

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
 Отделение нефтегазового дела

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Повышение эффективности дожимной компрессорной станции

УДК 622.279.51

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Боюн Иван		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк Вера Борисовна	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна	-		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Томск – 2020 г.

Результаты ООП

Код	Результат обучения	Требования ФГОС ВО, СУОС, критериев АИОР, и/или заинтересованных сторон
Общие по направлению подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»		
Р1	<p>Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, для решения прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем, соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики), самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.</p>	<p>УК-1, УК-2, УК-4, УК-5, УК-6, ОПК-1.0ПК-2, ЕАС-4.2, АВЕТ-3А, АВЕТ-3i, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом</p>
Р2	<p>Решать профессиональные инженерные задачи на основе информационной и библиографической культуры с применением информационнокоммуникационных технологий и с учетом основных требований информационной безопасности.</p>	<p>УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, УК-8, ОПК-2, ОПК-6, ОПК-7, ПК-2, ПК-4 критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).</p>
в области производственно-технологической деятельности		
Р3	<p>Применять процессный подход в практической деятельности, сочетать теорию и практику при эксплуатации и обслуживании технологического оборудования нефтегазовых объектов.</p>	<p>УК-1, УК-2, УК-3, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных</p>

		стандартов: 40.083 17 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
P4	Оценивать риски и определять меры по обеспечению безопасности технологических процессов в практической деятельности и применять принципы рационального использования природных ресурсов и защиты окружающей среды в нефтегазовом производстве.	УК-1, УК-2, ОПК-б, ПК-1, ПК-3, ПК-4, ПК-5, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
в области организационно-управленческой деятельности		
P5	Эффективно работать индивидуально и в коллективе по междисциплинарной тематике, организовывать работу первичных производственных подразделений, используя принципы менеджмента и управления персоналом и обеспечивая корпоративные интересы.	УК-3, УК-6, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4
P6	Участвовать в разработке организационно-технической документации и выполнять задания в области сертификации нефтегазопромышленного оборудования	УК-2, УК-6, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-4, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н),

		19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
в области экспериментально-исследовательской деятельности		
P7	Получать, систематизировать необходимые данные и проводить эксперименты с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий для решения расчетно-аналитических задач в области нефтегазового дела.	УК-1, УК-2, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-5
в области проектной деятельности		
P8	Использовать стандартные программные средства для составления проектной и рабочей и технологической документации объектов бурения нефтяных и газовых скважин, добычи, сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов	УК-2, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4
Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»		
P9	Планировать и организовывать работу по проведению планово-предупредительных ремонтов установок, технического обслуживания и ремонта оборудования.	ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, ПК-5, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования "
P10	Планировать внедрение новой техники и передовых технологий, разрабатывать и реализовывать программы модернизации и технического перевооружения предприятия.	УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования"
P11	Организовывать проведение проверок технического состояния и экспертизы	УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-

	<p>промышленной безопасности, проводить оценку эксплуатационной надежности технологического оборудования.</p>	<p>2,ПК-3, ПК-4, ПК-5, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования "</p>
--	---	---

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
 Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП

 (Подпись) (Дата) Манабаев К.К.

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ84	Боюн Ивану

Тема работы:

Повышение эффективности дожимной компрессорной станции	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№79-16/с от 19.03.2020

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.2020
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	<i>Объектом разработки является схема сменная проточная часть центробежного компрессора. В качестве исходных данных взяты давление, температура, объемная производительность, мощность, обороты.</i>
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	<ol style="list-style-type: none"> 1. Аналитический обзор по литературным источникам. 2. Анализ типовых конструкций проточной части. 3. Произвести расчет параметров сменных проточных частей. 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. 5. Социальная ответственность. 6. Выводы по работе. 7. Раздел на иностранном языке.
Перечень графического материала	-

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент и ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Романюк Вера Борисовна, доцент, к.э.н.
«Социальная ответственность»	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент
«Английский язык»	Надеина Луиза Васильевна, доцент, к.ф.н.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Теоретическая часть ВКР	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	19.03.2020
---	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Зиякаев Г.Р.	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Боюн И.		

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки (специальность) 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
Профиль Машины и оборудования нефтяных и газовых промыслов
Уровень образования магистратура
Отделение нефтегазового дела
Период выполнения весенний семестр 2019/2020 учебного года

Форма представления работы:

Магистерская диссертация

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	1.06.2020
--	-----------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
01.05.2020	Введение, обзор литературы	15
05.05.2020	Раздел объект исследования	15
10.05.2020	Расчет и аналитика	45
12.05.2020	Раздел, выполненный на иностранном языке	5
14.05.2020	Экономическая часть	10
20.05.2020	Социальная часть	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Г.Р.	к.т.н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 135 страницы, 24 таблицы, 31 рисунок, 25 источников, одно приложение на английском языке.

Ключевые слова: центробежный компрессор, сменная проточная часть, газоперекачивающий агрегат, дожимная компрессорная станция, давление, производительность.

Объектом исследования является сменная проточная часть центробежного компрессора.

Цель работы - повышение эффективности газоперекачивающих агрегатов на дожимной компрессорной станции месторождения, находящегося на поздней стадии разработки.

В результате выполнения работы был проведен расчет газодинамических параметров центробежного компрессора до и после замены СПЧ.

Список определений и сокращений

В данной работе были применены следующие термины и определения:

Дожимная компрессорная станция (ДКС) – компрессорная станция, которая устанавливается на выходе из газового промысла и предназначена для повышения давления газа до рабочего давления в магистральном газопроводе.

Газоперекачивающий агрегат (ГПА) – установка, включающая в себя газовый компрессор (нагнетатель), привод (газотурбинный, электрический, поршневой или другого типа) и оборудование, необходимое для их функционирования.

Сменная проточная часть (СПЧ) – аэродинамический узел нагнетателя, который состоит из статора и ротора.

Список сокращений

ДКС – дожимная компрессорная станция

ЦК (ЦН) – центробежный компрессор (нагнетатель)

СПЧ – сменная проточная часть

КПД – коэффициент полезного действия

Оглавление	
Введение.....	13
1 Обзор литературы	14
2. Объект исследования	18
2.1 Дожимная компрессорная станция, принцип работы	18
2.2 Компрессорные машины.....	21
2.3 Сведения о конструкции проточной части ЦК.....	23
3. Расчетно-конструкторская часть	50
3.1 Исходные данные.....	50
3.2 Расчет ДКС до замены сменной проточной части	51
3.3 Расчет ДКС после замены сменной проточной части.....	58
3.4 Исследование в программной среде Ansys.	59
3.5 Результаты расчетов	61
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение..	64
4.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	64
4.2 SWOT – анализ.....	66
4.3 Планирование научно-исследовательских работ	71
4.4 Определение трудоемкости выполнения работ	73
4.5 Разработка графика проведения научного исследования.....	74
4.6 Бюджет научно-технического исследования	78
4.7 Основная заработная плата исполнителей темы	78
4.8 Дополнительная заработная плата исполнителей темы	82
4.9 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления).....	82
4.10 Определение ресурсоэффективности проекта	85
5. Социальная ответственность	90
5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	91
5.2 Производственная безопасность. Анализ опасных и вредных производственных факторов.....	93
5.3 Анализ вредных производственных факторов и мероприятия по их устранению	95
5.4 Анализ опасных производственных факторов и мероприятия по их устранению	98

5.5 Экологическая безопасность.....	100
5.5 Меры безопасности в чрезвычайных ситуациях	105
Вывод по разделу	107
Заключение	108
Список литературы	109
Приложение А	111

Введение

Актуальность. Нефтегазовая промышленность является одной из составных частей экономики России. Программы развития предполагают увеличение объемов добычи газа для внутреннего рынка и для экспорта. В данный момент многие газовые месторождения находятся на этапе истощения и в завершающей стадии разработки. На стадии наблюдается падение пластового давления, что в свою очередь вызывает проблему компримирования газа до нужного давления и подачу его в магистральный газопровод. Для данной задачи используются дожимные компрессорные станции (ДКС), с постоянно увеличивающимся количеством газоперекачивающих агрегатов (ГПА). В связи с этим особой актуальностью обладают разработки направленные на увеличение энергоемкости и увеличение падающей добычи. В данной работе рассмотрено повышение эффективности ДКС путем замены сменной проточной части центробежного компрессора.

Объектом исследования является сменная проточная часть центробежного компрессора.

Предметом исследования являются характеристики сменной проточной части.

Цель работы - повышение эффективности газоперекачивающих агрегатов на дожимной компрессорной станции месторождения, находящегося на поздней стадии разработки.

Задачи исследования:

1. Провести анализ литературы по указанной тематике.
2. Провести технологические расчеты газодинамических параметров центробежного компрессора до и после замены СПЧ.
3. Провести сравнения СПЧ 75/140-1,5 и СПЧ 75/100-2,2.
4. Проанализировать полученные результаты.

1 Обзор литературы

Одной из важных научно-технических задач в завершающей стадии разработки месторождений является обеспечение высокого уровня и темп добычи при максимальном извлечении углеводородного сырья.

Ряд патентов посвящен конструкциям газоперекачивающих агрегатов. Так, например, в патенте RU 2 200 255 C1 Важенина Ю.И., приведен газоперекачивающий агрегат компрессорной станции со стационарным газотурбинным приводом (Рисунок 1).

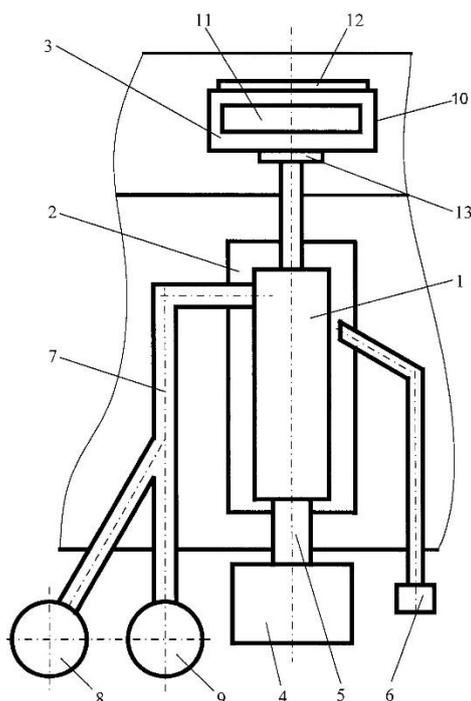


Рисунок 1 – Газоперекачивающий агрегат компрессорной станции из патента RU 2 200 255 C1

В патенте RU 2 708 957 C1 Субботина В.А. представлена газотурбинная установка газоперекачивающего агрегата компрессорной станции магистральных газопроводов (Рисунок 2).

