмы активно разрабатывают новые модели компрессоров или поставляет технику в различной комплектации, удобной для потребителя. Самыми надежными и долговечными считаются установки компании «Kaeser» (Германия). Экономия при работе заключается в низких затратах на сервисное обслуживание, так как эти машины стабильно эксплуатируются без остановок, также существует экономия на расходе топлива. Эти преимущества компрессоры данной компании получили благодаря качеству своей сборки. Также данные компрессора имеют самый низкий уровень вредных выбросов в атмосферу. Продукция шведской фирмы «ATLAS» является лидером на мировом рынке компрессорного оборудования. Компрессора этой марки отличаются экономичностью эксплуатации, надежностью, широким диапазоном рабочих давлений

										Лист
										14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

и производительности. КПД этой установки на 10% выше, чем у других производителей, что может сэкономить до 50% электрической энергии. Габариты этой установки до 2 раз меньше остальных. Компрессоры американской компании «SULLAIR» выпускают очень экономичные установки, которые являются такими из-за наличия электронной системы контроля. Они могут работать в температурном диапазоне от -38°C до +45°C в пыли, при высокой влажности, обеспечивая при этом, низкий объем выбросов в атмосферу.

Отечественные разработки уступают зарубежным аналогам по многим показателям, а в частности по параметрам производительности и потребляемой мощности. Но российские производители в последние годы начали внедрять новые системы качества. Разработки отечественных центров ведутся в области снижения энергопотребления компрессорных установок, реализации новых технических решений. Так же отставание российского рынка связано с тем, что многие российские производители дублируют производимую продукцию друг друга, за счет чего выпускается однотипные установки.

Главным преимуществом отечественных производителей на сегодняшний момент является стоимость и затраты на обслуживания компрессоров. Затраты на закупку всего оборудования, отдельных его частей или ремонт отечественных компрессоров ниже зарубежных примерно в 2 раза. Это объясняется доступностью запчастей на рынке и наличием специалистов, обученных для работы с данными установками.

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		15

4 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА К-5500-42-1

4.1 Описание компрессора К-5500-42-1 и его технические характеристики

Центробежный компрессор К-5500-42-1 предназначен для сжатия и подачи в доменную печь атмосферного или обогащенного кислородом до 30% воздуха.

Компрессор - одноцилиндровый двенадцатиступенчатый. Статор составляют корпус компрессора и корпус опорно-упорного подшипника, размещенные на общей фундаментной раме [38].

Ротор барабанного типа, в пазах которого установлены рабочие лопатки, на одном из концов насажена зубчатая муфта, соединяющая ротор компрессора с ротором приводной турбины через промежуточный вал.

Проточная часть компрессора представляет собой, как бы обращенную многоступенчатую паровую турбину, где лопатки первой ступени имеют наибольшую высоту, а последней ступени – наименьшую.

Для предотвращения протечек рабочей среды в помещение цеха со стороны нагнетания и подсосывания атмосферного воздуха и паров масла на всасе, компрессор снабжен системой концевых уплотнений, состоящей на всасе из одного, а на нагнетании из трехступенчатых лабиринтовых уплотнений с выступами и одиночными короткими гребнями, а также из одного прямого уплотнения с одним большим гребнем на всасе.

Для предотвращения обледенения лопаток входного направляющего аппарата предусмотрена подача горячего воздуха из нагнетательной камеры.

В корпусе компрессора имеется кольцевая камера, из которой рабочее тело от группы средних ступеней перепускается во всас компрессора с целью увеличения устойчивости его работы в зонах близких к помпажу.

Вал компрессора жесткий. Критическое число оборотов вне зоны рабочих оборотов 6866 об/мин [44].

Направление вращения ротора компрессора правое, по часовой стрелке, если смотреть на компрессор со стороны всасывания.

Осевые усилия, возникающие во время работы компрессора и действующие на ротор компрессора, воспринимаются через упорный диск ротора рабочими колодками опорно-упорного подшипника.

При нормальной работе печи необходимые режимы дутья обеспечиваются компрессором путем изменения числа оборотов в пределах рабочих чисел оборотов.

Кислородопровод оборудован запорной, регулирующей и защитной арматурой, которая позволяет прекратить подачу кислорода во всас компрессора при аварийной остановке агрегата или при помпаже.

Комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ) состоит из инерционного аппарата, от которого часть воздуха (примерно 10%) вместе с пылью пропускается через два циклона. Отсоединившиеся твердые частицы сбрасыва-

										Лист
										16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

ются в бункер. Частично очищенный от пыли воздух, двумя вентиляторами вновь направляется к жалюзийному инерционному фильтру. Далее воздух поступает на рулонные фильтры, на которых происходит его окончательная очистка.

Номинальная пропускная способность КВОУ ≈ 2800 м³/минуту, максимальная ≈ 3400 м³/минуту. Перепад на рулонном фильтре допускается не более 100 мм.вод.ст. Степень очистки 98%. Для предотвращения обледенения фильтра в зимнее время предусмотрена подача горячего воздуха из напорного воздухопровода компрессора во всас воздухозаборника. Кислород для обогащения дутья подается во всасывающий трубопровод после КВОУ.

Кислородопровод оборудован запорной, регулирующей и защитной арматурой, которая позволяет прекратить подачу кислорода во всас компрессора при аварийной остановке агрегата или при помпаже.

Обратный клапан на нагнетании служит для предотвращения обратного потока сжатого воздуха из сети в компрессор при аварийной остановке компрессора [44].

Противопомпажный клапан (ППК) является элементом защиты компрессора от помпажа. Имеет ручное и автоматическое управление. Служит для предотвращения попадания компрессора в помпаж или для вывода его из помпажа. Это осуществляется путем уменьшения сопротивления сети выпуском части сжатого воздуха в атмосферу через ППК.

Пропускная способность ППК при полном его открытии достаточна, чтобы не допустить явления помпажа при полном прекращении расхода воздуха на ДП.

Сопло Вентури, установленное в нагнетательном трубопроводе, предназначено для замера производительности компрессора. Сопло Вентури включает в себя сопло, диффузор, кольцевую камеру и прямые участки трубопроводов до и после сужающего устройства.

Основные технические данные компрессора приведены в таблице 4.1 [44].

Таблица 4.1 – Основные технические характеристики компрессора К-5500-42-1

Наименование параметра	Значение параметра
1	2
Объемная производительность, м ³ / мин	
- при условиях всасывания	4000
- при нормальных условиях	4130
Давление воздуха (абс), Мпа	
- начальное	0,098
- конечное	0,51
Начальная температура воздуха, °С	20

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2019.081.11 ПЗ

Лист

17

Продолжение таблицы 4.1

1	2
Номинальная частота вращения ротора, мин ⁻¹	3400
Потребляемая мощность, МВт	16,3
Расход охлаждающей воды, м ³ / час	600
Масса, кг	
- компрессора в объемной поставке	112000
- наиболее тяжелой части	34000
- привода	84000
Привод	
-паровая турбина	АКВ-18-2
-мощность паровой турбины, МВт	18

4.2 Газодинамический расчет компрессора К-5500-42-1

Для определения целесообразности проведения реконструкции и ее обоснования производится газодинамический расчет характеристик компрессора. Характеристики компрессора в значительной степени зависят от параметров воздуха внешней среды: температура, давление, относительная влажность. Поэтому для отслеживания зависимостей изменения рабочих параметров компрессора при различных условиях эксплуатации расчет компрессора произведем для 3 режимов (условий) работы компрессора. За исходную газодинамическую характеристику принимает характеристики компрессора построенной при условиях $p_{вс} = 1,02$ атм, $t_I^{вс} = 15$ °С, $t_{II}^{вс} = +20$ °С. В дальнейшем при расчете данные условия будем называть условиями всасывания. Исходные данные представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Параметры режимов работы компрессора

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
Температура наружного воздуха, t_a , °С		+20	0	-30
Давление наружного воздуха, p_a , атм		0,998	1	1,04

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4
Газовая постоянная воздуха, $R_a, \frac{\text{кгм}}{\text{кг град}}$	29,4	29,4	29,4
Частота вращения ротора компрессора, n , об/мин	3360	3300	3200
Расход охлаждающей воды, $W_B, \text{м}^3/\text{ч}$	600	500	400
Температура охлаждающей воды, $t_B, ^\circ\text{C}$	25	21	17

Компрессор К-5500-42-1 снабжает доменную печь сжатым воздухом в количестве $Q_H = 3400 \text{ м}^3/\text{мин}$. Давление нагнетания в патрубке компрессора $p_{наг} = 5,5 \text{ атм}$ [30].

Нужно определить потребляемую мощность компрессором и газовую мощность, а также мощность эквивалентную приведенным $\text{м}^3/\text{ч}$ при заданных условиях характеристики.

Газовая постоянная по состоянию атмосферного воздуха (4.1):

$$R_a = 287,14 + \frac{108,9 \cdot \frac{\varphi_a \cdot p'}{p_a}}{1 - 0,38 \cdot \frac{\varphi_a \cdot p'}{p_a}}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \quad (4.1)$$

где p' – давление насыщенных водяных паров при температуре t_a , кПа [35].

p_a – атмосферное давление, МПа;

φ_a – относительная влажность, %.

$$R_{a1} = 287,14 + \frac{108,9 \cdot \frac{0,6 \cdot 1,23}{98}}{1 - 0,38 \cdot \frac{0,6 \cdot 1,23}{98}} = 288$$

Характеристики ε_x^I и Q_{bc}^I находим на характеристике I секции $\varepsilon_{xI} - Q_{bc}^I$ [прил.3;4, 1], составленной для $t_{Ix}^{bc} = 25^\circ\text{C}$ при $n = 3500$ об/мин, выбираем точки 1,2,3,4:

$$\begin{aligned} Q_{bc1}^I &= 2800 \text{ м}^3/\text{мин}, \varepsilon_{xI-1} = 1,69 \\ Q_{bc2}^I &= 3200 \text{ м}^3/\text{мин}, \varepsilon_{xI-2} = 1,67 \\ Q_{bc3}^I &= 3600 \text{ м}^3/\text{мин}, \varepsilon_{xI-3} = 1,65 \\ Q_{bc4}^I &= 4000 \text{ м}^3/\text{мин}, \varepsilon_{xI-4} = 1,6 \end{aligned}$$

Далее рассматриваем пример расчета только для точки 1.

4.2.1 I ступень компрессора

Давление воздуха во всасывающем патрубке I секции (4.2):

$$p_I^{bc} = \frac{p_a}{\sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{R_a \cdot T_a} \cdot \left(\frac{Q_{bc}^I}{A}\right)^2 + 1}}, \text{ МПа} \quad (4.2)$$

$$p_I^{bc} = \frac{0,098}{\sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{288 \cdot (20 + 273)} \cdot \frac{2800^2}{2100^2} + 1}} = 0,096, \text{ МПа}$$

где $A=2100$ – коэффициент пропускной способности тракта всасывания, [табл.3.1].

Температура во входном патрубке I секции компрессора принимается равной температуре всасываемого воздуха:

$$t_{aI} = t_{bc} = 0^\circ\text{C}.$$

Степень повышения давления I секции (4.3):

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

$$\varepsilon_I = \left(\sqrt[3]{1,69} - 1 \right) \frac{(8 + 273)}{(20 + 273)} + 1^3 = 1,66$$

						Лист
					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где T_{Ix}^{ec} – характеристическая температура, °C [прил.3,1].

Давление воздуха на нагнетании I секции (4.4):

$$p_I^{наг} = \varepsilon_I \cdot p_I^{ec}, \text{МПа} \quad (4.4)$$

$$p_I^{наг} = 1,66 \cdot 0,096 = 0,159 \text{ МПа}$$

Нагрев воздуха в I секции:

$$\Delta t_I = 50 \text{ °C}, [\text{прил.4,1}]$$

Температура воздуха после I секции (4.5):

$$t_I^{наг} = t_I^{ec} + \Delta t_I, \text{°C} \quad (4.5)$$

$$t_I^{наг} = 20 + 50 = 70 \text{ °C}$$

Политропный КПД I секции:

Для параметров характеристики (4.6):

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

$$\eta_{пол}^{Ix} = \frac{\lg(1,66)}{3,5 \cdot \lg \frac{70 + 273}{20 + 273}} = 0,92$$

Для заданных параметров (4.7):

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

$$\eta_{пол}^I = \frac{\lg 1,66}{3,5 \cdot \lg \frac{60 + 273}{20 + 273}} = 0,92$$

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Погрешность (4.8):

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

$$\Delta\eta_I^{пол} = \frac{0,92 - 0,92}{0,92} \cdot 100 = 0$$

4.2.2. Промежуточный воздухоохладитель

Массовая производительность компрессора (4.9):

$$G_M = Q_{вс}^I \cdot \frac{p_I^{вс} \cdot 10^6}{R_a \cdot T_a}, \text{ кг/мин} \quad (4.9)$$

$$G_M = 2800 \cdot \frac{0,096 \cdot 10^6}{288 \cdot (20 + 273)} = 3186, \text{ кг/мин}$$

Объемная производительность компрессора (4.10):

$$Q_H = \frac{G_H}{\rho_H}, \text{ м}^3/\text{мин} \quad (4.10)$$

$$Q_H = \frac{3186}{1,205} = 2644 \text{ м}^3/\text{мин}$$

где $\rho_H = 1,205 \text{ кг/м}^3$ при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ [].

Относительный эффект охлаждения $\theta = 0,85$ [рис.7,1]

Температура воздуха после охладителя, перед II секцией (4.11):

$$t_{II}^{вс} = t_I^{наг} - \theta \cdot (t_I^{наг} - t_1^в), \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.11)$$

где $t_1^в$ – температура охлаждающей воды, $^\circ\text{C}$.