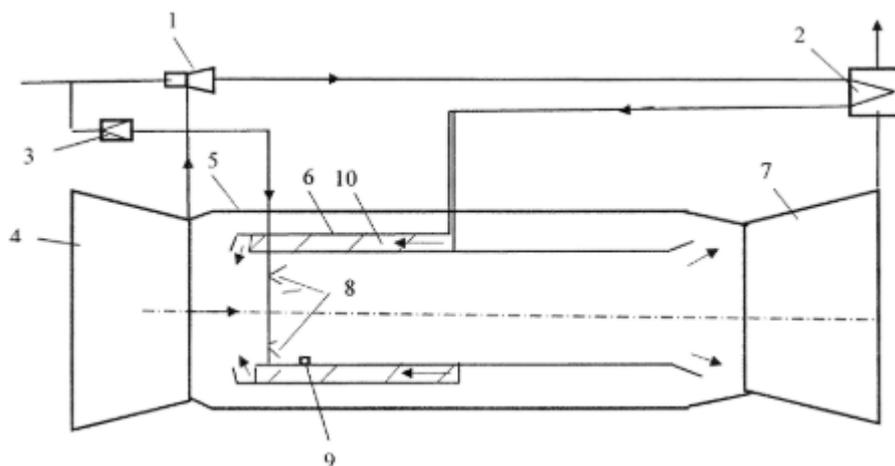


Рисунок 2 – Газотурбинная установка газоперекачивающего агрегата
из патента RU 2 708 957 C1

В справочнике работника газовой промышленности рассмотрены способы определения состояния газоперекачивающих агрегатов. Приведены некоторые виды газовой арматуры, компрессорных и газораспределительных станций. Также рассмотрены способы по защите газопроводов от коррозии.

Автор Хисамеев И.Г. в собственной работе приводит историю развития и типовые конструкции промышленных центробежных компрессоров, их общую классификацию. В работе рассмотрены устройство и функции агрегатов и систем, необходимых для работы компрессоров, а также конструкции основных узлов и деталей. Приведены примеры расчета и проектирования, экспериментального исследования. Рассмотрены методы регулирования и автоматизации компрессорных установок.

Конструкциям и модернизациям центробежного компрессора представлены в ряде патентов и авторских свидетельств, например, таких как RU 157010 U1, RU 2 529 926 C1, RU 2 687 859 C1 и т.п. Большой вклад в изучение центробежных компрессоров внес Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа, институт обладает более 200 патентами в этой области.

В учебном пособии Ю.А. Чумакова излагается несколько способов газодинамического расчета ЦК, которые используются с газотурбинными двигателями. Не считая газодинамического расчета, в пособии

рассматривается один из вариантов определения частоты вращения ротора компрессора.

В статье «Современная газокompрессорная техника – результат совместной деятельности производителей и потребителей» изложена информация о развитии и современном состоянии газотурбинной и компрессорной техники, обслуживающей газовую и нефтяную отрасли Российской Федерации.

В книге Селезнева и Галеркина «Центробежные компрессоры» изложены способы расчета и профилирования проточной части центробежных компрессоров. Представлены результаты исследования.

Автор Ден Г.Н. в своей работе привел результаты экспериментальных и теоретических исследований течения и потерь во всех основных элементах проточных частей центробежных машин – рабочих колесах, диффузорах, обратных направляющих аппаратах, входных и выходных устройствах. Приведены газодинамические характеристики различных вариантов элементов ступеней. Большое внимание уделено описанию особенностей кинематики потока в отдельных элементах проточных частей и анализу влияния коэффициентов потерь и других характерных газодинамических факторов на экономичность ступени. Показана возможность использования аппарата теории аэродинамических решеток для расчета обтекания лопаток колес, диффузоров, обратных направляющих и входных регулирующих аппаратов. Описаны методы расчета течений в канальных и безлопаточных диффузорах и выходных улитках. Рассмотрены способы расчета аэродинамических сил, действующих на ротор и лопаточные системы диффузоров и входных регулирующих аппаратов. Результаты всех расчетов сопоставлены с опытными данными.

В книге Компрессорные и насосные установки химической промышленности изложены сведения об устройстве, эксплуатации и ремонте насосов и компрессоров, контрольно-измерительных и регулирующих

приборах, средствах автоматики, трубопроводах и арматуре, а также об организации труда машинистов компрессорных и насосных установок.

Автор Шаммазов в своей работе привел историю развития трубопроводного транспорта, рассмотрел вопросы проектирования, оснащение и работы насосных и компрессорных цехов, привел классификацию насосных и компрессорных станций, так же сведения о составе и работе вспомогательных систем.

Аберков в своем справочном пособии рассмотрел технологическое оборудование компрессорных станций. Подробно освещен монтаж трубопроводов, газоперекачивающих агрегатов, оборудования компрессорных станций. Приведены расчеты, таблицы, нормативные документы. Описаны организация работ на объектах и их оснащенность механизмами, инструментом и приспособлениями. Уделено внимание проведению испытаний и контролю качества работ. Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, строительством и эксплуатацией магистральных трубопроводов.

В учебнике Оборудование, эксплуатация и ремонт и ремонт магистральных газопроводов даны основные сведения об устройстве, эксплуатации и ремонте оборудования компрессорных станций, сооружений линейной части магистрального газопровода, станций подземного хранения газа. Рассмотрены современные методы диагностики состояния газоперекачивающих агрегатов, порядок выбраковки деталей. Описаны способы экономии топливно-энергетических ресурсов в системе дальнего транспорта. Приведены основные понятия надежности работы магистральных трубопроводов.

2. Объект исследования

2.1 Дожимная компрессорная станция, принцип работы

Дожимные компрессорные станции (ДКС) используются для получения взрывобезопасной газовой смеси (сжатого и осушенного воздуха) из атмосферного воздуха на месте эксплуатации; цель — дальнейшая его переработка, транспортировка или использование. Дожимные компрессорные станции работают в круглосуточном режиме.



Рисунок 3 – Дожимная компрессорная станция

Дожимные компрессорные станции устанавливаются для компримирования (сжатия):

- Воздуха
- Природного газа
- Попутного нефтяного газа.

Основные функции дожимные компрессорные станции:

- Поддержка требуемого уровня рабочего давления на входе;
- Снабжение газом непосредственного потребителя;
- Повышение объема добываемого газа из природных залежей.

Технические преимущества дожимных компрессорных станций ДКС:

- Вариативность воплощения: открытая рама или блок-модуль, устанавливаемый на открытой площадке
- Использование современного высокоэффективного оборудования

- Наивысшая степень готовности станции при поставке
- Возможность учета специальных требований заказчика при составлении комплектации станции

Основное оборудование, составляющее ДКС:

- Компрессорное оборудование;
- Узлы технологического и коммерческого учета;
- Трубопроводы с запорно-регулирующей арматурой;
- Узел грубой и тонкой очистки;
- Технологическая ёмкость;
- Автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП);
- Контрольно-измерительные приборы и автоматика (КИПиА).

Вспомогательное оборудование для компрессорных станций:

- Рабочее и аварийное освещения;
- Система вентиляции;
- Пожарно-охранная сигнализация, пожаротушения;
- Система газоанализа;
- Системы молниезащиты и заземление
- Грузоподъемное оборудование (ручная таль)

Оборудование спроектировано так, чтобы его можно было разместить как в теплоизолированном помещении, так и на открытой площадке.

Дожимная компрессорная станция оборудована системой контроля и автоматизации работы технологического оборудования, которая предполагает:

1. Функционирование ДКС без постоянного присутствия обслуживающего персонала.
2. Ручное местное управление насосами, вентиляторами, электрообогревателями, задвижками.
3. Автоматические проверку и контроль технологических параметров насосов, электродвигателей.

4. Автоматическое срабатывание электрозащиты и аварийной сигнализации.

Перечень сигналов и данных, которые система автоматизации передает выполняется в соответствии с требованием заказчика.

Система автоматики обеспечивает защиту агрегатов от:

- резкого снижения давления на входе;
- резкого снижения и повышения давления на выходе;
- превышения потребляемой мощности;
- перегрев двигателя.

Таблица 1 – Технические характеристики дожимной компрессорной станции

Габаритные разделы	Зависит от типа и производительности используемого оборудования
Габаритные размеры блок-модуля:	
Длина, мм	6000...12000*
Ширина, мм	2450...3200
Высота, мм	до 3500
Масса, кг:	Зависит от типа и производительности используемого оборудования
Рабочая среда	согласно тех. задания заказчика
Количество напорных линий, шт.	согласно тех. задания заказчика
Напор, м	согласно тех. задания заказчика
Расход м ³ /ч	согласно тех. задания заказчика
Степень огнестойкости зданий	II
* - Размеры даны для справок и уточняются при разработке рабочего проекта	

2.2 Компрессорные машины

Компрессорными машинами принято называть такие машины, в которых механическая энергия привода используется для увеличения потенциальной и кинетической энергии газа. Эти машины, наряду со струйными аппаратами, служат для сжатия и транспортировки газов.

По принципу действия компрессорные машины подразделяются на машины объемного сжатия (поршневые, винтовые, ротационные, мембранные) и лопаточные машины (центробежные и осевые).



Рисунок 4 – Классификация компрессорных машин

Центробежные компрессорные машины удобно разделить на вентиляторы, нагнетатели и компрессоры.

К вентиляторам относят низконапорные машины, в которых энергия газового потока возрастает не более чем на 10 кДж/кг. Нагнетателями называют ЦКМ с большим напором, не имеющие устройств для охлаждения газа в процессе сжатия. Центробежные компрессоры – высоконапорные машины, снабженные устройствами для охлаждения газа в процессе сжатия или устройствами для промежуточного подвода газа в проточную часть или отбора части газа из нее. В отдельную группу могут быть выделены также высоконапорные центробежные нагнетатели, используемые в транспортных двигательных установках, например для наддува дизелей. Эти машины играют в настоящее время очень большую роль во многих отраслях народного

хозяйства. В частности, весь добываемый в стране природный газ перекачивается по магистральным газопроводам центробежными нагнетателями. Стационарные центробежные компрессоры подают воздух в доменные печи и блоки разделения. Центробежными машинами обслуживаются крупнотоннажные производства химической и нефтехимической промышленности, они работают на горно-обогатительных комбинатах и крупных шахтах и рудниках. Центробежные компрессоры применяются в паровых холодильных машинах большой мощности.

За последние годы возрос уровень давлений, создаваемых стационарными центробежными компрессорами, расширилась область объемных производительностей, обслуживаемая ЦКМ, прежде всего в сторону малых производительностей. Малорасходные высокооборотные центробежные машины в ряде случаев успешно конкурируют с более громоздкими поршневыми компрессорами.