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем $t_1^B = 10^\circ\text{C}$.

$$t_{II}^{6c} = 60 - 0,85 \cdot (70 - 10) = 19$$

Средняя плотность воздуха, проходящего через охладитель (4.12):

$$\rho_{cp} = \frac{2 \cdot p_I^{наг} \cdot 10^6}{R_a \cdot (t_I^{наг} + t_{II}^{6c} + 546)}, \text{ кг/м}^3 \quad (4.12)$$

$$\rho_{cp} = \frac{2 \cdot 0,166 \cdot 10^6}{288 \cdot (70 + 19 + 546)} = 1,74 \text{ кг/м}^3$$

Давление воздуха перед II секцией (4.13):

$$p_{II}^{6c} = p_I^{наг} - \frac{z}{\rho_{cp}} \cdot 10^{-6}, \quad \text{МПа} \quad (4.13)$$

$$p_{II}^{6c} = 0,166 - \frac{6800}{1,74} \cdot 10^{-6} = 0,155 \text{ МПа}$$

где $z = 6,8 \cdot 10^3 \text{ (Па} \cdot \text{кг)/м}^3$ при $G_M = 3229 \text{ кг/мин}$ [рис.8, 30]

4.2.3 II секция компрессора

Плотность воздуха перед II секцией компрессора (4.14):

$$\rho_{II}^{6c} = \frac{p_{II}^{6c} \cdot 10^6}{R_a \cdot (t_{II}^{6c} + 273)}, \text{ кг/м}^3 \quad (4.14)$$

$$\rho_{II}^{6c} = \frac{0,155 \cdot 10^6}{288 \cdot (19 + 273)} = 1,85 \text{ кг/м}^3$$

Объемная производительность II секцией компрессора (4.15):

$$Q_{6c}^{II} = \frac{G_n}{\rho_{II}^{6c}}, \quad \text{м}^3/\text{мин} \quad (4.15)$$

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

$$Q_{bc}^{II} = \frac{3186}{1,89} = 1726,6 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Степень повышения давления II секции (4.16):

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

$$\varepsilon_{II} = \left(\sqrt[3]{2,87} - 1 \right) \frac{25 + 273}{19 + 273} + 1 \quad ^3 = 2,92$$

где $\varepsilon_{II}^x = 2,86$ [прил.4,30] при $Q_{bc}^{II} = 1726,6 \text{ м}^3/\text{мин}$, $n = 3180 \text{ об/мин}$;
 $t_{IIx}^{6c} = 25^\circ\text{C}$.

Давление воздуха на нагнетании II секции (за компрессором) (4.17):

$$p_{II}^{наг} = \varepsilon_{II} \cdot p_{II}^{6c}, \text{ МПа} \quad (4.17)$$

$$p_{II}^{наг} = 2,92 \cdot 0,155 = 0,45, \text{ МПа}$$

Нагрев воздуха во II секции $\Delta t_{II} = 138^\circ\text{C}$, [прил.4,1] при $Q_{bc}^{II} = 1726,6 \text{ м}^3/\text{мин}$,
 $n = 3180 \text{ об/мин}$.

Температура воздуха на нагнетании II секции (за компрессором) (4.18):

$$t_{II}^{наг} = t_{II}^{6c} + \Delta t_{II}, ^\circ\text{C} \quad (4.18)$$

$$t_{II}^{наг} = 19 + 138 = 157^\circ\text{C}$$

Внутренняя мощность компрессора (4.19):

$$N_i = 0,02036 \cdot Q_H \cdot (t_{II}^{наг} - t_I^{6c} + \Delta t^{60}), \quad \text{кВт} \quad (4.19)$$

$$N_i = 0,02036 \cdot 2745 \cdot (157 - 10 + (138 + 20 - 19)) = 14857, \text{ кВт}$$

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Механические потери компрессора (4.20):

$$\Delta N_{\text{мех}} = \Delta N_{\text{мех}}^H \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2, \text{кВт} \quad (4.20)$$

где $\Delta N_{\text{мех}}^H = 80$ кВт для ЦКМ мощностью от 12 до 20 МВт при $n_H = 3000$ об/мин

$$\Delta N_{\text{мех}} = 80 \cdot \left(\frac{3180}{3000} \right)^2 = 90 \text{ кВт}$$

Потребляемая мощность компрессора (4.21):

$$N_e = \Delta N_{\text{мех}} + N_i, \text{кВт} \quad (4.21)$$

$$N_e = 90 + 14857 = 14946 \text{ кВт}$$

Политропный КПД II секции:

Для параметров характеристики (4.22):

$$\eta_{\text{пол}}^{\text{IIx}} = \frac{\lg \cdot \varepsilon_{\text{IIx}}}{3,5 \lg \left(\frac{T_{\text{IIx}}^{\text{наг}}}{T_{\text{IIx}}^{\text{вс}}} \right)}, \quad (4.22)$$

$$\eta_{\text{пол}}^{\text{IIx}} = \frac{\lg 2,87}{3,5 \cdot \lg \left(\frac{25 + 138 + 273}{25 + 273} \right)} = 0,79$$

Для заданных параметров (4.23):

$$\eta_{\text{пол}}^{\text{II}} = \frac{\lg \varepsilon_{\text{II}}}{3,5 \cdot \lg \left(\frac{T_{\text{II}}^{\text{наг}}}{T_{\text{II}}^{\text{вс}}} \right)}, \quad (4.23)$$

$$\eta_{\text{пол}}^{\text{II}} = \frac{\lg 2,94}{3,5 \lg \frac{157 + 273}{19 + 273}} = 0,79$$

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Поскольку $\eta_{пол}^{II} = \eta_{пол}^{IIx}$, то вычисление параметров II секции считаем выполненными верно.

Общий политропный КПД (4.24):

$$\eta^{пол} = \frac{\eta_{пол}^I \cdot \Delta t_I + \eta_{пол}^{II} \cdot \Delta t_{II}}{\Delta t_I + \Delta t_{II}}, \quad (4.24)$$

$$\eta^{пол} = \frac{0,92 \cdot 50 + 0,79 \cdot 138}{70 + 138} = 0,82$$

В результате расчета получены параметры и величины при работе компрессора К-5500-42-1 в точке 1 при $n = 3180$ об/мин $p_a = 0,098$ МПа, $t_a = +20^\circ\text{C}$:

- а) производительность $Q_H = 2726$ м³/мин;
- б) давление в нагнетательном патрубке $p_{II}^{наг} = p_2 = 0,155$ МПа;
- в) потребляемая мощность $N_e = 14857$ кВт;
- г) политропный КПД $\eta^{пол} = 0,82$

Далее приведены аналогичные расчеты для выбранных точек 2,3,4 (таблицы 4.3, 4.4,4.5). Теперь можно вычислить значения p_2 , N_e , $\eta^{пол}$ представить на графиках, отражающих зависимости: $p_2 = f(Q_H; n)$, $N_e = f(Q_H; n)$; $\eta_{пол} = f(Q_H; n)$ т.е. получим газодинамические характеристики компрессора при постоянной (выбранной) частоте ротора.

Таблица 4.3 - Расчет газодинамических характеристик компрессора при температуре $t_{a1} = +20^\circ\text{C}$ всасываемого воздуха.

Величина	Точки			
	1	2	3	4
1	2	3	4	5
R_a , Дж/(кг · К)	288			
$Q_{всi}^I$, м ³ /мин	2800	3200	3600	4000
ε_{xI-i}	1,69	1,67	1,65	1,60

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5
p_I^{ec} , МПа	0,096	0,0953	0,0946	0,094
t_{ec} , °С	10			
ε_I	1,68	1,66	1,64	1,60
$p_I^{наг}$, МПа	0,162	0,159	0,156	0,150
Δt_I , °С	50	50	49	49
$t_I^{наг}$, °С	60	60	59	59
$\eta_{пол}^{Ix}$	0,92	0,89	0,89	0,84
$\eta_{пол}^I$	0,92	0,89	0,89	0,84
$\Delta \eta_I^{пол}$	0,00	0,00	0,00	0,00
G_M , кг/мин	3299	3746	4185	4614
Q_H , м ³ /мин	2738	3109	3473	3829
θ	0,85	0,83	0,81	0,78
t_{II}^{ec} , °С	17,5	18,8	19,3	20,78
ρ_{cp} , кг/м ³	1,80	1,77	1,73	1,66
z , (Па·кг)/м ³	6800	8000	9800	12000

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

13.03.01.2019.081.11 ПЗ

Лист

27

Окончание таблицы 4.3

1	2	3	4	5
p_{II}^{ec} , МПа	0,158	0,154	0,150	0,143
Q_{ec}^{II} , м ³ /мин	1747,3	2040,3	2346,2	2734,9
ε_{II}^x	2,87	2,81	2,73	2,48
ε_{II}	2,94	2,86	2,78	2,51
$p_{II}^{наг}$, МПа	0,46	0,44	0,42	0,36
Δt_{II} , °С	138	135	128	117
$t_{II}^{наг}$, °С	155,5	153,8	147,3	137,78
N_i , кВт	15385	17091	18102	18241
$\Delta N_{мех}$, кВт	90	90	90	90
N_e , кВт	15475	17181	18191	18331
$\eta_{пол}^{IIx}$	0,79	0,79	0,80	0,78
$\eta_{пол}^{II}$	0,79	0,79	0,80	0,78
$\Delta \eta_{II}^{пол}$	0,00	0,00	0,00	0,00
$\eta^{пол}$	0,82	0,82	0,83	0,80

Далее производится аналогичный расчет компрессора для режима работы при температуре наружного воздуха $t_{a1} = +30^\circ\text{C}$. Результаты расчета представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 - Расчет газодинамических характеристик компрессора
при температуре $t_{a1} = +30^{\circ}\text{C}$ всасываемого воздуха.

Величина	Точки			
	1	2	3	4
1	2	3	4	5
R_a , Дж/(кг·К)	291			
$Q_{вс1}^I$, м ³ /мин	2800	3200	3600	4000
ε_{xI-i}	1,69	1,67	1,65	1,60
$p_I^{вс}$, МПа	0,096	0,0955	0,0949	0,094
$t_{вс}$, °C	+30			
ε_I	1,63	1,61	1,60	1,55
$p_I^{наг}$, МПа	0,157	0,154	0,151	0,146
Δt_I , °C	50	50	49	49
$t_I^{наг}$, °C	80	80	79	79
$\eta_{пол}^{Ix}$	0,92	0,89	0,89	0,84
$\eta_{пол}^I$	0,92	0,89	0,89	0,84
$\Delta \eta_I^{пол}$	-0,04	-0,02	-0,02	0,01
G_M , кг/мин	3071	3489	3900	4301
Q_H , м ³ /мин	2549	2896	3236	3570
θ	0,87	0,84	0,82	0,79
$t_{II}^{вс}$, °C	19,1	21,2	22,4	24,49
$\rho_{ср}$, кг/м ³	1,68	1,65	1,62	1,56

Продолжение таблицы 4.4

1	2	3	4	5
$z, (\text{Па} \cdot \text{кг})/\text{м}^3$	5900	7300	9000	10400
$p_{II}^{вс}, \text{МПа}$	0,153	0,150	0,146	0,139
$\rho_{II}^{вс}, \text{МПа}$	1,82	1,76	1,71	1,62
$Q_{вс}^{II}, \text{м}^3/\text{мин}$	1692,2	1982,7	2284,1	2655,4
ε_{II}^x	2,88	2,83	2,75	2,54
ε_{II}	2,93	2,86	2,77	2,54
$p_{II}^{наг}, \text{МПа}$	0,45	0,43	0,40	0,35
$\Delta t_{II}, ^\circ\text{C}$	136	134	129	120
$t_{II}^{наг}, ^\circ\text{C}$	155,1	155,2	151,4	144,49
$N_i, \text{кВт}$	14116	15801	17000	17442
$\Delta N_{мех}, \text{кВт}$	90	90	90	90
$N_e, \text{кВт}$	14206	15891	17089	17532
$\eta_{пол}^{IIx}$	0,80	0,80	0,80	0,79
$\eta_{пол}^{II}$	0,80	0,80	0,80	0,79
$\Delta \eta_{пол}^{пол}$	0,00	0,00	0,00	0,00
$\eta^{пол}$	0,83	0,83	0,83	0,80

Также производится аналогичный расчет компрессора для третьего режима работы при температуре наружного воздуха $t_{a1} = 0^\circ\text{C}$. Результаты расчета представлены в таблице 4.5.

Режим работы компрессора при $t_{a1} = 0^\circ\text{C}$ является оптимальным режимом работы. При таком значении температуры воздух имеет среднюю плотность. Это приводит к тому, что центробежной машине легче сжимать воздух, чем при температурах выше 0°C [37].

Также, исходя из вышесказанного, при средней температуре воздуха компрессорная машина затрачивает гораздо меньше на работу сжатия, что снижает затраты на привод компрессора.

Таблица 4.5 - Расчет газодинамических характеристик компрессора при температуре $t_{a1} = 0^\circ\text{C}$. всасываемого воздуха.

Величина	Точки			
	1	2	3	4
1	2	3	4	5
R_a , Дж/(кг · К)	288			
$Q_{всI}^I$, м ³ /мин	2800	3200	3600	4000
ε_{xI-i}	1,69	1,67	1,65	1,60
p_I^{6c} , МПа	0,096	0,0949	0,0942	0,093
$t_{вс}$, °С	-30			
ε_I	1,81	1,78	1,76	1,70
$p_I^{наг}$, МПа	0,173	0,169	0,166	0,159
Δt_I , °С	50	50	49	49
$t_I^{наг}$, °С	23	23	22	22
$\eta_{пол}^{Ix}$	0,92	0,89	0,89	0,84
$\eta_{пол}^I$	0,91	0,89	0,89	0,84
$\Delta \eta_I^{пол}$	0,07	0,04	0,04	-0,03
G_M , кг/мин	3788	4298	4796	5282
Q_H , м ³ /мин	3144	3567	3980	4383
θ	0,82	0,80	0,78	0,74
t_{II}^{6c} , °С	12,34	12,6	12,6	13,12
$\rho_{ср}$, кг/м ³	2,07	2,03	1,99	1,90

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4	5
z , (Па·кг)/м ³	8500	10200	12600	15000
p_{II}^{6c} , МПа	0,169	0,164	0,159	0,151
ρ_{II}^{6c} , МПа	2,06	2,00	1,94	1,84
Q_{6c}^{II} , м ³ /мин	1839,6	2145,6	2468,6	2877,9
ε_{II}^x	2,87	2,8	2,67	2,32
ε_{II}	2,98	2,91	2,77	2,39
$p_{II}^{наг}$, МПа	0,50	0,48	0,44	0,36
Δt_{II} , °С	137	132	125	111
$t_{II}^{наг}$, °С	149,3	144,6	137,6	124,12
N_i , кВт	17538	19171	20259	19811
$\Delta N_{мех}$, кВт	90	90	90	90
N_e , кВт	17627	19261	20349	19901
$\eta_{пол}^{IIx}$	0,80	0,80	0,80	0,76
$\eta_{пол}^{II}$	0,80	0,80	0,80	0,76
$\Delta \eta_{II}^{пол}$	0,00	0,00	0,00	0,00
$\eta^{пол}$	0,83	0,83	0,83	0,78

На основании результатов газодинамического расчета построим график зависимости давления сжатого воздуха от производительности компрессора, который представлен на рисунке 1.