Основными параметрами, определяющими свойства компрессора, с точки зрения потребителя, эксплуатирующего машину, являются массовая производительность Q , конечное давление P_K или повышение давления ΔP (разность между конечным и начальным давлением газа) и мощность, потребляемая компрессором, N . Все три основных параметра зависят от частоты вращения ротора n и начальных параметров сжимаемого газа перед входом во всасывающий патрубок – начального давления P_n и начальной температуры T_n , а также физических свойств газа. Параметры ЦКМ, имеющих устройства для охлаждения газа в процессе сжатия, зависят также от количества охлаждающей среды, подаваемой в теплообменники (воды или воздуха) W , и ее начальной температуры.

Проектные решения, заложенные при строительстве большинства существующих дожимных компрессорных станций газовых месторождений на поздней стадии разработки основаны на научно-технической базе 70-80 гг. и прогнозных темпах снижения пластового давления газа на начальных этапах разработки месторождений. Их характерной особенностью является

необходимость увеличения напора по мере снижения пластового давления газа для обеспечения его дальнейшего транспорта. ГПА эксплуатируются с крайне низким коэффициентом полезного действия.

В этой ситуации остро стоит проблема повышения энергетической эффективности, экологической безопасности и эксплуатационной надежности установленного оборудования, проведения своевременной модернизации и технического перевооружения ДКС с учетом их технического уровня, свойств и специфики.

2.3 Сведения о конструкции проточной части ЦК

К основным узлам проточной части ЦК относятся:

- Корпус сжатия
- Статорные элементы газодинамических узлов
- Роторы
- Рабочие колеса

Корпус сжатия компрессора

Базовым узлом статорной части компрессора является корпус. Он выполняет ряд совмещенных функций:

- образует или жестко фиксирует статорные элементы проточной части;
- центрирует ротор, воспринимая через подшипники, действующие на него статические и динамические нагрузки;
- передает все внешние нагрузки от привода и газопроводов на фундамент.

Корпуса сжатия выполняются с горизонтальным или вертикальным разъемом.

Корпуса с горизонтальным разъемом можно подразделить на три вида:

- 1) корпус сжатия, отлитые заодно со статорными элементами проточной части;

2) корпуса сжатия, отлитые как одно целое только со всасывающими камерами и внешними улитками;

3) корпуса сжатия, отлитые в виде цилиндров со всасывающими и нагнетательными патрубками.

Статорные элементы газодинамических узлов

В общем случае к неподвижным элементам компрессора относятся входные и выходные устройства, диффузоры, поворотное колено, обратно-направляющие аппараты. Совместно с ротором они образуют газодинамический узел и обеспечивают ввод газа, повышение статического давления и формирование потока за рабочими колесами, передачу газа в последующие ступени и вывод его за пределы компрессора. В многоступенчатых ЦК статорные элементы многократно изменяют направление потока сжимаемого газа от центра или к центру.

Основное назначение входных устройств - подвести газ к рабочему колесу первой ступени компрессора и промежуточной секции (в компрессорах с промежуточным охлаждением). К ним предъявляются следующие требования:

- минимальные потери;
- равномерное поле скоростей и давлений во входном сечении;
- минимальные осевые и радиальные размеры;
- технологичность конструкции.

Одновременно эти требования выполнить практически невозможно. Поэтому для каждого конструктивного исполнения ЦК разработаны свои оптимальные варианты конструкций входных устройств.

Существующие входные устройства ЦК можно разделить на две основные группы:

- а) неподвижные входные устройства;
- б) поворотные направляющие аппараты.

Неподвижные входные устройства предназначены для обеспечения постоянного заданного конструктором направления газа на входе в колесо.

Они, в свою очередь, могут быть разделены на всасывающие патрубки, всасывающие камеры и входные направляющие аппараты (ВНА).

Всасывающие патрубки применяются в ЦК, допускающих консольное расположение рабочих колес и обеспечивают осевой подвод газа (рис5).

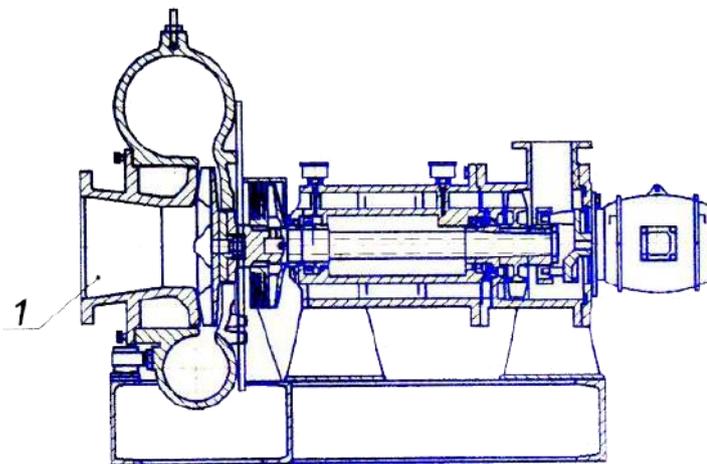


Рисунок 5 – Одноступенчатый центробежный компрессор:

1 – всасывающий патрубок

Патрубки представляют собой конфузور с круглым поперечным сечением. Угол между образующими конфузора находится в пределах $15...25^\circ$. Такая конструкция обеспечивает равномерность распределения параметров потока по сечению при входе в колесо и малый коэффициент потерь всасывающего патрубка.

В многоступенчатых ЦК и при расположении рабочего колеса одноступенчатого нагнетателя между подшипниковыми опорами подвод газа колесу осуществляется всасывающими камерами, обеспечивающими поворот радиального или близким к радиальному потока в осевое направление.

Во всасывающей камере принято различать три элемента: подводящий канал (патрубок); спиральный канал; кольцевой конфузур.

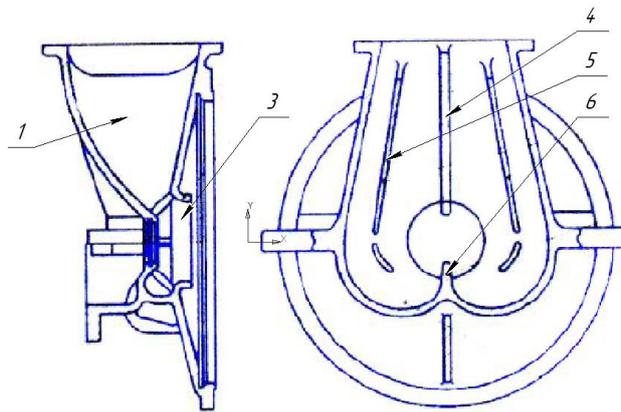


Рисунок 6 – Всасывающая камера первой секции компрессора:

1 – подводящий канал (патрубок); 2 – спиральный канал; 3 – кольцевой конфузор; 4 – разделительное ребро; 5 – боковые ребра; 6 – язык

Подводящие патрубки подразделяются на:

- осесимметричные;
- коленообразные;
- симметричные относительно плоскости, проходящей через ось компрессора;
- патрубки с криволинейной осью симметрии в радиальной плоскости;
- патрубки с тангенциальным подводом или спиральные входные патрубки.

Применяются также многопоточные патрубки, например, в компрессорах с двухсторонним всасыванием (рис. 7).

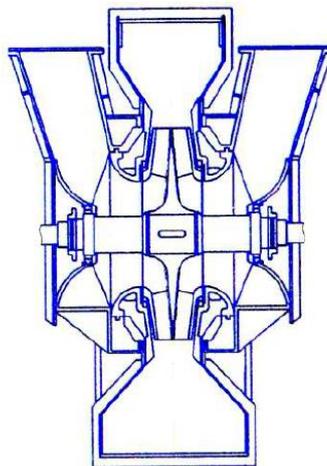


Рисунок 7 – Компрессор с двухсторонним всасыванием

Разделительные ребра и язык служат для уменьшения закрутки потока. В ЦК средней производительности боковые ребра, как правило, отсутствуют.

Всасывающие камеры ступеней промежуточных секций ЦК имеют стесненные осевые габариты. Одна или обе торцевых стенки камеры представляют собой радиальные плоскости. Поэтому обеспечить благоприятную аэродинамическую форму для них весьма сложно.

В некоторых случаях бывает выгодно несколько закрутить поток перед входом в колесо. Например, при работе колеса с очень большими окружными скоростями может оказаться целесообразным сообщить потоку некоторую закрутку в сторону вращения ротора с целью снижения относительной скорости. Для этого используются аппараты с неподвижными направляющими лопатками (ВНА). Такой способ является особенно эффективным в компрессорах с колесами полуоткрытого типа и холодильных турбокомпрессорах, работающих на фреонах (хладонах) (рис 8).

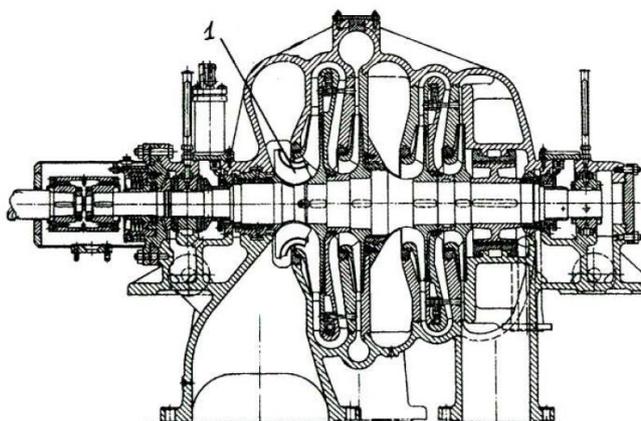


Рисунок 8 – Холодильный центробежный компрессор: 1 – входной направляющий аппарат

Аналогичные аппараты устанавливаются также на выходе из обратно направляющих аппаратов предшествующих ступеней в многоступенчатых однофазных ЦК.

С целью изменения газодинамических характеристик проточной части компрессора за счет изменения закрутки потока перед колесом используются входные регулирующие аппараты (ВРА) с поворотными лопатками. С помощью ВРА поток перед колесом может быть закручен как в сторону

вращения колеса, так и в противоположную сторону. Как правило, конструкция ВРА позволяет поворачивать его лопатки на $50...60^\circ$ для закрутки потока в сторону вращения и на $10...15^\circ$ - в противоположную сторону.

В стационарных ЦК применяются радиальные и осевые ВРА.

Преобразование кинетической энергии, сообщаемой рабочим колесом сжимаемому газу, в потенциальную энергию статического давления осуществляется в диффузоре за счет уменьшения скорости потока. Основное требование к диффузору - уменьшение скорости потока до требуемого уровня с минимальными потерями.