По газодинамическим характеристикам компрессорной установки определяют оптимальные режимы работы центробежного компрессора, состояние сжатого воздуха при различных частотах вращения.

Газодинамические характеристики используются для определения безопасных режимов работы компрессора и предотвращения работы компрессора в режиме помпажа [15].

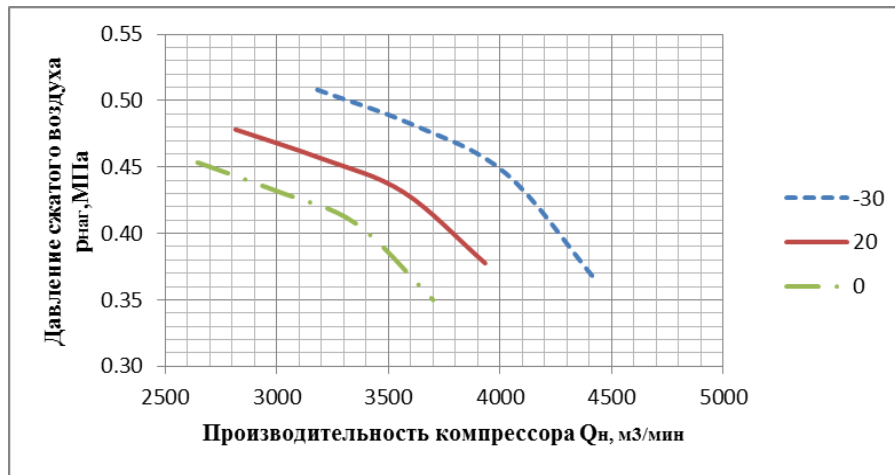


Рисунок 1 – График зависимости давления сжатого воздуха от производительности компрессора

Также построим график зависимости давления сжатого воздуха от производительности компрессора, который представлен на рисунке 2. Данные для построения графика берутся из результатов газодинамического расчета.

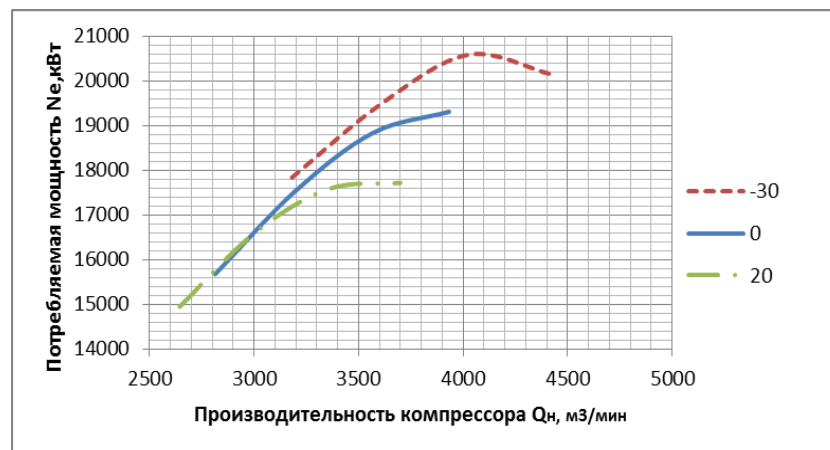


Рисунок 2 – График зависимости потребляемой мощности от производительности компрессора

5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ВОТ-2000

5.1 Описание промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000

Трубный пучок представляет собой основной узел воздухоохладителя поверхностного типа и предназначен для охлаждения воздушного потока, проходящего в межтрубном пространстве.

В трубном пучке охлаждающая вода движется внутри оребренных биметаллических трубок, а охлаждаемый воздух - в межтрубном пространстве.

Теплообменный аппарат состоит из двух секций площадью поверхности теплообмена 1000 м² каждая.

Теплообменная труба трубного пучка воздухоохладителя ВОТ-2000 состоит из сердечника из медно-никелевого сплава марки МНЖ5-1 ($\lambda=130$ Вт/м²·°С). Концы биметаллической теплообменной трубы развальцованы в трубных досках. Трубные доски выполнены из качественной углеродистой стали [19].

Горячий воздух, поступающий в корпус воздухоохладителя двигаясь по межтрубному пространству по траектории задаваемой взаимным расположением труб, омывает теплообменные трубы, заполненные охлаждающей водой. Температура потока воздуха охлаждается до требуемых температурных параметров.

5.2 Тепловой расчет промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000

Для замены уже установленного промежуточного воздухоохладителя на воздухоохладитель ВОТ-2000 необходимо произвести его тепловой расчет с целью выявления целесообразности его установки. Расчетная площадь поверхности теплообмена должна совпадать с площадью охладителя. Расчет будем вести для трех режимов работы теплообменного аппарата в зависимости от режимов работы компрессора.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные

Параметры	0	+20	-30
1	2	3	4
Расход охлаждающей воды, кг/с	138	166	111
Плотность воды, кг/м ³	997		

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3	4
Расход сжатого воздуха, кг/с	78,8		
Плотность воздуха в промежуточном воздухоохладителе, кг/м ³	0,4		
Температура охлаждающей воды на входе в теплообменник, °С	21	25	17
Температура воздуха на входе в теплообменник (после I ступени компрессора), °С	87	115	90
Температура воздуха на выходе из теплообменника, °С	34	47,5	30,2
КПД компрессора, %	98		
Теплоемкость охлаждающей воды, Дж/кг·°С	4190		
Теплоемкость сжатого воздуха, Дж/кг·°С	1009		
Коэффициент теплоотдачи воды, Вт/м ² ·°С	0,605	0,618	0,599
Коэффициент теплоотдачи сжатого воздуха, Вт/м ² ·°С	0,029		
Число Прандтля для воды	6,5	5,42	7,02
Число Прандтля для сжатого воздуха	0,701	0,696	0,691
Кинематическая вязкость воды,	0,000016	0,000008	0,00001

Также для проведения теплового расчета необходимо знать геометрические характеристики рассматриваемого промежуточного воздухоохладителя. Необходимые данные берем из паспорта установки [44]. Они представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Конструктивные характеристики ВОТ-2000

Наименование	Значение
Диаметр корпуса, м	1,96
Длина трубки, м	1,516
Внутренний диаметр трубки, м	0,016
Внешний диаметр трубки, м	0,019
Толщина стенок трубок, м	0,003
Число труб в ряду, шт	63
Продольный шаг пучка, м	0,00224
Поперечный шаг пучка, м	0,004

Рассчитаем коэффициент теплопередачи от сжатого воздуха к стенкам трубок при режиме работы компрессора $t_a = 0^\circ\text{C}$.

Количество тепла, отданное воде (5.1):

$$Q = G_1 C_1 (t_1'' - t_1') \quad (5.1)$$

$$Q = 78,8 \cdot 1009 \cdot (87 - 34) = 4219 \text{ кВт}$$

Скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (5.2):

$$\omega = \frac{4 Q}{\pi d^2 n \rho} \quad (5.2)$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 4219000}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 63 \cdot 0,4} = 2,72 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для воздуха (5.3):

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} \quad (5.3)$$

$$Re = \frac{2,72 \cdot 0,016}{51,9 \cdot 10^{-6}} = 840$$

Температура стенки трубки пучка определяется по формуле (5.4):

$$t_{ст} = 0,5 \frac{(t_1' + t_1'')}{(t_2' + t_2'')} \quad (5.4)$$

$$t_{ст} = 0,5 \frac{(21 + 28)}{(87 + 43)} = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При данной температуре, используя таблицы теплофизических параметров воздуха [], находим величину динамической вязкости воздуха $\mu = 1,91 \cdot 10^{-5}$ Па·с.

Определяем число Прандтля при температуре $t_{ст} = 42,5^\circ\text{C}$ по формуле (5.5):

$$Pr_{ст} = \frac{C_1 \mu_1}{\lambda_{ст}} \quad (5.5)$$

$$Pr_{ст} = \frac{1009 \cdot 1,91 \cdot 10^{-5}}{1,3} = 0,0148$$

Коэффициент теплового расширения (5.6):

$$\beta = \frac{2}{t_1' + t_1''} \quad (5.6)$$

$$\beta = \frac{2}{87 + 34} = 0,016$$

Число Грасгофа (5.7):

$$Gr = \frac{g \beta d^3 \Delta t}{\nu^2} \quad (5.7)$$

$$Gr = \frac{9,8 \cdot 0,016 \cdot 0,016^3 \cdot 18}{(1,91 \cdot 10^{-5})^2} = 5227$$

Режим движения является ламинарным и, для такого режима число Нуссельта будет определяться по формуле (5.8)

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \frac{Pr_1^{0,25}}{Pr_{ст}} \quad (5.8)$$

						Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ	

$$Nu = 0,17 \cdot 840^{0,33} \cdot 0,701^{0,43} \cdot 5227^{0,1} \cdot \frac{0,701^{0,25}}{0,0148} = 8,31$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенкам трубки (5.9):

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (5.9)$$

$$\alpha_1 = \frac{8,31 \cdot 0,029}{0,016} = 15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$$

Аналогичным образом рассчитываем коэффициент теплопередачи от стенок труб из трубного пучка к охлаждающей воде.

Температура воды на выходе из теплообменника определим из уравнения неразрывности потока по формуле (5.10):

$$t_2'' = t_2' + \frac{(t_1' - t_1'') \cdot G_1 \cdot C_1 \cdot \eta}{G_2 \cdot C_2} \quad (5.10)$$

$$t_2'' = 21 + \frac{78,8 \cdot 1009 \cdot (87 - 34) \cdot 0,98}{138 \cdot 4190} = 28 \text{ °C}$$

Скорость движения воды внутри трубного пучка примем равной $w=0,8$ м/с.

Число Рейнольдса для воды определяем по формуле (5.3):

$$Re = \frac{0,8 \cdot 0,019}{1,6 \cdot 10^{-5}} = 2998$$

При температуре стенки $t_{ст} = 42,5 \text{ °C}$, используя таблицы теплофизических параметров воды [35], находим величину динамической вязкости воды $\mu = 7,98 \cdot 10^{-4}$ Па·с.

Определяем число Прандтля при температуре $t_{ст} = 42,5 \text{ °C}$ по формуле (5.5):

$$Pr_{ст} = \frac{4190 \cdot 7,98 \cdot 10^{-4}}{0,605} = 5,52$$

										Лист
										38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

Коэффициент теплового расширения определяем по формуле (5.6):

$$\beta = \frac{2}{21 + 28} = 0,04$$

Число Гразгофа (5.7):

$$Gr = \frac{9,8 \cdot 0,04 \cdot 0,019^3 \cdot 6,5}{(1,6 \cdot 10^{-5})^2} = 301970$$

Режим движения является турбулентным и, для такого режима число Нуссельта будет определяться по формуле (5.11):

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{Pr_2^{0,25}}{Pr_{ст}} \cdot \frac{d_{внеш}^{0,18}}{d_{внутр}} \quad (5.11)$$

$$Nu = 0,17 \cdot 2998^{0,33} \cdot 6,5^{0,43} \cdot \frac{6,5^{0,25}}{5,52} \cdot \frac{0,019^{0,18}}{0,016} = 23,34$$

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубного пучка к охлаждающей воде определяется по формуле (5.9):

$$\alpha_2 = \frac{23,24 \cdot 0,605}{0,019} = 4707 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$$

Коэффициент теплоотдачи промежуточного охладителя тогда составит (5.12):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.12)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{15} + \frac{0,003}{1,3} + \frac{1}{4707}} = 87 \text{ Вт} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$$

Подобным образом производится расчет для двух других режимов работы промежуточного воздухоохладителя. Результаты расчета представим в виде таблицы 5.3.

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 5.3 – Результаты расчета ВОР-2000

	0°C	+20°C	-30°C
Коэффициент теплоотдачи от сжатого воздуха стенке, α_1	15	16,3	15,2
Коэффициент теплоотдачи от стенки охлаждающей воде, α_2	4707	4400	4875
Коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата, k	87	102,8	62,7

На основании полученных данных строим график зависимости коэффициента теплоотдачи промежуточного воздухоохладителя в зависимости от температуры наружного воздуха. График представлен на рисунке 3.

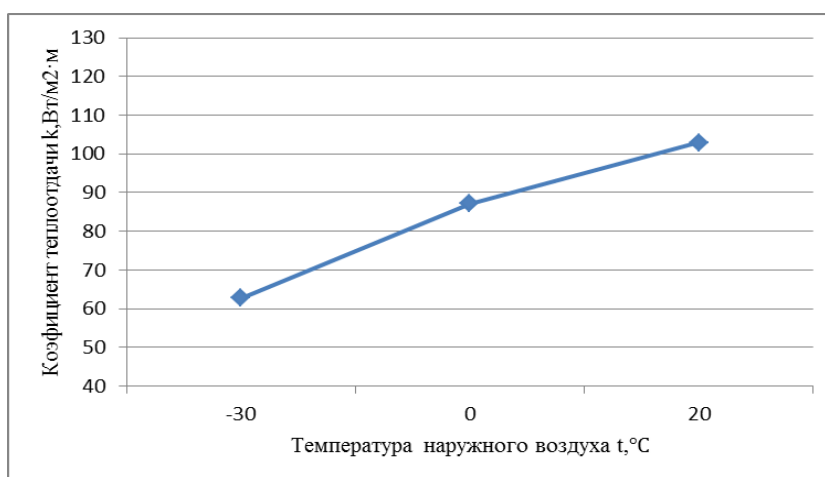


Рисунок 3 – График зависимости коэффициента теплоотдачи от температуры наружного воздуха

По графику видно, что при увеличении температуры наружного воздуха значение коэффициента теплоотдачи возрастает. Это связано с тем, что при увеличении температуры наружного воздуха температурный напор будет уменьшаться из-за меньшей разности температур наружного воздуха и температуры охлаждаемого теплоносителя.

6 НАУЧНАЯ ЧАСТЬ

Низкие технико-экономические показатели работы компрессорных установок обусловлены несовершенством изготовления деталей установки, большими гидравлическими сопротивлениями всасывающих и нагнетательных трактов.

Для обеспечения наилучших условий всасывания необходимо, чтобы скорость во всасывающем тракте была не более 8-10 м/с, а конструкция воздуховода обеспечивала его наименьшее сопротивление. Кроме того, повышение экономичности в работе компрессора можно добиться за счет увеличения охлаждения воздуха. При хорошем охлаждении воздуха процесс сжатия из изоэнтропного становится политропным. В результате чего, затраченная работа на сжатие уменьшается [23].