В ЦК применяются три типа диффузора: безлопаточный (БЛД), лопаточный (ЛД) и канальный. Такие диффузоры используются как в промежуточных ступенях, так и в концевых. Кроме того, в концевой ступени в качестве диффузора используется также улитка или спиральная камера, расположенная непосредственно за рабочим колесом.

При любой конструкции диффузора за рабочим колесом всегда имеется безлопаточное кольцевое пространство, в котором происходит выравнивание вихревых следов от лопаток колеса и уменьшение скорости течения.

Безлопаточный диффузор (БЛД) является продолжением этого кольцевого пространства и ничем от него не ограничивается. Конструктивно и технологически он наиболее прост и представляет собой кольцевой канал, образованный двумя параллельными стенками.

БЛД обеспечивает широкий диапазон работы ступени по производительности без существенного уменьшения КПД, т.е. ступень имеет пологую характеристику. Недостатком является его большие радиальные габариты. Невозможность понизить скорость потока на выходе из диффузора до требуемого уровня приводит к необходимости дальнейшего снижения скорости в последующих элементах ступени, имеющих более высокие потери, в результате чего КПД ступени оказывается пониженным.

БЛД преимущественно используется в компрессорах высокого давления; в машинах для работы на очень запыленных газах; при необходимости иметь пологую характеристику компрессора.

Лопаточные диффузоры (ЛД) являются наиболее распространенными в современных ЦК (рис. 9). Их применение по сравнению с БЛД обеспечивает следующие преимущества: при меньших радиальных размерах позволяет получить большее замедление потока, что снижает потери в последующих элементах проточной части и за счет этого повысить КПД ступени. На расчетном режиме КПД выше на 2...4%. Однако лопаточная решетка ЛД более чувствительна к изменению условий течения при изменении расхода. Поэтому характеристики ступеней с ЛД уже, чем с БЛД: при расходах больших или меньших, чем расчетные, КПД резко снижается. Их недостатком является также уменьшение надежности компрессоров в результате появления динамических напряжений в рабочем колесе, вызванных шаговой неравномерностью потока перед лопатками диффузора

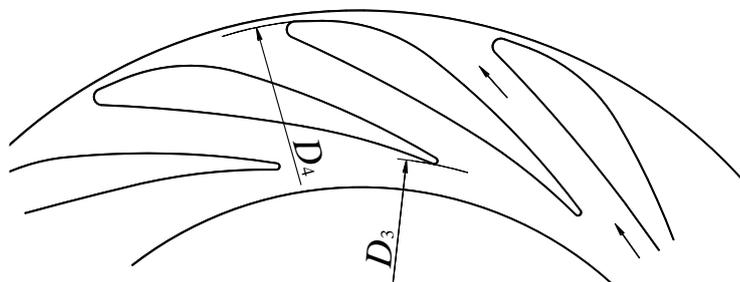


Рисунок 9 – Схема лопаточного диффузора

Канальные диффузоры состоят из ряда диффузоров с прямолинейной осью с круглым или прямоугольным поперечным сечением.

Как уже отмечалось, диффузорные отводы с прямолинейной осью с круглым поперечным сечением использованы в кислородных компрессорах серии КТК и компрессорах фирмы «Эрликон». Число отводов может составлять от двух до шести, реже до восьми.

Прямоугольное поперечное сечение имеют малоканальные прямоосные диффузоры «насосного» типа. Такое название связано с тем, что подобные неподвижные элементы характерны для насосов.

Каждый канал (рис.10) состоит из спиральной части АВ и диффузора ВС. Число каналов в диффузорах промежуточных ступеней составляет 4 ... 10, а для концевых ступеней - до 12, причем ось диффузора может быть слабоизогнутой. Угол раскрытия диффузора равняется 8...10°, редко 12°.

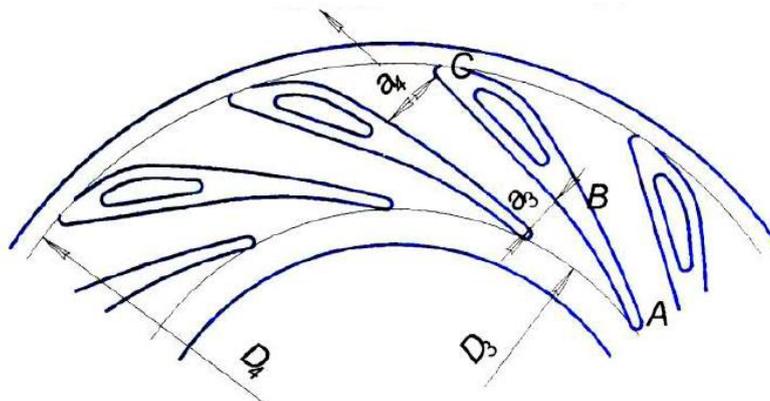


Рисунок 10 – Схема диффузора насосного типа

Канальные диффузоры способствуют аэродинамически более совершенному преобразованию кинетической энергии в давление. Однако; при этом увеличиваются радиальные размеры компрессора.

Поворотное колено, устанавливаемое после диффузора, служит для изменения направления потока газа в меридиональной плоскости на 180° с целью плавного подвода его к обратно-направляющему аппарату (в случае ступеней промежуточного типа) или к выходному устройству ступени. В зависимости от типа диффузора поворотные коленья бывают кольцевыми и канальными.

Кольцевые поворотные коленья устанавливаются в ЦК после БЛД или ЛД на промежуточных ступенях. Они представляют собой осесимметричное колено, ограниченное двумя соосными осесимметричными поверхностями.

Кольцевое колено является общим для всего потока газа, проходящего через диффузор, например, для ЛД - для всех его каналов.

Канальное поворотное колено служит для поворота потока в отдельном канале, обеспечивая только часть окружности. Например, в «насосных» диффузорах промежуточных ступеней каждому каналу диффузора соответствует свое поворотное колено.

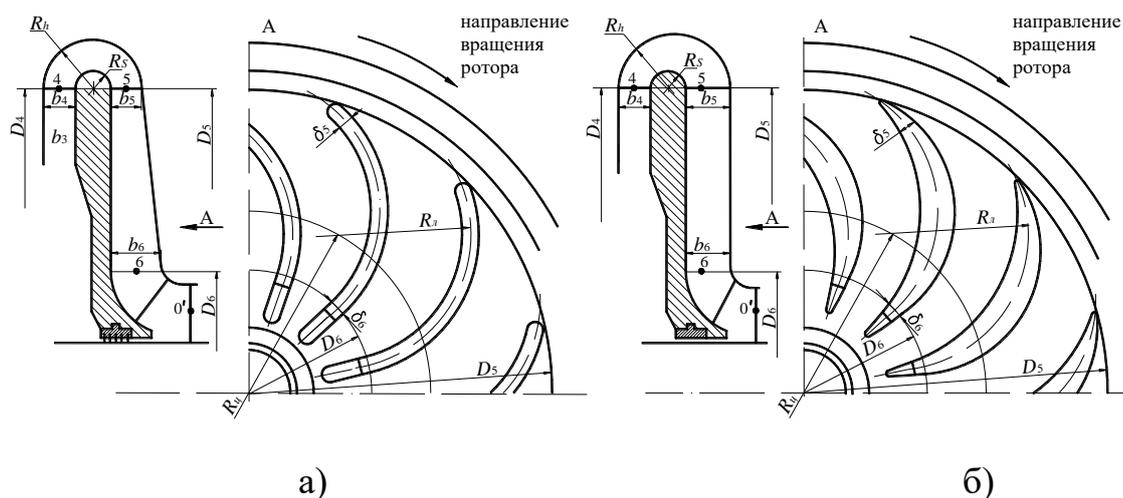


Рисунок 11 – Конструктивные соотношения обратного-направляющего аппарата и поворотного колена: а) ОНА с лопатками постоянной толщины; б) ОНА с лопатками переменной толщины

Обратно-направляющий аппарат (ОНА) обеспечивает подвод потока газа к рабочему колесу последующей ступени компрессора. В целях улучшения напорности колес, расположенных за ОНА, поток при выходе из него должен иметь осевое направление. Поэтому угол установки лопаток на выходе 90° (рис.11). В целях гарантированного исключения закрутки потока на выходе из ОНА в криволинейном колене на части длины предусматривают радиальные концы лопаток или устанавливают отдельный ВНА с решеткой радиальных лопаток. Число лопаток ОНА составляет 12...16. Межлопаточные каналы профилируются так, чтобы скорость потока в них несколько увеличивалась вдоль канала или же оставалась постоянной. Замедление потока в ОНА приводит к возрастанию потерь в них. В ЦК диффузоры, поворотное колено и ОНА, как правило, объединяются в единый узел, в так называемые «диафрагмы» (рисунок 12).

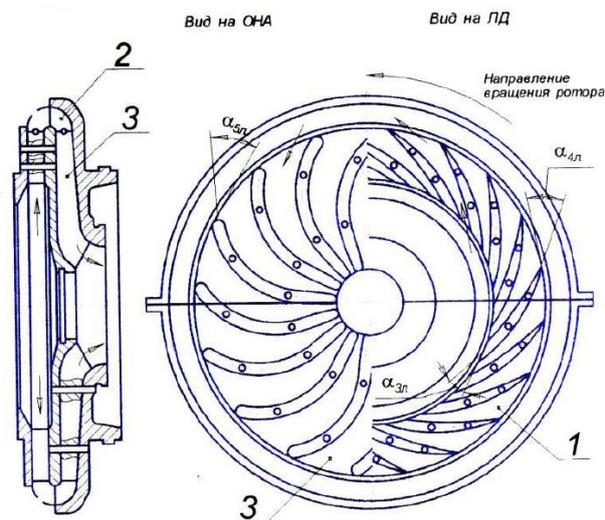


Рисунок 12 – Диафрагма «компрессорного» типа:

1 – диффузор; 2 – поворотное колено; 3 – обратно-направляющий аппарат

В диафрагмах «насосного» типа каждый из диффузорных каналов непрерывно переходит в поворотный канал и канал ОНА. Они, в основном, применяются в центробежных циркуляционных компрессорах. Диафрагмы изготавливают с горизонтальным разъемом и устанавливают в соответствующих расточках в корпусе. Нижняя половина диафрагмы свободно устанавливается в нижней части корпуса, а верхняя половина укрепляется в верхней части корпуса с помощью винтов.

В одноступенчатых конструкциях с консольным расположением рабочих колес диафрагма может быть неразъемной.

Выходные устройства (ВУ) устанавливаются за последней ступенью ПЦК или за любой из промежуточных ступеней в случае промежуточного отбора газа из многоступенчатого компрессора или для отвода газа в промежуточный охладитель.