Всасывание охлаждаемого воздуха повышает весовую производительность ступени компрессора обратно пропорционально изменению температуры воздуха. При постоянном давлении всасывания и уменьшении температуры на 3°C производительность ступени компрессора повышается на 1%.

Таким образом, изменение внутреннего охлаждения влияет на параметры воздуха и количество затраченной работы на его сжатие в данной ступени, а также изменяет весовую производительность и работу сжатия в последующей ступени.

Увеличение процессов внутреннего охлаждения, возможно осуществить несколькими способами, общей чертой которых, будет являться увеличение интенсификации теплообмена между сжатым воздухом и охлаждающей водой внутри промежуточного воздухоохладителя.

Интенсивность процессов теплообмена в теплообменных аппаратах определяется отношением тепловой производительности к величинам, которые характеризуют движущую силу процесса. Таким образом, интенсивность теплообмена будет определяться отношением переданного количества тепла к температурному напору и площади поверхности теплообмена (6.1):

$$Q = k F \Delta t \quad (6.1)$$

Здесь коэффициент пропорциональности k определяет то количество тепла, которое передается через квадратный метр поверхности при заданном температурном напоре. Также этот коэффициент характеризует процесс теплопередачи в аппарате в целом и называется коэффициентом теплопередачи. Т.е. судить об эффективности и целесообразности того или иного метода интенсификации можно по данной величине [39].

Сам по себе коэффициент теплопередачи является сложной величиной, которая зависит от физических свойств теплоносителей, геометрии каналов протекающего, формы стенки и т.д. Физические свойства теплоносителя являются известными величинами из исходных данных, потому они не могут выбираться произвольно. Таким образом, повлиять на данный процесс можно путем изменения геометрии проходных каналов, скорости движения теплоносителей или формы

теплопередающей поверхности. В свою очередь любая интенсификация процесса связана с преодолением увеличивающихся гидравлических сопротивлений, что увеличивает энергозатраты. Поэтому главным показателем интенсификации будет являться эффективность этого процесса, т.е. процесс должен быть экономически выгодным.

Одним из самых простых и известных способов интенсификации является увеличение скорости движения рабочего тела. Но в данном способе существует значительный недостаток. При увеличении скорости движения потока в 2 раза гидравлические сопротивления возрастают в 3,4 раза, а, следовательно, возрастают затраты на привод компрессора. Данный способ будет являться экономически не целесообразным, так как затраты на привод будут превышать полезный эффект, получаемый от интенсификации [34].

В таком случае, нужно учитывать, что нельзя рассматривать процессы интенсификации отдельно от требуемых затрат энергии. Определяющим критерием является эффективность процесса теплообмена при заданном уровне энергозатрат на перемещение рабочего тела.

Наиболее подходящим, в данном случае, способом будет являться интенсификация теплообмена путем оребрения поверхности теплообмена. При использовании оребрения повышается компактность теплообменного аппарата и удельная, отнесенная к единице объема тепловая мощность, которая характеризуется отношением площади теплообменной поверхности к занимаемому объему. Преимуществом данного способа так же является то, что материал ребер имеет более тонкое строение, что позволяет не испытывать механических напряжений из-за разницы давлений в трубах. Небольшая высота ребер освобождает их от влияния тепловых напряжений.

Применение оребрения считается целесообразным в случае, когда коэффициент теплоотдачи одного из рабочих тел значительно меньше другого. А так как ребра выполняются из материалов с более высокими коэффициентами теплопроводности, чем сама трубка, то оребрение следует проводить со стороны того теплоносителя, чей коэффициент теплопередачи меньше [19].

В рассматриваемом случае коэффициент теплопередачи сжатого воздуха составляет $\lambda_{\text{воз}} = 0,029 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ в то время как для воды данный коэффициент $\lambda_{\text{вод}} = 0,605 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Следовательно, оребрение будем проводить со стороны протекания сжатого воздуха.

Для выявления целесообразности применения данного метода и эффективности применения произведем расчет промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000 с применением оребрения в виде ребер прямоугольного сечения, который является кожухотрубным теплообменным аппаратом.

Исходными данными для расчета будут являться параметры воздуха, полученные при расчете центробежного компрессора К-5500-42-1, и известные геометрические характеристики промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000. Расчет будем вести для трех режимов работы воздухоохладителя, в зависимости от режимов работы компрессора.

Исходные данные приведены ниже в таблице 6.1 [43].

										Лист
										42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

Таблица 6.1 – Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	0°С	+20°С	-30°С
Расход охлаждающей воды, кг/с	W	138	166	111
Расход сжатого воздуха, кг/с	G	78,8		
Плотность охлаждающей воды, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	997		
Плотность сжатого воздуха, кг/м ³	$\rho_{\text{воз}}$	0,4		
Температура воды на входе, °С	t_2'	21	25	17
Температура воды на выходе, °С	t_2''	28	32	27
Температура воздуха на входе, °С	t_1'	87	115	90
Температура воздуха на выходе, °С	t_1''	34	47,5	30,2
КПД теплообменного аппарата	η	0,98		
Теплоемкость сжатого воздуха, Дж/кг·°С	$C_{\text{воз}}$	1009		
Теплоемкость воды, Дж/кг·°С	$C_{\text{в}}$	4190		
Коэффициент теплоотдачи воды	$\lambda_{\text{в}}$	0,605	0,618	0,599
Коэффициент теплоотдачи сжатого воздуха	$\lambda_{\text{воз}}$	0,029		
Число Прандтля для воды	Pr	6,5	5,42	7,02
Число Прандтля для сжатого воздуха	Pr	0,701	0,696	0,691

Необходимые геометрические характеристики промежуточного воздухоохладителя ВОТ-2000 берем из паспортных данных. Они представлены ниже в таблице 6.2. Геометрические размеры характеризуют как размеры самого аппарата, так и размеры устанавливаемых ребер.

Таблица 6.2 – Технические характеристики ВОТ-2000

Длина трубки, м	l	1,516
Внутренний диаметр трубок, м	$d_{вн}$	0,016
Внешний диаметр трубок, м	d_n	0,019
Толщина ребра, м	δ_p	0,0003
Высота ребра, м	h_p	0,0031
Шаг оребрения, м	S	0,005
Диаметр трубки с оребрением, м	D	0,0221
Вертикальный шаг, м	S_1	0,004
Горизонтальный шаг, м	S_2	0,00224
Число труб в ряду, шт	n	63
Материал трубок	-	Сталь
Материал оребрения	-	Латунь

1. При температуре наружного воздуха $t_a = 0^\circ\text{C}$

Скорость сжатого воздуха в трубках (6.2):

$$\omega_{\text{воз}} = \frac{G_{\text{воз}}}{\rho_{\text{воз}} \frac{\pi d_{\text{внутр}}^2}{4}} \quad (6.2)$$

$$\omega_{\text{воз}} = \frac{138}{0,4 \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot 63} = 2,72 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплоотдачи от сжатого воздуха к стенке (6.3):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_{\text{воз}}}{d_B} \cdot 0,023 \cdot \frac{\omega_{\text{воз}} d_B}{\nu_1}^{0,8} \cdot Pr_{\text{воз}}^{0,4} \quad (6.3)$$

$$\alpha_1 = \frac{0,605}{0,016} \cdot \frac{2,72}{51,9} \cdot \frac{0,016^{0,8}}{10^{-6}} \cdot 0,701^{0,4} = 164,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент оребрения (6.4):

$$\psi_2 = \frac{\pi d_H s_p + \frac{\pi}{4} (D^2 - d_H^2)}{\pi \frac{d_H + d}{2} s_p} \quad (6.4)$$

$$\psi_2 = \frac{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,005 + \frac{3,14}{4} (0,0221^2 - 0,019^2)}{3,14 \cdot \frac{0,0016 + 0,0019}{2} \cdot 0,005} = 1,45$$

Длина обтекания ребристой трубы (6.5):

$$l_2 = \frac{1}{\psi_2} d_H + \frac{\psi_2}{\psi_2} \frac{1}{\psi_2} \sqrt{0,785 (D^2 - d_H^2)} \quad (6.5)$$

$$l_2 = \frac{1}{1,45} \cdot 0,019 + \frac{1,45}{1,45} \frac{1}{1,45} \sqrt{0,785 (0,0221^2 - 0,019^2)} = 0,016 \text{ м}$$

Коэффициент теплоотдачи к воде от трубок воздухоохладителя рассчитывается по формуле (6.6):

$$\alpha_2 = 0,36 \frac{\lambda_{\text{вод}}}{l_2} \frac{s_1}{s_2} \frac{d_H^{0,1}}{d_H} \psi_2^{0,5} \frac{\omega_{\text{вод}}}{v_{\text{вод}}} \frac{l_2^{0,65}}{Pr_{\text{вод}}^{0,33}} \quad (6.6)$$

$$\alpha_2 = 0,36 \frac{0,605}{0,016} \frac{0,004}{0,00224} \frac{0,019^{0,1}}{0,019} 1,45^{0,5} \frac{0,8}{16} \frac{0,016}{10} \frac{0,65}{6} 0,605^{0,33} = 1591$$

Расчет КПД ребра (6.7):

$$m = \sqrt{\frac{2 \alpha_2}{\lambda_p \delta_p}} \quad (6.7)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 1591}{105 \cdot 0,0003}} = 317$$

По номограмме (рис 2.2 [30]) при D/d_n и $\delta_{1p}/\delta_{2p}=1$ находим $\eta_p = 0,7$.

Эффективность ребристой поверхности (6.8):

$$\eta_{02} = 1 - \frac{\psi_2}{\Psi_2} \quad (1 - \eta_p) \quad (6.8)$$

$$\eta_{02} = 1 - \frac{1,45}{1,45} (1 - 0,7) = 0,9$$

Коэффициент теплопередачи при этом (6.9):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_{cp}^2}{d_b^2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_{02} \Psi_2}} \quad (6.9)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{164,8} + \frac{0,0175^2}{0,016^2} + \frac{0,003}{105} + \frac{1}{1591 \cdot 0,9 \cdot 1,45}} = 129 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Аналогичным способом производим расчет для двух других режимов работы промежуточного воздухоохладителя. Сравним полученные значения коэффициентов теплопередачи при применении оребрения и аналогичными коэффициентами без использования интенсификации. Для этого результаты расчета представим в виде таблицы 6.3.

Таблица 6.3 – Сравнение коэффициентов теплопередачи ВОТ-2000 с применением интенсификации и при ее отсутствии

Наименование величины	0°C	+20°C	-30°C
Коэффициент теплопередачи ВОТ-2000 без применения оребрения, k , Вт/м ² ·°C	87	102	62
Коэффициент теплопередачи ВОТ-2000 с применением оребрения, k , Вт/м ² ·°C	129	154	109

Для более наглядного представления, на основании данных из таблицы, построим графики зависимости коэффициентов теплопередачи воздухоохладителя от режима работы оборудования с применением оребрения трубок и при его

отсутствии. Сравнение коэффициентов теплопередачи для обоих случаев представлено на рисунке 4.

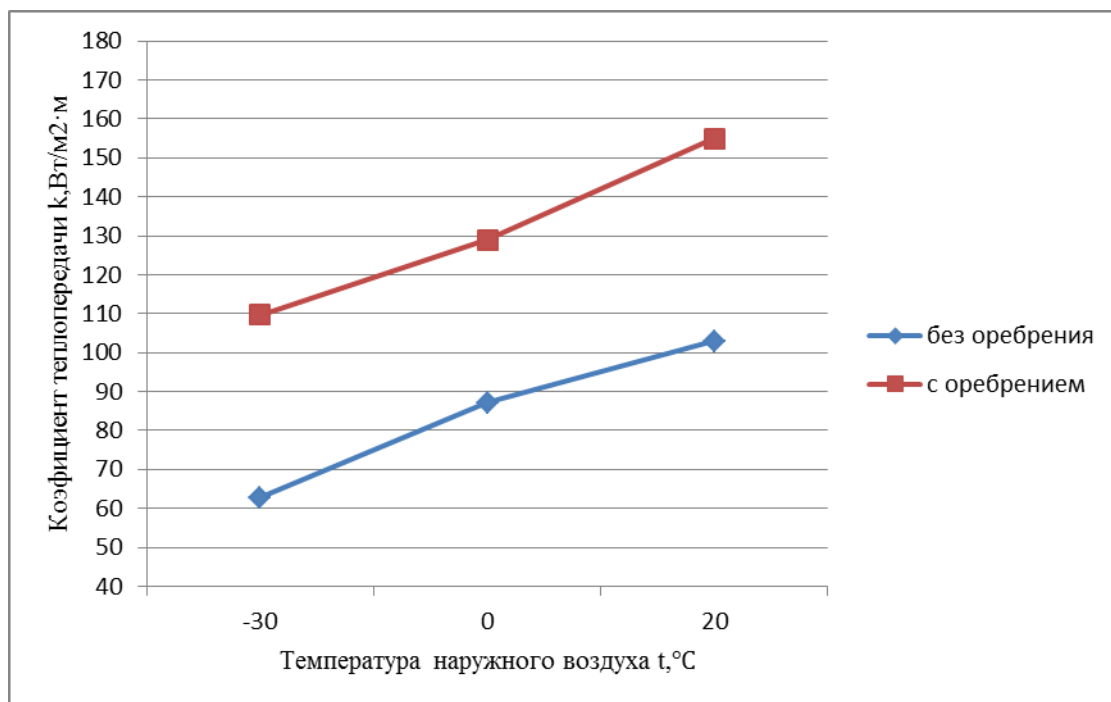


Рисунок 4- Сравнение графиков зависимости коэффициента теплопередачи от температуры наружного воздуха

На основании графиков, можно сделать вывод, что с увеличением температуры наружного воздуха значение коэффициента теплоотдачи будет увеличиваться. При увеличении температуры наружного воздуха температура охлаждающей воды соответственно возрастает. Вследствие чего, разница температур между охлаждаемым сжатым воздухом и водой будет уменьшаться. А это значит, что снизится значение температурного напора. Так как значения коэффициента теплоотдачи и температурного напора находятся в обратно пропорциональной зависимости, то величина коэффициента будет расти с уменьшением напора.

Также из графиков очевидно, что применение оребрения увеличивает значение коэффициента теплоотдачи, что в свою очередь, влияет на качество охлаждения в сторону его улучшения. Применение оребрения увеличивает компактность теплообменного аппарата и удельную, отнесенную к единице объема, тепловую мощность. Увеличение показателя компактности связано с ростом отношения площади теплопередающей поверхности за счет применения оребрения к занимаемому объему [41].