Проточную часть ВУ можно подразделить на два участка: газосборник в виде спиральной или кольцевой сборной камеры и выходной диффузор, снижающий скорость потока до уровня, допустимого в газоохладителе или трубопроводе. Наиболее распространенными типами газосборников являются спиральные камеры или улитки. Они располагаются после ЛД или БЛД или же

непосредственно за рабочим колесом. В этом случае улитка выполняет роль не только газосборника, но и диффузора, и конструкция ступени оказывается наиболее простой.

Конструктивно улитки выполняются с переменным наружным радиусом спирали, а также с постоянным наружным радиусом и переменным внутренним (внутренние улитки) (рисунок 13).

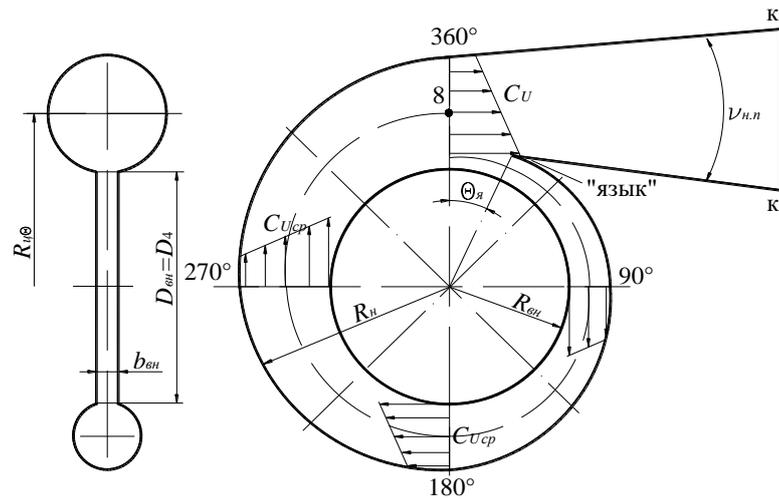


Рисунок 13 – Конструктивные параметры улитки в меридиональной и радиальной плоскостях

В зависимости от конфигурации поперечного сечения различают улитки с круглой, трапециевидной, грушевидной, прямоугольной и другими формами (рисунок 14 и рисунок 15).

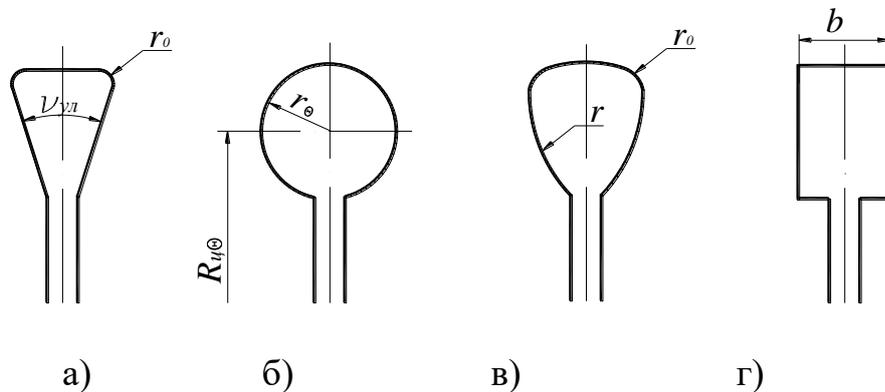


Рисунок 14 – Симметричные формы улиток: а) трапециевидная; б) круглая; в) грушевидная; г) прямоугольная

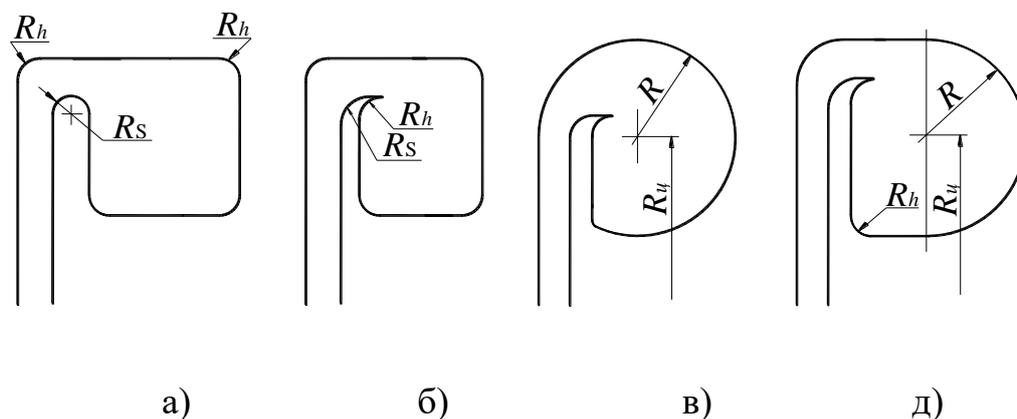


Рисунок 15 – Несимметричные формы улиток:

а), б) прямоугольные; в) круглая; д) комбинированная

Наименьшие габаритные размеры компрессора получаются при круглой форме сечения.

В зависимости от взаимного положения осевой линии поперечного сечения улиток и оси сечения канала предшествующего элемента (колеса, диффузора) в меридиональной плоскости различают соосные и несоосные (свернутые набок) улитки.

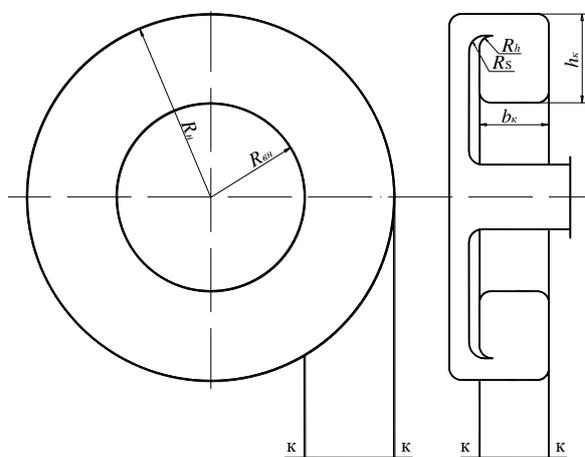


Рисунок 16 – Схема кольцевой сборной камеры прямоугольного сечения

Кольцевые сборные камеры (рисунок 16) имеют постоянное по углу θ меридиональное сечение и тангенциальный выходной диффузор. Их использование позволяет уменьшить радиальные габариты ступени, однако

осевые габариты при этом могут несколько возрасти. Они удобны для компоновки унифицированных компрессоров.

В современных многоступенчатых ЦК статорная часть газодинамического узла выполняется в закладных диафрагмах.

На рисунке 17 показана компоновка пакета диафрагм унифицированного корпуса ЦК с горизонтальным разъемом.

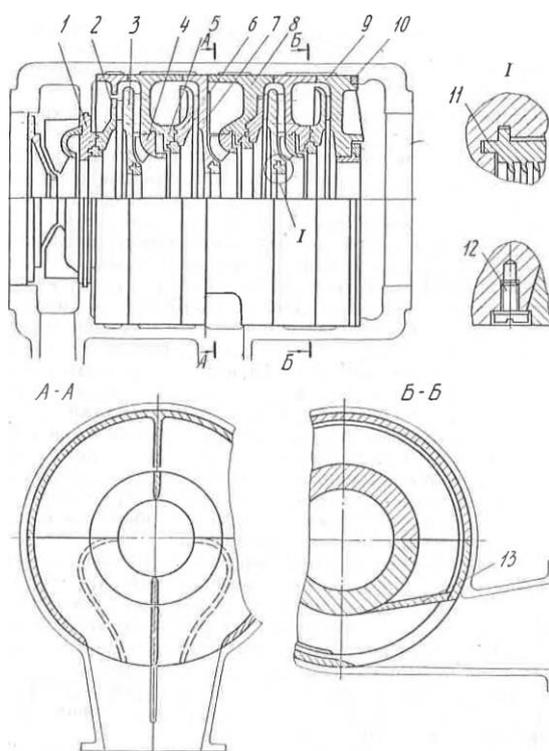


Рисунок 17 – Комплект диафрагм компрессора с горизонтальным разъемом: 1 – диафрагма; 2 – стенка диффузора; 3 – диафрагма; 4 – лопаточный аппарат; 5 – улитка – кольцевая сборная камера; 6 – стенка диффузора; 7 – перегородка; 8 – всасывающая камера; 9 – задняя стенка; 10 – замыкающие сегменты; 11 – лабиринтная втулка; 12 – винт крепления диафрагмы к верхней половине цилиндра; 13 – перегородка

Всасывающая, камера первой ступени образована наружной перегородкой, внутренними поверхностями цилиндра и диафрагмой 1, скрепленной со стенкой диффузора. Диафрагма, отливаемая как одно целое с лопатками ОНА, после предварительной обработки крепится к основанию улитки 5. В диафрагме 3 центруется лабиринтная втулка 11 из двух полуколец. Полукольца закатываются в кольцевые канавки, одна из которых служит для

осевой фиксации уплотнения, а другая предотвращает его коробление и задевание гребней лабиринтов о ротор. Входной направляющий аппарат 4 представляет решётку плоских стальных лопаток, приваренных к полукольцам втулки, центрируемой в детали 5. Улитка или, как в данном случае, кольцевая сборная камера 5 выполненная в закладных деталях, свернута набок и в целях уменьшения габаритных размеров корпуса развита к центру. В кольцевой камере иногда предусматривают перегородку 13. Боковая стенка 6 улитки одновременно служит стенкой диффузора. Детали 3, 5, 6 скреплены и образуют блок «диафрагма - улитка».

За разделительной перегородкой 7 следует «всасывающая диафрагма» - блок, собранный из камеры всасывания 8 и диффузора. Камера всасывания 8 имеет рёбра-лопатки, разделяющие подводимый к РК незакрученный поток на две симметричные половины. Иногда, желая улучшить равномерность потока, устанавливают дополнительные лопатки.

За «диафрагмой - улиткой» последней ступени следует задняя стенка 9, которая закрывает концевой диффузор и, кроме того, служит для установки лабиринтной втулки разгрузочного поршня (думмиса). Стенка 9 выдерживает перепад давления, создаваемый корпусом сжатия, так как задуммисная полость находится под давлением всасывания. Во избежание значительных прогибов каждая половина стенки 9 оснащена радиальными ребрами.

Каждая диафрагма центруется непосредственно в цилиндре по посадке. Обточка и расточка внутренних центрующих поверхностей в окончательные размеры технологически соединённых половин диафрагм-блоков производится обычно на карусельных станках с одной установкой. Этим достигается соосность и, следовательно, минимальные зазоры в лабиринтах.

При общей сборке половины диафрагм укладываются поочередно соответственно в нижнюю и верхнюю половины цилиндра, после чего пакеты сжимаются технологическими домкратами и фиксируются сегментами 10, ширина которых подбирается по месту.