7 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОТРЕБЛЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Целью энергосбережения в компрессорном оборудовании, в системах распределения и потребления сжатого воздуха является определение потребляемого количества электрической энергии на производство сжатого воздуха, определение его потерь, а также эффективности использования воздуха у потребителей.

Системы снабжения сжатого воздуха являются достаточно энергоёмкими, так как могут потреблять до 30% производимой электрической энергии на предприятии. Также воздух относится к числу наиболее распространённых энергоносителей, но его производство считается низкоэффективным. Потребители сжатого воздуха используют только 10% от общего числа подаваемого воздуха, в то время как остальные 90% выделяются в виде тепловой энергии и теряются.

Для выявления потерь и неэффективного использования сжатого воздуха составляется схема распределительных сетей с указанием давлений в воздухопроводах, их диаметров и потребителей. Производится анализ данных полученных на основании отчетов о потреблении воздуха за определенный период, которые сравниваются с паспортными величинами. Определяются установленные и резервные подачи компрессоров, расходы охлаждающей воды и электрической энергии на привод, максимально длительные и средние нагрузки на компрессорную станцию [42].

Как правило, фактическая подача компрессоров оказывается меньше паспортной. Снижение подачи может быть вызвано большим вредным пространством по сравнению с нормативными показателями, наличием неплотностей во всасывающем и нагнетательном клапанах и т.д. Фактическая подача компрессора должна быть не менее 90% от номинальной. Если этот показатель не соблюдается, то компрессор останавливается на капитальный ремонт.

Составляется баланс потребления и производства сжатого воздуха для сравнения действительных и нормированных значений потребления. На основании баланса выявляют утечки сжатого воздуха. Также с помощью баланса определяют долю потребляемого сжатого воздуха по различным отраслям, предприятиям, направлениям.

При сравнении полученных фактических показателей с необходимыми нормативными показателями для энергоэффективных предприятий проводится, в целом, оценка эффективности производства и распределения сжатого воздуха, а также электрической энергии, которая расходуется на производство сжатого воздуха [29].

Для определения мероприятий, направленных на повышение энергоэффективности нужно определить наиболее значимые направления в системах сжатого воздуха. К таковым направлениям относят:

- а) снижение расходов электрической энергии на выработку сжатого воздуха;
- б) снижение потерь воздуха на стадиях производства и распределения;
- в) рациональная эксплуатация основного и вспомогательного оборудования.

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		48

К мероприятиям, направленным на снижение расходов электрической энергии относят такие мероприятия, как установка систем регулирования давления, применение секционирования компрессоров, использования промежуточного охлаждения воздуха, снижение номинального рабочего давления, улучшение условий работы компрессоров в целом и многие другие [40].

К мероприятиям направленным на снижение потерь воздуха относят систематическое и постоянное устранение неплотностей, при необходимости, отключение участков распределительной сети, отключение сетей в нерабочее время, осушение воздуха перед поступлением в сеть.

Рациональное использование оборудования достигается путем снижения потерь со сбросным воздухом, использования автономного воздухообеспечения для потребителей, отдаленных от компрессорной станции.

В системах сжатого воздуха там, где потребители имеют резко переменные графики нагрузок, как правило, применяется регулирование с помощью сброса. Данный вид регулирования является неэкономичным. С прямым сбросом воздуха в атмосферу теряется тепловая энергия, и эта потеря в отдельных случаях может достигать 15% [42].

При смешанной нагрузке выгодно использовать для покрытия постоянной составляющей турбокомпрессора, а переменную часть покрывать с помощью поршневых компрессоров, так как поршневые компрессора имеют скоростное регулирование и могут быть полностью отключены в периоды сильного снижения нагрузки. Следствием такого решения будет являться снижение энергозатрат систем распределения и потребления сжатого воздуха.

Снижение температур воздуха в компрессорах за счет применения промежуточного охлаждения уменьшает общую потребляемую мощность компрессорной установки примерно на 5-8 %.

Для работы и функционирования систем промежуточного охлаждения эффективно применять замкнутые системы водоснабжения охладителей с аппаратами воздушного охлаждения.

8 АВТОМАТИЗАЦИЯ КОМПРЕССОРА К-5500-42-1

Система регулирования предназначена для поддержания давления воздуха в коллекторе или расхода воздуха при параллельной работе двух компрессоров на общий коллектор. Система обеспечивает синхронное изменение скорости вращения обоих компрессоров в соответствии с изменением разности между заданным значением регулируемого параметра и его текущим значением. Предусмотрена возможность регулирования давления или расхода посредством одного агрегата при индивидуальной работе, а также отключение регулятора давлений или расхода и перехода на ручное управление [20].

Система автоматического регулирования (САР) представляет собой многофункциональную электрогидравлическую систему, основным регулятором которой является гидродинамический регулятор скорости (РС) с изодромом.

Для поддержания нормальных режимов работы агрегат имеет ряд технических регуляторов, таких как: регулятор давления пара в уплотнениях, регулятор уровня в конденсаторе, регулятор температуры масла.

В зависимости от назначения системы возможны два варианта:

- Стабилизация давления воздуха в трубопроводе нагнетания;
- Стабилизация расхода.

Сигнал с выхода датчика давления сравнивается с заданным значением давления. Разность между заданным и текущим значением поступает на главный (изодромный) регулятор (ПИ-закон регулирования) [32].

Главным регулятором имеет два одинаковых выхода, сигнал с каждого из которых сравнивается с текущим значением скорости, соответствующего компрессора. Скорость компрессора определяется посредством изменения давления масла с помощью манометра.

Разность между выходными сигналами главного регулятора и датчиками расхода и давления воздуха воздействует на электрические синхронизаторы скорости, которые через блок управления включают электродвигатели механизмов управления регуляторами скорости и гидравлической системы регулирования.

Обратные связи через датчики расхода и давления воздуха обеспечивают одинаковые изменения скорости компрессора с точностью до зоны чувствительности регулятора скорости.

Механизм управления регуляторами скорости увеличивают или уменьшают скорости до тех пор, пока разница между заданными и текущими значениями подачи и давления не уменьшатся до значения статистической ошибки близкой к нулю [25].

В качестве главного регулятора применен изодромный регулятор КПИ-1У с измерительным блоком И-1У-62. Регулятор осуществляет реальный ПИ-закон регулирования и позволяет получить высокую точность регулирования. Изодромный регулятор КПИ-1У имеет 6 одинаковых выходов, из которых используется только два. В принципе возможно регулирование 6 параллельно работающих компрессоров. Регулятор РПИВ-III служит электрическим синхронизатором скорости. Выходным сигналом РПИВ-III является последовательность импуль-

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

сов на одном из двух выходов в зависимости от фазы сигнала на входе регулятора. Регулятор РПИВ-III совместно с двигателем задатчика скорости обеспечивает изодромный (ПИ-закон) регулирования [31].

Для бесконтактного управления двигателем задатчика гидродинамического регулятора скорости применяется тристорный блок.

Для предотвращения недопустимых режимов работы агрегата в САР имеются защитные устройства. К ним относятся [44]:

а) реле осевого сдвига, которое при сдвиге ротора компрессора более чем на 1 мм в любую сторону также воздействует на слив масла предельной защиты. Слив масла происходит через клапаны электромагнитных выключателей, открытие которых происходит после поступления на них сигнала от соответствующих ЭКМ;

б) слив масла предельной защиты через клапаны электромагнитных выключателей происходит при понижении вакуума в конденсаторе до $-0,061$ МПа ($0,61$ кгс/см²), а также при падении давления масла в системе смазки ниже $0,07$ МПа ($0,7$ кгс/см²);

в) падение давления масла в системе предельной защиты через систему регулирования обеспечивает закрытие СК и РК.

В систему защиты агрегата включен электрогидравлический выпускной (противопомпажный) клапан ППК, назначение которого предохранять агрегат от попадания в зону неустойчивых режимов работы (помпаж).

Для поддержания более устойчивого режима работы, особенно во время пуска агрегата, в сеть компрессора включен перепускной клапан, работающий в режиме дистанционного управления.

Кроме этого защитные функции выполняют [41]:

а) обратный клапан на нагнетательном воздухопроводе компрессора для предотвращения обратного потока рабочей среды;

б) отсечной быстрозапорный клапан на кислородопроводе для отсечки подачи кислорода во всас компрессора.

Компрессор снабжен технологической и аварийной сигнализацией, включающей звонок и табло, указывающее на параметр, от которого идет сигнал.

Технологическая сигнализация имеет следующие табло:

1. компрессор, температура подшипников высокая;
2. компрессор, давление воздуха на всасе высокое;
3. кислород, давление низкое;
4. регулирование массового расхода и давления, нет напряжения;
5. пар перед стопорным клапаном, давление низкое;
6. давление воздуха в нагнетании высокое;
7. КП (клапан перепускной) открыт;
8. КП закрыт;
9. КВОУ, обледенение фильтра;
10. нет $\sim 24В$ в схеме КИП;
11. клапан КВ (клапан выдувной) открыт;
12. клапан КВ закрыт;

												Лист
												51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ							

13. маслобак, уровень низкий;
14. маслобак, уровень высокий;
15. масляные фильтры, перепад давления высокий;
16. давление воздуха на уплотнения низкое;
17. КВОУ, клапан №1 открыт;
18. КВОУ, клапан №1 закрыт;
19. КВОУ, клапан №2 открыт;
20. КВОУ, клапан №2 закрыт;
21. КВОУ фильтр, перепад давления высокий;
22. маслобак, разрежение низкое;
23. масло на сливе, температура высокая;
24. масло предельной защиты; давление низкое;
25. аварийная сигнализация, нет напряжения;
26. компрессор, осевой сдвиг;
27. компрессор, масло к подшипникам давление низкое;
28. нет ~220В в схеме КИП;
29. отсечка кислорода, нет напряжения;
30. управление КП1 – 220В;
31. управление КВ1 – 220В.

Аварийная сигнализация имеет следующие табло:

1. масло смазки, давление низкое;
2. помпаж;
3. компрессор, осевой сдвиг;
4. компрессор, температура подшипников высокая.

Система регулирования предназначена для поддержания давления воздуха в коллекторе или расхода воздуха при параллельной работе компрессоров на общий коллектор. Система обеспечивает синхронное изменение скорости вращения обоих компрессоров в соответствии с изменением равенности между заданным значением регулируемого параметра и его текущим значением. Предусмотрена возможность регулирования давления или расхода посредством одного агрегата при индивидуальной работе, а также отключение регулятора давлений или расхода и перехода на ручное управление [26].

Перечень контрольно-измерительных приборов представлен в приложении.

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		52

9 ЭКОЛОГИЯ

Чистота промышленного сжатого воздуха регламентируется ГОСТ 17433-80 «Промышленная чистота. Сжатый воздух». Согласно данному документу весь ряд, подаваемого потребителям сжатого воздуха делится на 15 классов (классов). Данная классификация приведена в таблице 9.1. Регламентируется размер твердых частиц, их содержание, размер фракций капель масла и воды, содержание водяных паров.

Таблица 9.1 – Классы загрязненности сжатого воздуха

Класс загрязненности	Размер твердой частицы (не более), мкм	Содержание посторонних примесей (не более), мг/м ³		
		Твердые частицы	Вода (в жидком состоянии)	Масла (в жидком состоянии)
0	0,5	0,001	Не допускается	
1	5	1	500	Не допускается
2				
3	10	2	Не допускается	
4			800	16
5			Не допускается	
6	25	4	800	16
7			Не допускается	
8	40	4	800	16
9			Не допускается	
10			800	16
11	Не регламентируется	12,5	Не допускается	
12			3200	25
13		25	Не допускается	
14			10000	100

Компоненты загрязнения делятся на:

- твердые загрязнения;
- компрессорные масла и вода;
- газообразные загрязнения.

Источниками загрязнения систем сжатого воздуха твердыми частицами могут быть сами компрессоры, атмосферные загрязнения, устройства очистки и сушки воздуха [30].

Общая концентрация и состав загрязняющих веществ зависит от состояния окружающей среды, места расположения компрессорной станции, метеорологических условий. Для промышленных городов 80-90% всех загрязнений составляют продукты неполного сгорания и пыль. Сама же пыль состоит на 70%

из кварцевого песка 15% окиси алюминия, 4% окиси железа, 2% окиси кальция, 0,5% окиси магния. Величина вносимых в компрессор загрязняющих веществ будет определяться типом обслуживания установки и ее качеством. Пыль и механические примеси попадая внутрь компрессора приводят к быстрому износу стенок ступеней машины, сильному нагреву частей компрессора в результате увеличенного трения.

Рассматриваемая компрессорная установка К-5500-42-1 предназначена для сжатия атмосферного воздуха, который обогащается до 30% содержания кислорода и подается в доменную печь. Данная компрессорная станция является станцией специального назначения, где один работающий турбоагрегат обеспечивает сжатым воздухом одну доменную печь. Основными регулируемые параметрами компрессорной установки является производительность и процент обогащения кислородом. Данные величины регулируются в течение рабочей смены оператором установки в зависимости от параметров необходимых для работы доменной печи. Компрессор относится к типу центробежных машин, где передача энергии газу осуществляется вращающимися лопатками. Установленная производительность компрессора составляет 4000 м³/мин.

Так как рассматриваемый компрессор работает на сеть сжатого воздуха предприятия полного металлургического цикла, то согласно ГОСТ 17433-80 допускается использование сжатого воздуха с 5 по 12 классы.

Для обеспечения необходимого класса чистоты перед поступлением в компрессор воздух проходит три стадий очистки (грубую, среднюю и тонкую) в комплексном воздухоочистительном устройстве (КВОУ), установленном на входе в компрессор [24].

Забор воздуха производится снаружи на высоте 4 м от поверхности земли для минимального содержания твердых частиц. Относительная влажность воздуха, поступающего в компрессор, должна составлять не более 65%. Перед входом в КВОУ воздух проходит грубую очистку в воздухоприёмнике, который представляет собой раструб, соединенный с воздухопроводом. На стороне раструбы установлена сетка для предохранения фильтра от попадания крупных предметов во всас.

Комплексное воздухоочистительное устройство состоит из инерционного аппарата, от которого часть воздуха (примерно 10%) вместе с пылью пропускается через два циклона. Отсоединившиеся твердые частицы сбрасываются в бункер. Частично очищенный от пыли воздух, двумя вентиляторами вновь направляется к жалюзийному инерционному фильтру. Далее воздух проходит стадию тонкой очистки, поступая на рулонные фильтры, где происходит его окончательная очистка. Номинальная пропускная способность КВОУ ≈ 2800 м³/мин, максимальная ≈ 3400 м³/мин. Перепад на рулонном фильтре допускается не более 100 мм.вод.ст. [36].

Степень очистки 98%. Для предотвращения обледенения фильтра в зимнее время предусмотрена подача горячего воздуха из напорного воздухопровода компрессора во всас воздухозаборника. Кислород для обогащения дутья подается во всасывающий трубопровод после КВОУ.

Забор воздуха производится снаружи на высоте 4 м от поверхности земли для того, чтобы воздух был относительно сухим и холодным и не содержал механических примесей, приводящих при определенных условиях к взрыву [44].

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		55

10 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

10.1 Анализ опасных производственных факторов

В выпускной квалификационной работе рассматривается промышленный компрессор К-5500-42-1, обеспечивающий сжатым воздухом обогащенным кислородом доменное производство. Данный компрессор был изготовлен в 1970 году и пущен в эксплуатацию в 1972 году. Компрессор расположен в здании турбинного цеха, который является замкнутым пространством и где постоянно, по сменам осуществляется трудовая деятельность людей. В цехе расположено 5 аналогичных установок общей производительностью 17700 м³/мин.

Производственные процессы турбинного цеха характеризуются наличием опасных производственных факторов. К ним относятся [7]:

- подвижные части оборудования;
- высокий уровень напряжения;
- высокий уровень шума;
- сильная локальная вибрация;
- повышенное давление сжатого воздуха;
- запыленность воздуха рабочей зоны;
- пожаро- и взрывоопасность.

Возможные аварийные ситуации:

- взрывы трубопроводов сжатого воздуха и цилиндров компрессора;
- замыкание электропроводки;
- пожары вследствие образования нагара на стенках паропроводов, клапанных устройствах, нагнетательных трубопроводах, подшипниках;
- разрушение корпуса компрессора в результате сильных вибраций.

Для обеспечения безопасного процесса эксплуатации на оборудовании компрессорной установки нужно рассмотреть такие разделы безопасности жизнедеятельности как пожаробезопасность, электробезопасность и безопасность эксплуатации оборудования, работающего под давлением.

10.2 Аварийные ситуации при эксплуатации компрессорного оборудования и их причины

Эксплуатация компрессорного оборудования должна соответствовать ГОСТ 12.2.016-81 ССБТ «Оборудование компрессорное. Общие требования безопасности».

Согласно этого документа высокое давление воздуха способствует нарушению прочности материалов, из которых изготовлен компрессор. Вследствие нарушения прочности возможно появление трещин, что приводит к физическому взрыву. Также повышение давление воздуха происходит адиабатически, что увеличивает температуру сжимаемой среды. На всасывающей линии компрессора давление воздуха становится ниже атмосферного, что при разгерметизации мо-

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

жет привести к попаданию кислорода воздуха на нагретые поверхности или же горючих веществ внутрь компрессора. Это способствует в свою очередь к образованию взрывоопасной смеси в полостях рабочих цилиндров компрессора, что при наличии высоких температур приведет к химическому взрыву [7].

Высокая температура сжимаемого воздуха приводит также к уменьшению вязкости смазочного масла, что приводит к распылению и усилению термического разложения. В таком случае выделяются легкие углеводороды (ацителен, водород и т.д.), что способствует образованию взрывоопасных смесей.

Смазочное масло разлагается при высоких температурах, что способствует образованию нагара на стенках паропроводов, клапанных устройствах, нагнетательных трубопроводов. Нагар представляет собой твердые продукты разложения (углерод, кокс, смолы и т.д.). Он увеличивает трение между движущимися частями компрессора и местным перегревом, что может стать причиной пожаров.

Возвратно-поступательное и вращательное движения рабочих органов установки являются причинами вибраций. При этом вибрация опасна как для самой установки, так и для обслуживающего персонала. Опасность для установки в том, что она снижает прочность материала и соединений. Для персонала вибрации опасны образованием отложением солей в суставах, сужение кровеносных сосудов, и, как следствие, повышенным кровяным давлением.

Вибрация – это главная причина шума в помещении компрессорного цеха. Шум приводит к нарушению нормального функционирования практически всех систем человеческого организма и может приводить к тугоухости, снижению остроты зрения, гипертонии, неврозам и т.д. [17].

10.3 Способы и средства безопасной эксплуатации компрессорных установок

Безопасная эксплуатация компрессорного оборудования регламентируется ПБ 03-581 -03 «Правила устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов, газопроводов».

Согласно данного документа компрессорные установки размещают в отдельно стоящих зданиях с подветренной стороны по отношению к другим зданиям. При этом в сторону других зданий ориентирована глухая сторона. В целях предотвращения разрушения здания станции при возможном взрыве крыша здания делается легкообрасываемой, а остекление ленточным.

К обслуживанию установок допускаются машинисты прошедшие специальную подготовку, аттестацию и имеющие удостоверение на право эксплуатации.

Для предотвращения образования взрывоопасных смесей в полостях компрессора давление на всасе поддерживается выше атмосферного. При снижении этого давления энергоснабжение машины блокируется, отключается питание электропривода [17].

Снижение вибраций достигается путем установки компрессоров на массивные фундаменты, между которыми расположен виброизолятор.

В многоступенчатых компрессорных установках предусмотрена система промежуточного охлаждения после каждой ступени, что предотвращает повышение температуры сжимаемого воздуха и самой машины.

Для смазки кислородных компрессоров не применяется смазочное масло. Вместо него используют водно-глицериновую эмульсию, что значительно снижает риск возникновения пожаров [11].

Для предотвращения аварий, связанных с повышением давления на каждой ступени машины устанавливается предохранительный клапан или разрывная мембрана.

10.4 Пожаробезопасность

Для обеспечения пожаробезопасности необходимо пользоваться следующими нормативными документами:

- ГОСТ 12.1.004-91 «Пожарная безопасность. Общие требования»;
- РД 153.34.0-03.301-00 «Правила пожарной безопасности для энергетического оборудования»;
- Правила противопожарного режима в Российской Федерации (утверждены постановлением Правительства РФ от 25 апреля 2012г. №390).

Основной причиной взрывов и пожаров воздушных компрессоров является самовозгорание масляного нагара. Процесс накопления нагара ускоряется при использовании загрязнённого воздуха, наличии застойных зон, применении некачественных масел.

Взрывоопасность масел определяется температурой вспышки и склонностью к нагарообразованию. Нужно чтобы разность между температурой вспышки и температурой сжатого воздуха составляла 75°C. Нагар постепенно окисляется с повышением температуры, таким образом, возникает очаг самовозгорания.

По степени пожарной опасности компрессорная станция относится к категории «Г», по степени огнестойкости является объектом второй степени, класс пожароопасной П-1А. Класс пожара в компрессорном цехе С [10].

Для описания огнестойкости конструкции на предприятии следует обратиться к ГОСТ Р 53307-2009 «Конструкции строительные. Противопожарные двери и ворота. Метод испытаний на огнестойкость».

Испытания на огнестойкость проводятся по следующим конструкциям [3]:

- двери с площадью светопрозрачного заполнения 25% и более от площади дверного проема;
- двери шахт лифтов;
- клапаны и инженерное оборудование зданий;
- конструкции заполнения проемов при прохождении через них конвейеров и транспортных лент.

По функциональности пожарной опасности, согласно Федерального закона от 22.07.2008 №123 ФЗ (ред. от 29.07.2017) «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности» (с изм. и доп., вступ. В силу с 31.07.2018), здание турбинного цеха можно отнести к категории Ф5.1 – производственные здания, со

						<i>Лист</i>
						58
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	

оружения, производственные и лабораторные помещения, мастерские [13].

Пожаровзрывобезопасность может быть обеспечена мерами пожарной профилактики и активной пожарной защиты. Пожарная профилактика включает комплекс мероприятий, направленных на предупреждение пожара или уменьшение его последствий. Активная пожарная защита - меры, обеспечивающие борьбу с пожарами или взрывоопасной ситуацией.

Мероприятия по пожарной профилактике разделяются на:

- организационные,
- технические,
- режимные,
- эксплуатационные.

Организационные мероприятия предусматривают правильную эксплуатацию машин и внутрицехового транспорта, правильное содержание зданий, территории, противопожарный инструктаж рабочих и служащих, организацию пожарно - технических комиссий, издание приказов по вопросам усиления пожарной безопасности и т.д.

К техническим мероприятиям относятся, соблюдение противопожарных правил, норм проектирования, при устройстве электропроводов и оборудования, отопления, вентиляции, освещения, правильное размещение оборудования.

Мероприятия режимного характера - это запрещение курения в неустановленных местах производства, сварочных и других огневых работ в пожароопасных помещениях и т.д.[11].

Эксплуатационными мероприятиями являются своевременные профилактические осмотры, ремонты и испытания технологического оборудования.

Здание компрессорной станции должно выполняться из несгораемых материалов, иметь легко сбрасываемые конструкции в виде окон, дверей и перекрытий, открывающихся наружу.

Все помещения турбинного цеха оборудованы предупредительной звуковой и световой сигнализацией, срабатывающей при обнаружении дыма или взрывоопасной концентрации газов в помещениях специальными устройствами (сигнализаторами), либо с помощью ручного управления системой оповещения.

В диспетчерской имеются средства связи для оповещения вышестоящего начальства и персонала о начавшемся пожаре, а также для вызова пожарного наряда.

Для тушения пожара предусмотрены следующие системы и средства [12]:

- парогенераторы воздушно - механической пены;
- система водяного пожаротушения закольцованная по цеху (пожарные гидранты);
- местные пожарные щиты, укомплектованные пожарным инвентарем (лопаты, ведра);
- углекислотные огнетушители для тушения возгорания электрооборудования;

- первичные средства пожаротушения: вода, водяной пар, огнетушители, песок, асбестовое полотно.

10.5 Электробезопасность

Для обеспечения электробезопасности следует соблюдать требования следующих нормативных документов:

- ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ «Электробезопасность. Защитное заземление»;
- ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ «Электробезопасность. Предельно-допустимые нормы напряжений прикосновений токов».

Возможность поражения электрическим током возникает в результате прикосновения или приближения на недопустимое расстояние к токоведущим частям, находящимся под напряжением. В свою очередь, причинами этого являются [9]:

- неисправность электропроводки, установочных изделий, электроприборов;
- неосторожность, небрежность, неопытность, неосведомлённость пользователя;
- через временно выключенные из сети токоведущие части, если не приняты все меры к выключению из сети; при несогласованности в действиях (преждевременное включение тока).

Также причиной поражения электрическим током может быть прикосновение к металлическому корпусу электроприбора, если он оказался под напряжением вследствие повреждения изоляции.

По категории электроопасности, согласно ГОСТ 12.1.019-2009 ССБТ «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защит» турбинный цех относится к особо опасным помещениям, т.к. в нем присутствуют более двух признаков опасности: жаркое помещение с токопроводящими полами.

В качестве мероприятий по предупреждению электротравматизма обслуживающего персонала используются [8]:

- защитное заземление;
- защитное отключение;
- обеспечение устройств блокировкой;
- двойная изоляция токоведущих частей оборудования.

Электрозащитные средства для индивидуальной защиты:

- инструмент и приспособления для работы под напряжением (изолирующие штанги для оперативной работы, инструмент с изолирующими рукоятками);
- приборы и приспособления для обнаружения напряжений и измерений под напряжением (указатели напряжений);
- средства изоляции человека (диэлектрические перчатки, галоши, коврики);
- переносные заземления;
- предохраняющие средства (временные ограждения, предупредительные клапаны, изолирующие накладки).

											Лист
											60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ						

11 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

В связи с повышающимися мощностями предприятия и увеличением объемов производства возрастают нагрузки на эксплуатируемое оборудование. В силу морального и физического износа компрессорного оборудования его работа является неэнергоэффективной. Поэтому основные фонды ЧФ ООО «Мечел-Энерго» по собственным оценкам предприятия являются изношенными на 70%.

Цель проекта реконструкции – обоснование экономической эффективности в результате реализации.

Для реализации проекта реконструкции предлагается заменить промежуточный воздухоохладитель в компрессоре на улучшенный, с более развитой поверхностью теплообмена.

11.1 Технико-экономический расчет

Для определения экономической эффективности реконструкции компрессорной установки необходимо рассчитать срок окупаемости. Он не должен превышать 5 лет.

11.1.1 Смета капитальных затрат

В общем случае капитальные затраты включают в себя:

- затраты на разработку проекта реконструкции;
- стоимость нового, устанавливаемого оборудования;
- расходы на транспортировку оборудования;
- затраты на демонтаж заменяемого оборудования;
- стоимость строительно-монтажных работ;
- непредвиденные расходы (принимаются 3% от стоимости устанавливаемого оборудования).

В таблице 11.1 представлены статьи расхода капитальных затрат на основании данных, предоставленных предприятием ЧФ ООО «Мечел-Энерго».

Таблица 11.1 – Капитальные затраты на реконструкцию

Статья расхода	Затраты, тыс. руб
1	2
1. Проектные работы	8000,00
2. Стоимость оборудования	1800,00
3. Затраты на строительно-монтажные работы	134,00
4. Затраты на демонтаж старого оборудования	100,00
5. Транспортные расходы	90,00

Продолжение таблицы 11.1

1	2
7.Непредвиденные расходы	54,00
Итого	10108,00

Выручка от реализации старого оборудования рассчитывается по формуле (11.1):

$$K_{\text{лик}} = m \cdot C \quad (11.1)$$

где m – вес демонтируемого оборудования, т ;

по данным предприятия: $m = 10$ т;

C – цена реализации демонтируемого оборудования по цене металлолома),руб./т;

$C = 7000$ руб/т, [].

$$K_{\text{лик}} = 10 \cdot 7000 = 70000 \text{ руб} = 70 \text{ тыс.руб.}$$

Непредвиденные расходы составляют 3% от затрат на покупку нового оборудования и рассчитывается по формуле (11.2):

$$K_{\text{непр}} = C_{\text{об}} \cdot 0,03 \quad (11.2)$$

где $C_{\text{об}}$ - стоимость нового оборудования, тыс. руб; [пункт 11.1.1, таблица 11.1]

$$K_{\text{непр}} = 1800 \cdot 0,03 = 54 \text{ тыс.руб.}$$

Транспортные затраты рассчитываются как 5% от затрат на приобретение нового оборудования (11.3):

$$K_{\text{тр}} = C_{\text{об}} \cdot 0,05 \quad (11.3)$$

$$K_{\text{тр}} = 1800 \cdot 0,05 = 90 \text{ тыс.руб.}$$

Сумма капитальных затрат для проведения реконструкции (11.4):

$$K = K_{\text{пр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{м}} + K_{\text{д}} + K_{\text{тр}} + K_{\text{непр}} + K_{\text{лик}}$$

где $K_{пр}$ - затраты на разработку проекта, тыс.руб;

$K_{об}$ - затраты на покупку нового оборудования, тыс.руб;

$K_{м}$ - затраты на монтаж нового оборудования, тыс.руб;

$K_{д}$ - затраты на демонтаж старого оборудования, тыс.руб, [таблица 11.1

$$K = 8000 + 1800 + 134 + 100 + 90 + 70 + 54 = 10108 \text{ тыс.руб.} = 10,10 \text{ млн руб.}$$

11.1.2 Смета текущих затрат до и после реконструкции

После модернизации компрессора начинается его эксплуатация, которая требует ежегодных затрат материальных, энергетических и трудовых ресурсов.