В практике производства крупных ЦК половины диафрагм вкладываются в выточки цилиндра, фиксирующие диафрагмы в осевом направлении. Центровка каждой диафрагмы в верхней и нижней половинах цилиндра выполняется посредством сухарей, регулируемых набором прокладок.

Верхние половины диафрагм в плоскости разъема крепятся к верхней половине цилиндра винтами 12, благодаря чему верхнюю половину корпуса в сборе можно переворачивать при общей сборке.

Для уменьшения внутренних перетечек через зазоры в плоскостях разъема нижних половин диафрагм фрезеруются радиальные канавки, в которые укладывается уплотнительный резиновый шнур.

Неподвижная проточная часть многоступенчатых ЦК с вертикальным разъемом также выполняется в диафрагмах, имеющих горизонтальный разъем (рис.18). Всасывающая камера может устанавливаться под любым углом в зависимости от направления всасывающего патрубка цилиндра. Промежуточные диафрагмы 2, отличающиеся лишь шириной каналов, последовательно центруются между собой по посадке. Внутренние перегородки 3 и лопатки ОНА отливаются как одно целое с половинами диафрагм. Лопатки ОНА выполняют одновременно функцию ребер жесткости, уменьшая прогибы диафрагм под действием перепада давлений, создаваемого ступенью. Предпоследняя диафрагма центруется в распорном кольце 4, имеющем выходное отверстие. Распорное кольцо, в свою очередь, центруется в диафрагме-улитке 5. Сварные входные лопаточные аппараты 7 центруются в диафрагмах, а в кольцах этих аппаратов устанавливаются разрезные лабиринтные втулки 8. Диафрагмы по разъему соединяются болтами 6 и стягиваются между собой шпильками 9 в единый пакет. Для сборки газодинамического узла весь пакет размыкается в горизонтальной плоскости и после укладки ротора на гребни лабиринтов болты 6 снова затягиваются, а к торцу стенки крепятся детали 4 и 5, не имеющие разъема. В цилиндре пакет диафрагм центруется торцовыми крышками цилиндра по

поверхностям К крайних диафрагм. Таким образом, пакет диафрагм «висит» на крышках. Если диафрагм более восьми – десяти, то средняя диафрагма, или разделительная стенка в схеме «спина к спине», центруясь по цилиндру, образует третью точку опоры пакета. Для достижения соосности всего пакета сопрягаемые торцовые и цилиндрические поверхности каждой диафрагмы, следует обрабатывать в окончательный размер с одной установки.

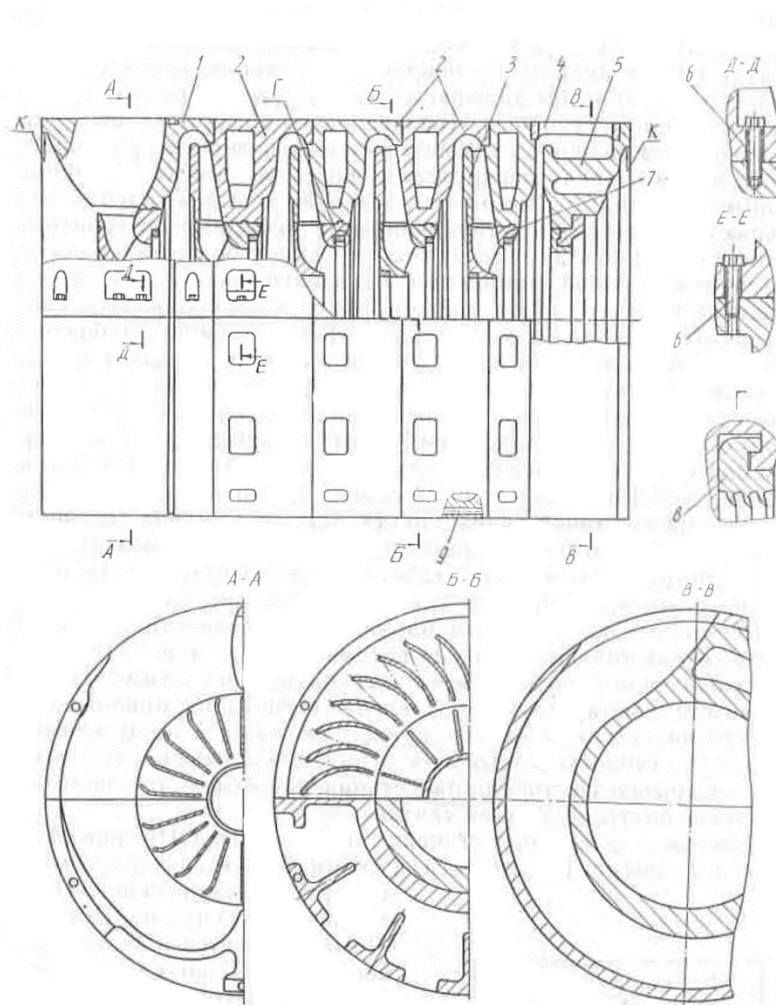


Рисунок 18 – Комплект диафрагм компрессора с вертикальным разъемом. 1 – всасывающая камера; 2 – промежуточная диафрагма; 3 – внутренняя перегородка с ОНА; 4 – распорное кольцо; 5 – концевая диафрагма с улиткой; 6 – болты, сваривающие половинки диафрагм; 7 – лопаточный аппарат; 8 – лабиринтная втулка; 9 – стяжные шпильки

При работе компрессора наружные поверхности диафрагм вплоть до уплотняющего кольца всасывающей камеры 1 (рисунок 14) находятся под давлением нагнетания, которое сжимает пакет по горизонтальному разъему. Давление нагнетания, приложенное к внутренним стенкам улитки, прижимает пакет к торцу крышки цилиндра со стороны всасывания, а последнюю диафрагму с улиткой 5 - к крышке со стороны нагнетания, растягивая тонкие технологические болты крепления улитки.

Роторы центробежных компрессоров

Статорные элементы совместно с ротором образуют проточную часть (газодинамический узел) центробежного компрессора.

Конструкции роторов. В зависимости от газодинамической схемы ПЦК можно различить следующие конструкции роторов:

- консольные роторы;
- двухконсольные роторы;
- многоколесные роторы с межопорным расположением колес;
- трехопорный многоколесный ротор;
- многоколесный ротор с двумя консолями;
- валопровод, состоящий из двух консольных роторов, соединенных длинным проставком.

Одноконсольные роторы характерны для одноступенчатых центробежных нагнетателей с осевым входом газа и нагнетателей на базе МЦК.

Двухконсольные роторы имеют детандер -компрессорные турбоагрегаты и многоступенчатые МЦК (рис. 19)

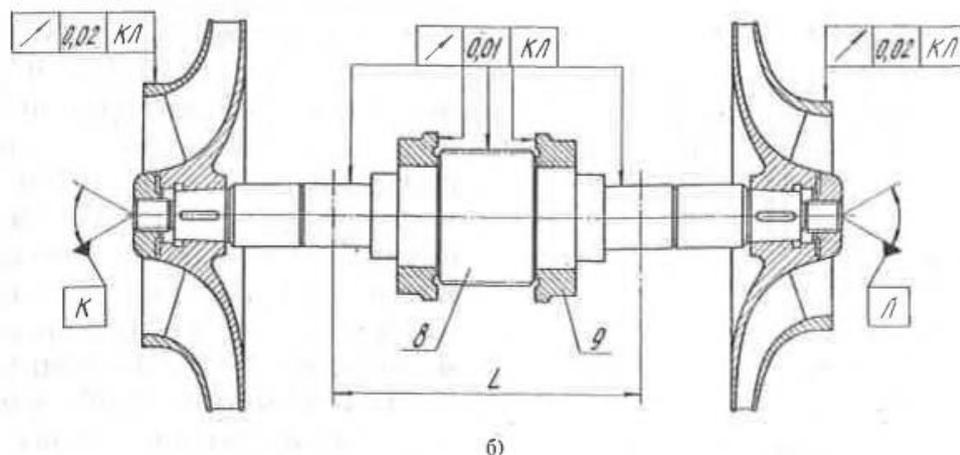


Рисунок 19 – Двухконсольный ротор МЦК: 1 - вал-шестерня; 2 - рабочее колесо; 3 - упорный гребень; L - межопорное расстояние

Большинство ЦК традиционной конструкции имеют многоколесные роторы с межопорным расположением рабочих колес (рис. 20).

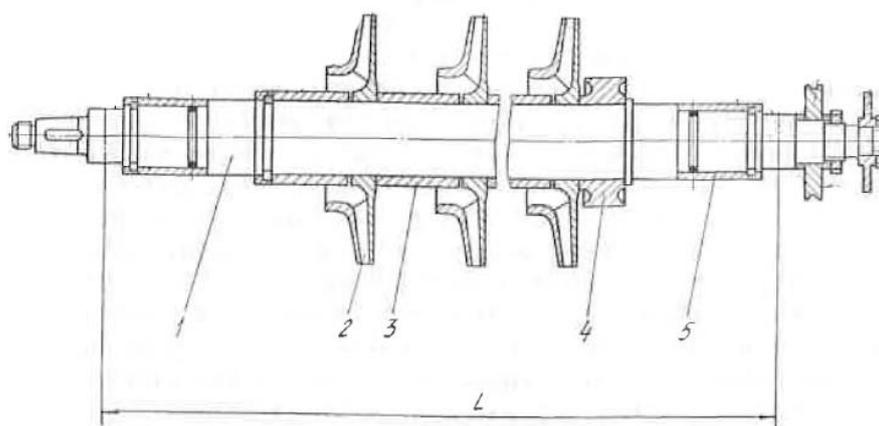


Рисунок 20 – Конструкция ротора с межопорным расположением рабочих колес:

1 - вал; 2 - рабочее колесо; 3 - дистанционная втулка; 4 - думмис; 5 - втулка концевого уплотнения; 6 - упорный гребень (пятя); 7 - диск контроля осевого сдвига; L - расстоянии между опорами

Стремление расположить максимальное количество ступеней в одном корпусе в некоторых случаях приводит к необходимости применить дополнительную опору в средней плоскости ротора и он становится трехопорным. Как правило, эта опора является упруго-демпферным или используется активной электромагнитный подшипник (АЭМП), имеющий больший радиальный зазор по сравнению с подшипниками скольжения.

Другим примером является трехпорный ротор ЦК с параллельным расположением корпусов сжатия.

Многоколесный ротор с одной консолью может иметь место в ЦК, выполненный в одном корпусе сжатия, а с двумя консолями - в промежуточном корпусе многовального компрессора с последовательным расположением корпусов сжатия.

Валопроводы, состоящие из двух консольных роторов, соединенные длинным проставком характерны для ГПА. В современных ГПА вал приводной свободной турбины с валом нагнетателя соединяется с помощью мембранных муфт, не требующих смазки.

Конструкции роторов оказывают основное влияние на динамику и прочность ЦК и требуют создания адекватных методик расчета их амплитудно-частотных характеристик.

В общем случае ротор состоит из вала 1 (рисунок 20) и расположенных на нем рабочих колес 2, разделенных дистанционными втулками 3. Для уравнивания осевых сил устанавливается думмис 4 (разгрузочный поршень). В случае расположения рабочих колес по схеме «спина к спине» думмис может отсутствовать. В случае применения концевых уплотнений с плавающими кольцами и гидрозатвором на ротор устанавливаются износостойкие втулки 5. Упорный гребень (пята) 6 служит для передачи осевого усилия, действующего на ротор, на упорный (осевой) подшипник. Диск 7 является подвижным элементом датчика контроля осевых перемещений ротора.

В МЦК основой ротора служит вал-шестерня 1 (рисунок 19), изготовленная из единой поковки [11]. Упорные гребни 3, напрессованные на вал, передают осевые усилия от ротора на торец ведущего зубчатого колеса и, далее, на упорный подшипник тихоходного приводного вала.

Роторы ЦК, рассчитанные на высокие частоты вращения, должны иметь осесимметричную конфигурацию, сохраняющуюся и в напряженно-деформированном состоянии работающего ротора. Точность расположения

функционально важных поверхностей элементов ротора относительно оси вращения, линии центров шеек (цапф) вала, задают в виде допусков на отклонение от соосности и перекося (биение) относительно центров К, Л (см. рисунок 15-16). К, Л – условное обозначение стандартных конусных отверстий на торцах вала, служащих технологической базой для окончательного шлифования шеек и всех остальных посадочных поверхностей вала. С целью компенсации погрешностей при горячей посадке рабочих колес на вал уплотнительные поверхности покрывающих дисков, а также зачеканенные гребни уплотнений протачиваются в собранном роторе в центрах К, Я. Центровые отверстия К, Л используются и при ремонтах в эксплуатации, поэтому следует защитить их от повреждений винтами (рисунок 20). Рабочие поверхности концевых уплотнительных втулок 5 иногда шлифуют в сборе, однако с целью взаимозаменяемости предпочтительнее обеспечить концентричность внутренней и внешней (упроченной) поверхностей при изготовлении самих втулок.

Торцовое биение упорного гребня 6 должно быть в пределах 0,012...0,015 мм. При больших отклонениях под действием осевой силы возникает изгибающий момент, приложенный к гребню и вращающийся вместе с ним. В результате, как показывает практика, возникают колебания ротора. Кроме того, иногда наблюдается фреттинг-коррозия сопрягаемых поверхностей шейки и гребня вследствие переменности контактных давлений.

Некоторые узлы крепления упорных дисков на валу ротора показаны на рис. 17. Наиболее распространен способ крепления, показанный на рисунке 21а. Суммарные погрешности резьб вала и гайки 3 иногда приводят к биению диска и (или) контрольной поверхности, поэтому упорное кольцо 2 целесообразно делать из двух частей, сопрягаемых по притертым сферическим поверхностям. Способ крепления, показанный на рисунке 21б, применяется для крупных машин высокого давления. Кольцо 2 упирается в кольцевой шпоночный замок. Преимущество такого способа – меньшие осевые габаритные размеры. Недостаток – сложная контровка резьбового соединения.

В схеме, показанной на рисунке 21в, гребень насаживается с большим натягом на конусную поверхность втулки, которая предварительно надета на вал по посадке скольжения. Процедура насадки облегчается тем, что внутрь соединения подается масло под высоким давлением от ручного гидропресса, обжимающее втулку. Фреттинг-коррозия в данном способе крепления исключается. Размер втулки 1, соответствующий аксиальному положению ротора, определяется в процессе общей сборки корпуса сжатия.

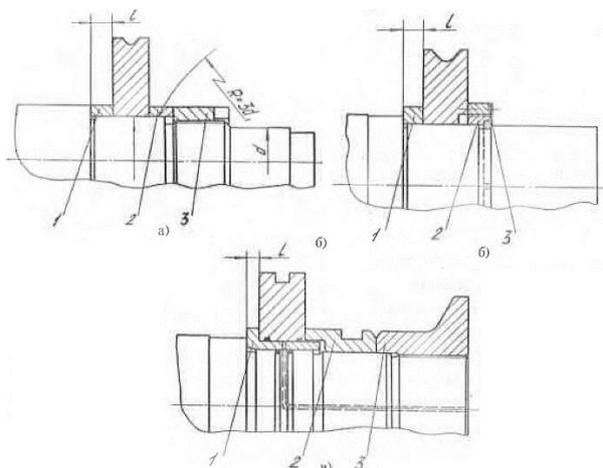


Рисунок 21 – Узел крепления упорного гребня:

1 - втулка; 2 - упорное кольцо; 3 - гайка

Требуемое осевое расположение рабочего колеса на роторе относительно диффузоров достигается соответствующими допусками размеров, задаваемых от каждого рабочего колеса до торца вала, фиксирующего упорный гребень 6 (рисунок 20).

Для крепления рабочих колес на валу ротора с целью обеспечения передачи рабочего крутящего момента M_k и осевого усилия F_a применяется несколько способов.

Узел крепления рабочего колеса по способу, показанному на рисунке 22а, используется в тех случаях, когда на валу имеются фасонные выточки. Недостаток такого способа крепления - необходимость механической обработки ротора в сборе с целью установки штифтов. Узел крепления по способу, показанному на рисунке 22б, наиболее распространен. Момент M_k передается шпонками 3, а осевое усилие воспринимается фиксирующими

втулками 4. Втулка 4 фиксируется либо путем завальцовки ее в канавку вала, либо установкой замка из двух полуколец 6, удерживаемых напрессованным кольцом 5. Средний натяг ступиц рабочего колеса на валу в рассмотренных способах $(1,0... 1,3)10^3 d_B$, тепловые зазоры 0,1...0,15 мм.

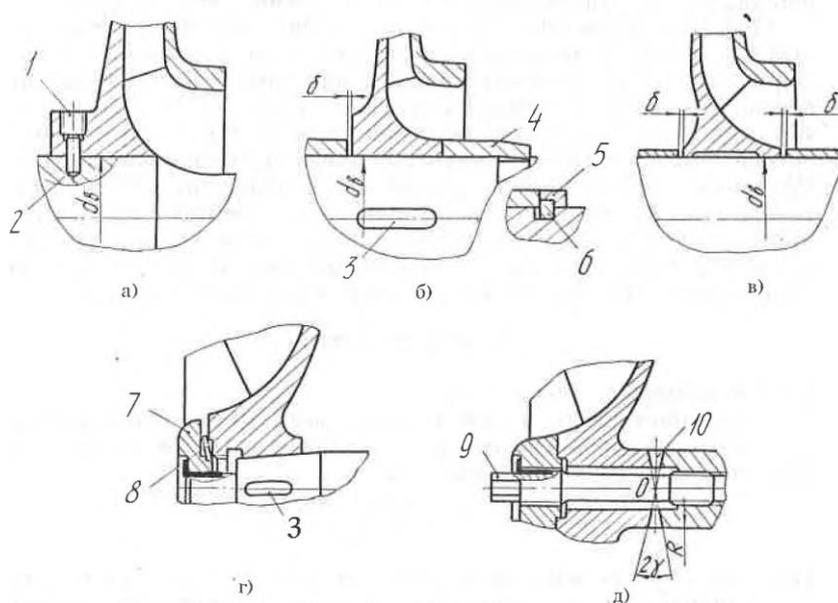


Рисунок 22 – Узел крепления рабочего колеса: 1 - винт; 2 -штиф т; 3 - шпонка; 4 -фиксирующая втулка; 5 -замковое кольцо; 6 - полукольца; 7 - гайка; 8 - пружинная шайба; 9 - стяжная шпилька; 10 - торцовое шлицевое соединение; d_B - диаметр вала

Способ крепления узла, показанного на рисунке 22в, применяемый в современных ЦК, заключается в том, что остаточный натяг ступицы в напряженно-деформированном (рабочем) состоянии достаточен для восприятия суммарного воздействия M_k и F_a при их максимальных значениях. Средний натяг при посадке стальных рабочих колес $(2,0...2,5) 10^{-3}d_B$.

Способы крепления рабочих колес на консольных концах валов наряду с обеспечением соответствующей жесткости соединения, передающего значительные M_k и F_a , должны допускать многократную разборку-сборку без нарушения балансировки ротора. В узле крепления по способу, показанному на рисунке 22г, используют конусное соединение со шпонкой, обычно конусность 1:10. Насадка ступицы рабочего колеса на вал осуществляется ручным гидропрессом с усилием, реализующим радиальный натяг в

соединении $0,9...1,2)10^{-3}d_v$, что контролируется расчетным значением осевого перемещения ступицы. Конические поверхности вала и ступицы, которые должны иметь шестой квалитет и параметр шероховатости 1,25, выполняются по взаимосогласованным конусным калибрам. Прилегание 80 % сопрягаемых поверхностей достигается притиркой. Плоская кольцевая пружина 8 обеспечивает плотную посадку рабочего колеса в случае «освобождения» ступицы при работе. Можно применить и бесшпоночное конусное соединение 1:30, создавая натяг $(1,8...2,0)10^{-3}$. В этом случае осевое перемещение ступицы возрастает и может потребоваться регулировка положения диффузора относительно рабочего колеса, что усложняет конструкцию.

Перспективным представляется способ крепления, показанный на рис.18д, применяемый рядом компрессоро-строительных фирм. Шлицы треугольного профиля, нарезанные на торцовых поверхностях вала и ступицы, стянутые центральным стержнем (болтом, шпилькой), не только передают момент M_k и силу F_a , но и обеспечивают жесткость соединения при вибрационных нагрузках. Соединение обеспечивает однозначность положения рабочего колеса относительно вала, его сборка-разборка проста и не требует специальных приспособлений. Для прилегания рабочих поверхностей шлицев все их образующие должны сходиться в полюсе 0.

Валы

Базовой деталью ротора является вал (рисунок 23). При работе ротора участки вала могут быть подвержены совместному действию крутящего момента M_k , осевых усилий и изгибающих моментов $M_{из}$. Последние вызываются остаточной неуравновешенностью, расцентровкой валопровода, перекосами упорного подшипника и т.п. Валы многоступенчатых ЦК, для удобства насадки рабочих колес, имеют ступенчатую («веретенообразную») форму. Однако в унифицированных ЦК валы гладкие, с постоянным диаметром посадки рабочих колес.



Рисунок 23 – Вал ротора

Рабочие колеса.