Годовые эксплуатационные затраты включают в себя следующие статьи:

- Амортизационные отчисления;
- Затраты на электроэнергию;
- Затраты на текущий ремонт (5% от суммы амортизационных отчислений);
- Прочие затраты (20% от суммы затрат на зарплату).

Текущие затраты до реконструкции:

Затраты на электроэнергию вычисляются по следующей формуле (11.4):

$$I_э = C_э \cdot N_э \quad (11.4)$$

где $C_э$ - тариф на электроэнергию;

$C_э = 3,315$ руб/кВт·час по тарифам ОАО «Энергосбыт» [51];

$N_э$ - годовая суммарная мощность электродвигателя.

$$I_э = 3,315 \cdot 18000000 = 59670000 \text{ руб./год} = 59670 \text{ тыс.руб./год}$$

Затраты на текущий ремонт принимаются равными 5% от затрат на амортизацию (11.5):

$$I_{тр} = 0,05 \cdot I_a \quad (11.5)$$

$$I_{тр} = 0,05 \cdot 1024 = 51,2 \text{ тыс.руб./год}$$

Прочие затраты устанавливаются в размере 10% от суммы затрат на приобретение оборудования (11.6):

$$I_{пр} = C_{об} \cdot 0,2 \quad (11.6)$$

$$I_{пр} = 1800 \cdot 0,1 = 180 \text{ тыс.руб.}$$

										Лист
										63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

Затраты на амортизацию до проведения реконструкции $I_a=0$, так как считаем, что выплата амортизационных отчислений за старое оборудования является завершённой.

Сумма текущих затрат до проведения реконструкции определяется по формуле (11.7):

$$I_{до} = I_{э} + I_{тр} + I_{пр} \quad (11.7)$$

$$I_{до} = 59670 + 51,2 + 180 = 59990 \text{ тыс.руб.} = 59,99 \text{ млн руб.}$$

Себестоимость 1 м^3 сжатого воздуха до реализации проекта по реконструкции составит (11.8):

$$C_{до} = \frac{I_{до}}{Q_{год}} \quad (11.8)$$

где $Q_{год}$ - годовая производительность компрессора, м^3 ;

По данным предприятия: $Q_{год} = 1 \text{ млн м}^3$.

$$C_{до} = \frac{59,99}{1} = 59 \text{ руб/м}^3$$

Текущие затраты после реконструкции:

Затраты на электрическую энергию рассчитываются аналогичным образом как и в случае до реконструкции по формуле (11.1). При этом величина годовой суммарной мощности электродвигателей $N_{э} = 14500000 \text{ Вт}$ определяется в результате газодинамического расчета компрессорной установки, [пункт 4.2].

$$I_{э} = 3,315 \cdot 14500000 = 48067500 \text{ руб./год} = 48067,5 \text{ тыс.руб./год}$$

Затраты на текущий ремонт после реконструкции $I_{р} = 0$, так как новое оборудование функционирует без поломок и не нуждается в дополнительных ремонтах.

Амортизационные отчисления за оборудование рассчитываются по формуле (11.9):

$$I_a = N_a \cdot K \quad (11.9)$$

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

где H_a – норма амортизации, % ;

$$H_a = 10\% ;$$

K – капитальные затраты на приобретение оборудования, тыс.руб,
[пункт 11.1.1].

$$I_a = 0,1 \cdot 1800 = 180 \text{ тыс.руб./год}$$

Величина прочих затрат $I_{пр} = 180$ тыс.руб остается неизменной, так как стоимость оборудования не изменилась.

Тогда сумма текущих затрат после проведения реконструкции определяется по формуле (11.10):

$$I_{\text{после}} = I_{\text{э}} + I_a + I_{\text{пр}} \quad (11.10)$$

$$I_{\text{после}} = 48067,5 + 180 + 180 = 48427,5 \text{ тыс.руб} = 48,42 \text{ млн руб.}$$

Себестоимость 1м^3 сжатого воздуха после реализации проекта по реконструкции составит (11.11):

$$C_{\text{после}} = \frac{I_{\text{после}}}{Q_{\text{год}}} \quad (11.11)$$

$$C_{\text{после}} = \frac{48,42}{1} = 48,42 \text{ руб/м}^3$$

11.1.3 Расчет срока окупаемости

Срок окупаемости проекта по реконструкции рассчитывается по формуле (11.12):

$$T = \frac{K \cdot K_{\text{лик}}}{\Delta I} \quad (11.12)$$

где K – капитальные затраты проекта реконструкции, млн руб.;

$K_{\text{лик}}$ – ликвидационная стоимость демонтируемого оборудования (цена металлолома), млн руб., [таблица 11.1];

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

$\Delta И$ – разница текущих затрат до и после проведения реконструкции, млн руб./год

$$T = \frac{10,10}{59,99} - \frac{0,07}{48,42} = 0,86 \text{ года} = 316 \text{ дней}$$

Вывод:

По полученным расчетам капитальных и сравнении текущих затрат при реконструкции компрессорной установки и без неё можно сделать вывод, что реконструкция компрессора путем замены промежуточного охладителя с более развитой поверхностью теплообмена эффективна, так как срок окупаемости проекта имеет величину ниже нормативного срока в 5 лет и составляет 316 дней.

11.2 SWOT-анализ проекта

SWOT-анализ – это один из самых распространенных видов анализа в стратегическом управлении. SWOT-анализ позволяет выявить и структурировать сильные и слабые стороны, а также потенциальные возможности и угрозы [].

- Сильные стороны (Strengths);
- Слабости (Weaknesses);
- Возможности (Opportunities);
- Угрозы (Threats).

Внутренняя среда организации (сильные и слабые стороны) – это совокупность управляемых субъектом элементов, то на что предприятие может повлиять или подвергать изменению.

Внешняя среда (возможности и угрозы) включает в себя все то, что организация не способна контролировать, на что, так или иначе, оказывает воздействие на нее. Причем это воздействие может быть как положительным, так и отрицательным. В связи с этим элементы внешней среды можно разделить на возможности и угрозы.

Данный метод является универсальным для различных сфер экономики и управления. Его можно применять к объекту исследования любого уровня. Применение возможно как для стратегического планирования так и для оперативных оценок [16].

SWOT-анализ является гибким методом оценки, так как выбор анализируемых элементов осуществляется в зависимости от поставленной цели.

Проведем анализ проекта реконструкции компрессора К-5500-42-1 предприятия ЧФ ООО «Мечел-Энерго» за счет замены промежуточного воздухоохлаждителя.

Анализ факторов, влияющих на работу компрессора до реконструкции, приведены в таблице 11.2

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Таблица 11.2 - SWOT-анализ работы компрессора до реконструкции

S	W
Отсутствие капитальных затрат	Большие затраты на текущие ремонты; Высокие затраты на электроэнергию; Частые аварии и остановки оборудования.
O	T
Наличие на рынке необходимого оборудование, его доступность	Высокие цены на оборудование; Сбои в поставке энергоносителя;

Далее в таблице 11.3 приведен анализ факторов, влияющих на работу компрессора после завершения проекта по его реконструкции.

Таблица 11.3 - SWOT-анализ работы компрессора после реконструкции

S	W
Безаварийная работа компрессора; Увеличение объема поставок сжатого воздуха; Отсутствие текущих ремонтов.	Большие затраты на разработку проекта; Сложность проведения монтажных работ.
O	T
Возможность реализации старого оборудования; Увеличение числа потребителей.	Введение ограничений на поставку сжатого воздуха; Повышение цен на энергоноситель.

Вывод: Сильные стороны и возможности реализации проекта реконструкции компрессора преобладают над слабыми сторонами и угрозами внешней среды. Поэтому предприятию необходимо реализовать данный проект.

11.3 Планирование целей предприятия и проекта

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

11.3.1 Планирование целей проекта в дереве целей

Управленческие цели представлены в широком спектре и потому нуждаются в систематизации. Дерево целей структурирует все организационные цели, создает модель, которая упорядочивает и оптимизирует их для реализации проекта. По итогу применения данного метода получается простая и логичная схема управления для реализации проекта. При этом главная цель (миссия) делится на проектные цели его подразделения. За счет этого главная цель увязывается с конкретными задачами и средствами достижения цели. На рисунке 5 представлено дерево целей проекта реконструкции компрессора К-5500-42-1.

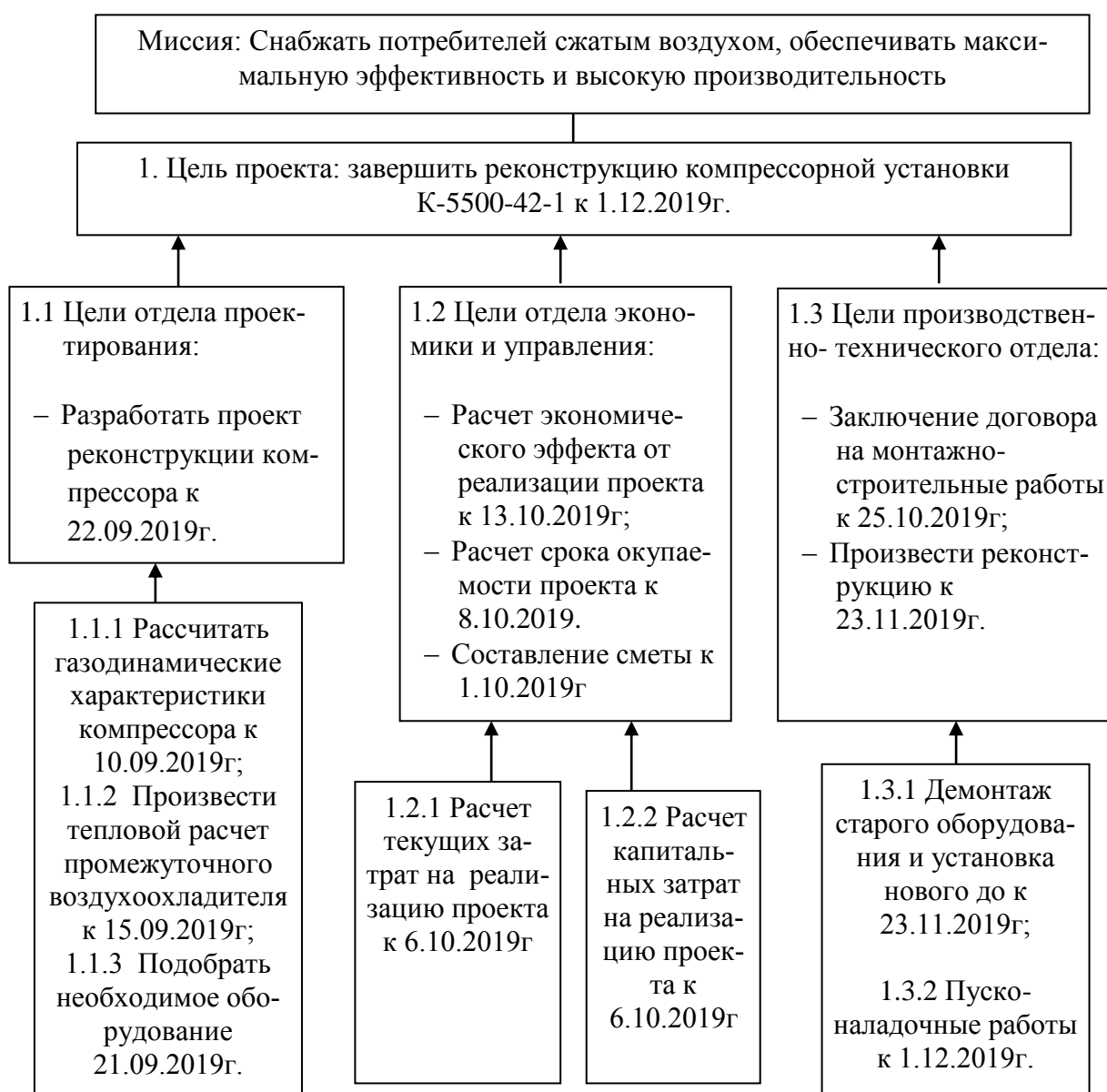


Рисунок 5 – Дерево целей проекта по реконструкции компрессора К-5500-42-1

11.3.2 Модель поля сил эффективности реализации проекта

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ					

Поле сил характеризует организационную надежность состояния предприятия, устойчивость и направленность его развития. Наличие потенциала изменений, преобладание тех или иных сил определяет формулировки проблемы и целей. Схему поля сил покажем на рисунке 6.

Приступая, к реализации проекта, оценим влияние различных факторов на достижение цели.

Было предложено существование двух групп сил-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, схемы поля сил Левина и метода SWOT-анализа. Толщина стрелок означает мощность сил. Толщина стрелки показывает её относительную мощность при реализации темы проекта.

Данный метод анализа является практическим, для понимания, того почему тот или иной процесс на предприятии происходит или не происходит. Метод поля сил помогает разработать конкретные стратегии для проведения изменений на предприятии.

Цель анализа поля сил – это объективная оценка ситуации или процесса, которое может повлечь за собой различного рода изменения на предприятии.

Анализ сил должен включать в себя рассмотрение вопросов, почему они существуют, являются ли они правомочными и почему являются более весомыми, чем другие.

Движущие силы:

1. Сильная: хорошее финансирование проекта - без денежных вложений невозможна разработка и реализация проекта;

2. Сильная: снижение текущих затрат – основной целью проекта является получение экономического эффекта, которое достигается путем уменьшения текущих затрат;

3.Средняя: устойчивый спрос на сжатый воздух со стороны потребителей - на предприятии установлены дополнительно 5 компрессоров подобного типа, которые могут взять на себя часть нагрузки и производительности компрессора К-5500-42-1.

4.Слабая: наличие квалифицированного персонала – установка оборудования в процессе реализации проекта по реконструкции может быть осуществлена за счет менее квалифицированного персонала.

Сдерживающие силы:

1.Сильная: большие капитальные затраты - требуется время для окупаемости проекта, которое напрямую зависит от капитальных вложений.

2.Сильная: рост цен на оборудование – увеличивает капитальные затраты на проект, что увеличивает срок окупаемости;

Движущие силы

									Лист
									69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.081.11 ПЗ				

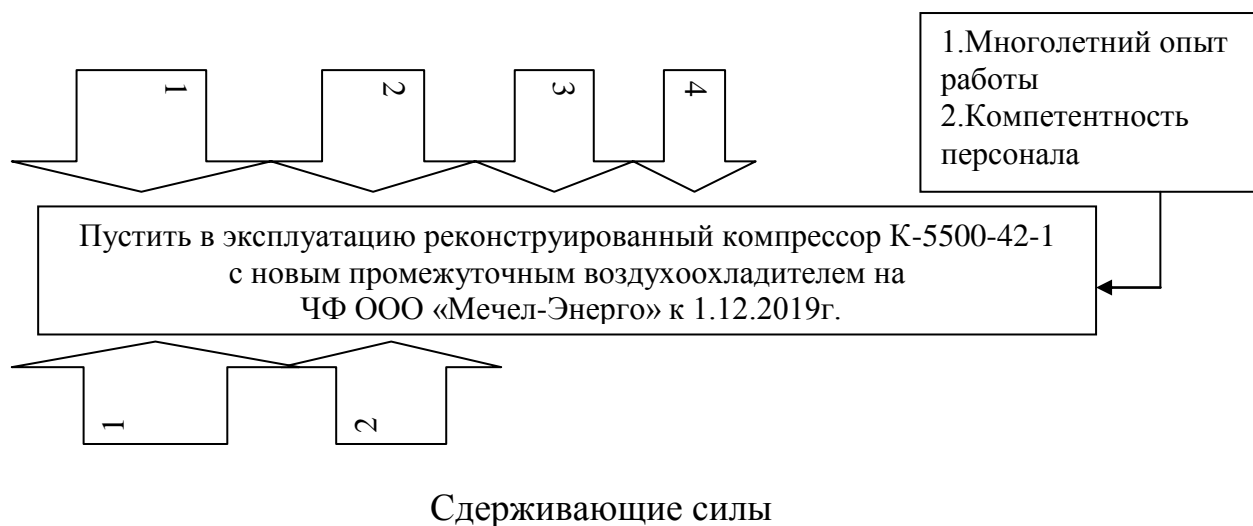


Рисунок 6 – Поле сил проекта по реконструкции компрессора К-5500-42-1

Вывод: Движущие силы преобладают, следовательно, при полном использовании потенциала и возможностей, предприятие сможет достичь поставленной цели.

11.3.3 Ленточный график Ганта для представления мероприятий по реализации целей проекта, указанных в дереве целей

Успешная реализация проекта достигается путем правильного выбора системы планирования и организации этапов работ. Объектами планирования являются все без исключения работы, выполняемые в процессе подготовки, исполнения и производства. Для учета и контроля проведения работ составляется линейный график Ганта, который позволяет отследить этапы проведения работ, сроки их выполнения, нагрузку отделов, занятых в реализации проекта и т. д.

Линейный график Ганта является одним из методов планирования проекта. Представляет собой отрезки, размещенные на горизонтальной шкале времени. Каждый отрезок соответствует определенному периоду времени, в который нужно выполнить определённую задачу или подзадачу.

Основной принцип данного графика – это максимальное использование возможностей параллельного выполнения различных работ для сокращения общего срока реализации проекта.

Ленточный график Ганта не отображает значимости того или иного вида работ. Для крупных проектов он становится достаточно весомым и теряет наглядность. Данные недостатки значительно ограничивают применение данного способа. Тем не менее, в настоящее время график Ганта является стандартным в теории практики и управления проектами для отображения структуры и перечня работ.

Ниже в таблице 11.2 представлен ленточный график для рассматриваемого проекта по реконструкции компрессора К-5500-42-1.

Таблица 11.2 – Ленточный график Ганта

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Работы по проекту	Исполнители (магистрант или отделы)	Кол-во исполнителей	Продолжительность 2019 год, мес.														
			Сентябрь				октябрь				ноябрь						
			1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4			
1	2	3	4														
1. Разработка проекта по реконструкции.	Проектная группа	10	■	■	■												
2. Расчет капитальных, текущих затрат, срока окупаемости и экономического эффекта проекта. Составление сметы.	Отдел экономики и управления	2				■	■	■									
3. Заключение договора на монтажно-строительные работы.	Производственно-технический отдел	2						■	■								
4. Выполнение демонтажных и строительно-монтажных работ.	Производственно-технический отдел	5								■	■	■	■				
5. Пуско-наладочные работы.	Производственно-технический отдел	5															■

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

					<i>13.03.01.2019.081.11 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		71

1) В работе были рассчитаны газодинамические характеристики компрессора К-5500-42-1 для трех режимов его работы при температурах наружного воздуха -30,0,20 °С.

В результате расчета получены значения политропного КПД компрессора и потребляемая им мощность в зависимости от режима работы. Построены графики газодинамических характеристик. В результате расчета получены следующие значения:

- При -30°С: $\eta = 0,72$; $N = 16,2$ кВт;
- При 0°С: $\eta = 0,87$; $N = 14,8$ кВт;
- При 20°С: $\eta = 0,89$; $N = 15,8$ кВт.

2) Произведён тепловой расчет промежуточного воздухоохладителя для трех режимов работы компрессора. Для каждого случая посчитан коэффициент теплопередачи. В результате расчета получены следующие значения:

- При -30°С: $k = 62$ Вт/м²·°С;
- При 0°С: $k = 102$ Вт/м²·°С;
- При 20°С: $k = 87$ Вт/м²·°С.

3) Для повышения эффективности работы компрессора К-5500-42-1 рассмотрен вариант реконструкции за счет замены промежуточного воздухоохладителя. Интенсифицировать процессы теплообмена в воздухоохладителе предложено за счет применения оребрения. Произведён расчет воздухоохладителя с оребренными пучками и получены следующие значения коэффициента теплоотдачи:

- При -30°С: $k = 109$ Вт/м²·°С;
- При 0°С: $k = 129$ Вт/м²·°С;
- При 20°С: $k = 154$ Вт/м²·°С.

На основании полученных данных произведено сравнение с значениями коэффициентом теплоотдачи гладкотрубных пучков и построен сравнительный график. Сделан вывод об эффективности применения оребрения.

4) Для обеспечения экологической безопасности рассмотрен вопрос очистки воздуха перед поступлением в компрессорные установки;

7) Приведено описание схемы автоматического контроля и защит основных параметров компрессора;

8) В экономической части рассмотрена экономическая эффективность реконструкции, произведён расчёт себестоимости 1м³ сжатого воздуха, а также рассчитан срок окупаемости. Себестоимость 1 м³ сжатого воздуха при работе на реконструированной установке составляет 48,24 руб. Срок окупаемости проекта по реконструкции составил 317 дней.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.081.11 ПЗ

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. Введен 23 ноября 2009. – М.: Российская газета – Федеральный выпуск № 5050 (226), 2009.

2 Федеральный закон от 10.01.2002 №7-ФЗ. Об охране окружающей среды. Введен 10 января 2002 года. // Российская газета. – 2002 – Федеральный выпуск №2874 (0), 2002.

3 Федеральный закон РФ от 22 июля 2008 № 123-ФЗ. Технический регламент о требованиях пожарной безопасности. – М.: Российская газета, 2008.

4 ГН 2.2.5.3532-18 Предельно-допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны, 2018.

5 ГОСТ 21.404-85 Автоматизация технологических процессов. – М.: Изд-во Стандартиформ, 2007

6 ГОСТ 21.403-80 СПДС. Обозначения условные графические в схемах. Оборудование энергетическое. – М.: Изд-во Стандартиформ, 2006.

7 ГОСТ 12.1.010-76 Взрывобезопасность. Общие требования, М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002.

8 ГОСТ 12.1.019-2009 ССБТ Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. М.: Стандартиформ, 2010.

9 ГОСТ 12.1.030–81 Электробезопасность. Защитное заземление, зануление. М.: Стандартиформ, 2007.

10 ГОСТ 27331-87 Пожарная техника. Классификация пожаров. М.: Стандартиформ, 2006.

11 СП 4.13130-2009 Системы противопожарной защиты. М.: ФГУ ВНИИПО МЧС России, 2009.

12 СП 12.13130.2009 Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности/ – М.: ФГУ ВНИИПО МЧС России, 2009

13 СП 112.13330.2011. Пожарная безопасность зданий и сооружений/ Актуализированная редакция СНиП 21-01-97* – М.: Минрегион России, 2007.

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

15 Абдурапштов, С.А. Насосы и компрессоры / С.А. Абдурапштов, Тупиченков А.А., Вершинин И.М., - М., Изд-во «Недра», 2011. – 250 с.

16 Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть выпускных квалификационных работ для направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника»: Учебное пособие / А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 44с.

17 Безопасность жизнедеятельности: учебник для вузов / С.В. Белов, В.А. Девисилов, А.В. Ильницкая и др.; под общ. ред. С.В. Белова. 5-е изд. испр. и доп. – М.: Высш.шк., 2009. – 87 с.

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

18 Бердюк, В.В. Строительство и монтаж насосных и компрессорных станций магистральных трубопроводов / В.В. Бердюк. – М., Изд-во «Недра», 2012. – 283 с.

19 Бибишев, А.В., Рабинович, З.Я. Эксплуатация оборудования магистральных трубопроводов / А.В. Бибишев, З.Я. Рабинович. – М., Изд-во «Госиздат», 2011. – 431 с.

20 Булкин, А.Е. Автоматическое регулирование энергоустановок: учебное пособие для вузов. Гриф МО РФ / А.Е. Булкин. – М.: Изд-во МЭИ, 2009.

21 Грибанов, А.И. Очистка дымовых газов. Часть I. Курс лекций. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006.

22 Григорьев, В.И. Справочник энергетика / В.И. Григорьев и др.; под ред. А.Н. Чохонидзе, - М.: Изд-во Колосс, 2011.

23 Данилов, О.Л. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник / Данилов О.Л. и др. – М.: Изд-во МЭИ, 2010. – 355 с.

24 Зайцев, В.А. Промышленная экология. Учебное пособие / В.А. Зайцев. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2012. – 382 с.

25 Иванова, Г.М. Технологические измерения и приборы: учеб. пособие / Иванова Г.М., Кузнецов Н.Д., Честяков В.С. – М.: Изд-во МЭИ, 2010. – 247 с.

26 Калинин, А.В. Справочник по контрольно-измерительным приборам и автоматике / Калинин А.В. - М.: Изд-во Энергия, 2010. – 200 с.

27 Киселев, В.И. Насосы, компрессоры, вентиляторы / В.И. Киселев – М., Metallurgizdat, 2010. – 400 с.

28 Конторович, Б.В. Насосы и воздуходувочные машины / Б.В. Конторович – М., Metallurgizdat, 2009. – 334 с.

29 Кудинов, А.А. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина. – М.: Машиностроение, 2011.

30 Методическое пособие по расчету, нормированию и контролю выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух. – СПб. – 2012

31 Липатников, Г.А. Автоматическое регулирование объектов теплоэнергетики / Липатников Г.А., Гузеев М.С. – 2007.

32 Овчаренко, Н.И. Автоматика энергосистем: учебное пособие для вузов / Н.И. Овчаренко. – 3-е изд., и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 476 с.

33 Правила по охране труда при эксплуатации тепловых энергоустановок: Приказ Минтруда России №551н от 17 августа 2015 г.

34 Раков, А.А., Виноградов, Ю.А. Компрессоры / А.А. Раков, Ю.А. Виноградов – М., Машиностроение, 2012. – 280 с.

35 Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / Ривкин С.Л., Александров А.А. – М.: Изд-во Энергия, 2011. – 206 с.

36 Росляков, П.В. Методы защиты окружающей среды: учебное пособие / П.В. Росляков. – Москва: Изд-во МЭИ, 2007. – 336 с.

37 Селезнев, К.П., Анисимов, С.А. Теория и расчет турбокомпрессоров / К.П. Селезнев, С.А. Анисимов – М., Машиностроение, 2013. – 406 с.

38 Степанов, А.И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки, вентиляторы / А.И. Степанов – М., Энергоатомиздат, 2010. – 347 с.

					13.03.01.2019.081.11 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

- 39 Сычев, В.В. Техническая термодинамика: учебник для вузов / Сычев В.И., Кириллин В.А., Шейдлин А.Е. – М.: Изд-во МЭИ, 2012. – 387 с.
- 40 Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М.Черкасский. - М.: Энергоатомиздат, 2009. – 176 с.
- 41 Проект 08.51.00.00 «Реконструкция компрессора К-5500-42-1 ст. №2а ТЭЦ ООО «Мечел-Энерго» - СПб.: Изд-во ОАО «НПО ЦКТИ», 2010.
- 42 Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов / А.В. Клименко, О.Л. Данилов, А.Б. Горяев, И.В и др. – М.: Изд-во МЭИ, 2010.
- 43 ООО ЧФ «Мечел-Энерго» - <http://www.mechel-energo.ru>
- 44 Паспорт компрессорной установки К-5500-42-1
- 45 Модернизация компрессорного оборудования - <http://www.entemach/produkte/>
- 46 Методы повышения эффективности работы компрессорных станций - <https://ipus.ru/articles/>
- 47 Эксергетический анализ теплоэнергетических установок- www/media.is/urfu.ru/588/1591/3778/4848/
- 48 Ротационные компрессоры - http://www.rocom.ru/oborudovanie/kompressor/vinr_or_rotor/
- 49 Смазка компрессоров - <http://mash-xxi.info/info/325057/>
- 50 Разработка и исследование систем маслоснабжения компрессоров - http://www.tekhnosfera.com/rasrabotka_i_issledovanie/
- 51 Розничные цены на природный газ и тепловую энергию Челябинской области – <http://www.novatek74.ru/gaz-narody/naselen/>
- 52 Энергетическая стратегия России до 2030 года» от 13 ноября 2009 года – <http://www.scrf.gov.ru/documents/15/122.html>