В зависимости от углов установки лопаток на наружном диаметре различают следующие типы колес:

- компрессорные;
- промежуточного типа;
- насосные;
- авиационного типа.

Различают также колеса полуоткрытого и закрытого типов.

Полуоткрытое рабочее колесо представляет собой радиальную и осерадиальную лопаточную решетку, жестко связанную с основным (несущим) диском. В колесах закрытого типа к свободным торцам лопаток прикреплен покрывающий диск.

Полуоткрытые высокорасходные рабочие колеса применяются в консольных ступенях, в которых конструктивно проще обеспечить минимальный зазор между торцами лопаток и стенкой корпуса и, тем самым, избежать значительных потерь из-за боковых перетечек. Полуоткрытые авиационные рабочие колеса типа «радиальная звезда» имеют радиальные лопатки с углом 90° (рис. 24), выполненные как одно целое с несущим диском. Загнутые вперед лопатки вращающегося направляющего аппарата (предкрылка) очерчены конической поверхностью, образующие которой направлены радиально.

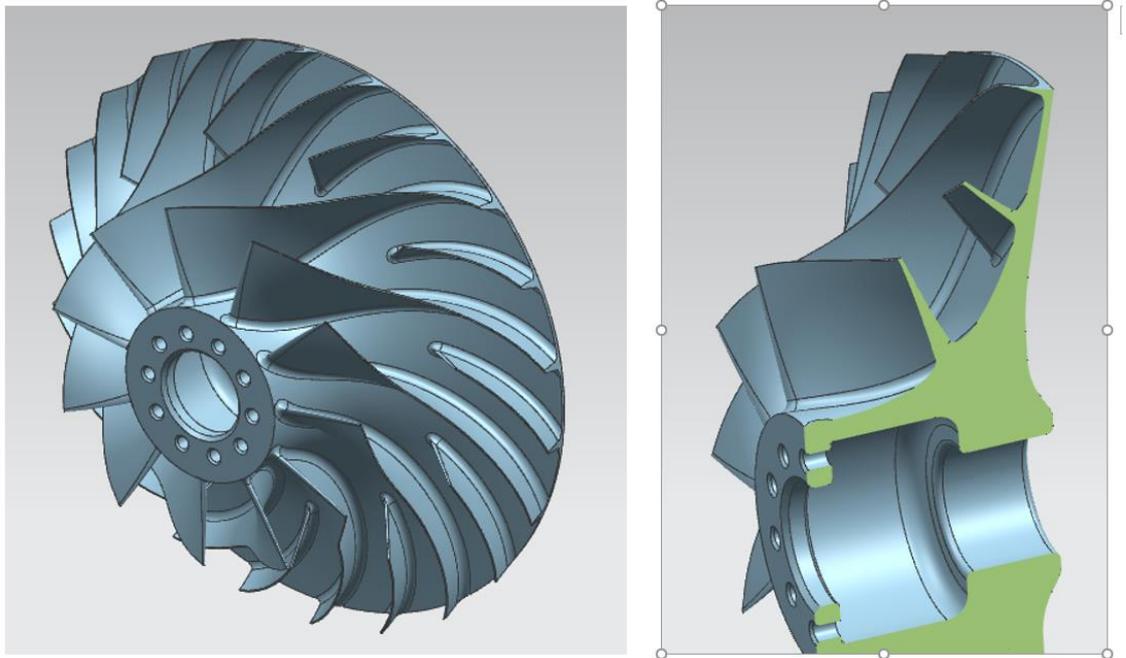


Рисунок 24 – Колесо полуоткрытого типа

Предкрылок изготавливается как отдельная деталь. Колеса этого типа, благодаря минимальному изгибу диска радиальными лопатами, обладают большой конструктивной прочностью, что позволяет развивать окружные скорости вплоть до 500 м/с и более, достигая в одной ступени отношение давлений 6. Их недостатками являются повышенные потери в диффузоре и узкая зона работы. Они применяются, в основном, в агрегатах наддува ДВС, а также в качестве первых ступеней ПЦК и эффективны при средних и больших коэффициентах расхода.

При работе компрессора такое исполнение обеспечивает равновесное положение напряженно-демпфированного состояния рабочего колеса относительно центра масс. Практически исключаются деформации дисков и лопаток в осевом направлении, следовательно, зазоры между лопатками и корпусом компрессора можно выполнить минимальными. Это, в свою очередь, снижает перетечки газа со стороны областей высокого давления, что повышает КПД компрессора. Кроме того, уровень напряжений в рабочем колесе снижается, так как при выполнении в ступице кольцевой полости масса колеса уменьшается.

Полуоткрытые рабочие колеса с диагональной в меридиональном сечении решеткой пространственных лопаток (пространственные осерадиальные рабочие колеса) используются в высокорасходных компрессорных ступенях двухконсольных турбодетандерных агрегатов. Скорость <270 м/с для этих колес ограничена их прочностью.

Аналогичные колеса выполняются также закрытыми, т.е. с покрывающим диском (рисунок 25). Форма лопаток полностью пространственная, что дает проектировщику свободу для наилучшего газодинамического решения. В промышленных ЦК они применяются в компрессорном варианте, т.е. при размере угла $<90^\circ$ и средних и больших коэффициентах расхода. Наиболее эффективной технологией изготовления лопаточных решеток является фрезерование лопаток из одной заготовки с основным диском на пятикоординатных станках с ЧПУ [15].

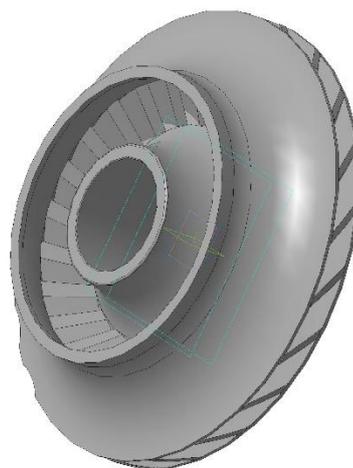


Рисунок 25 – Осерадиальное рабочее колесо закрытого типа

Закрытые радиальные рабочие колеса применяются в многоступенчатых корпусах сжатия ЦК в широком диапазоне коэффициента расхода $0,01...0,1$. Такие колеса имеют загнутые назад лопатки постоянной толщины.

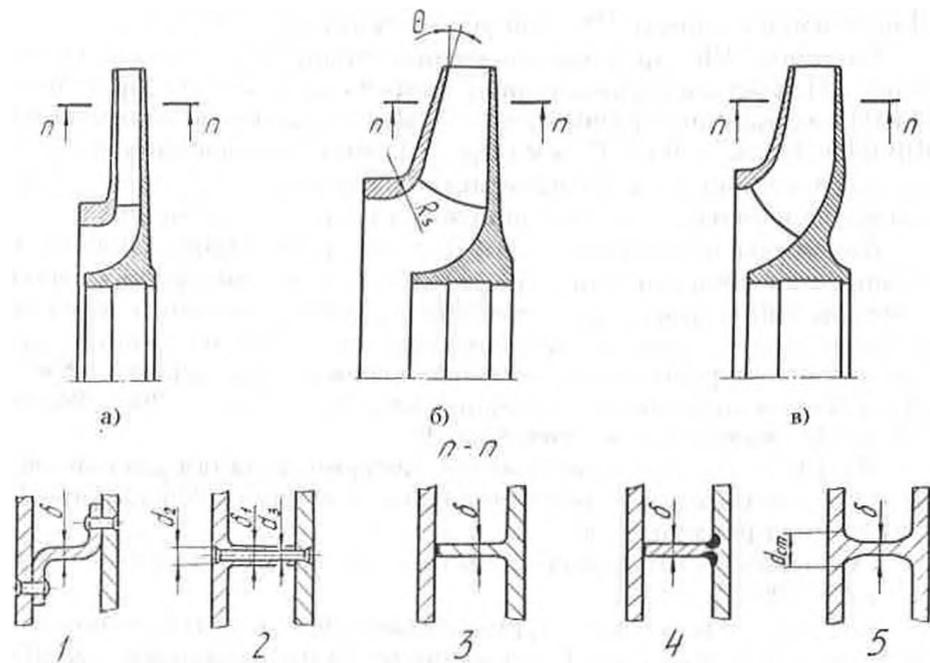


Рисунок 26 – Конструктивные формы закрытых рабочих колес:

а - малорасходных; б - среднерасходных; в - высокорасходных с трехмерными лопатками; г - способы соединения лопаток с дисками; 1 - клепаная с Z-образными лопатками; 2 - клепаная с цельно-фрезерованными лопатками; 3 - паяная; 4 - сварнопаяная; 5 – цельнолитая

3. Расчетно-конструкторская часть

Целью расчета является определение основных параметров работы дожимной компрессорной станции до и после замены сменной проточной части центробежного компрессора. В процессе расчета определяется газодинамические параметры газа на входе в нагнетатель, объемную производительность нагнетателя, внутреннюю мощность нагнетателя, потребляемую мощность, располагаемую мощность ГТУ, давление на выходе из нагнетателя, температуру газа на выходе из нагнетателя и расход топливного газа.

3.1 Исходные данные

Исходные данные для своих расчетов были взяты с Мыльджинского месторождения. Данные представлены в таблице 2, 3.

Таблица 2 – Свойства перекачиваемого газа

#	Наименование компонента	Молярная доля компонентов, %	Критическое давление, МПа	Критическая температура, К
1.	Метан (CH ₄)	88.53	4.695	191.1
2.	Этан (C ₂ H ₆)	3.41	4.976	305.5
3.	Пропан (C ₃ H ₈)	2.25	4.333	370
4.	Н-бутан (n-C ₄ H ₁₀)	0.6700	3.871	425.2
5.	Изобутан (i- C ₄ H ₁₀)	0.6	3.719	425.16
6.	Изопентан (i- C ₄ H ₁₂)	0.23	3.719	457
7.	Н-пентан (n- C ₄ H ₁₂)	0.18	3.369	469.8
8.	Н-гексан (n- C ₄ H ₁₄)	0.16	2.97	507.9
9.	Азот (N ₂)	3.44	3.4	126.2
10.	Водяной пар (H ₂ O)	0.01	21.85	647.4
11.	Диоксид углерода (CO ₂)	0.52	31	304.2

Таблица 3 – Основные параметры центробежного компрессора НЦ-6ДКС

Наименование параметра	СПЧ	СПЧ
	75/140-1,5	75/100-2,2
Производительность объемная (при температуре 20°С и давлении 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сут	8,144	4,850
Количество рабочих колес	2	5
Номинальная степень повышения давления (степень сжатия)	1,5	2,2
Номинальная частота вращения, об/мин	9000	
Номинальная мощность, МВт	6	
КПД, %	83	82

На 2020 год давление на входе в ДКС Мыльджинского нефтегазового месторождения составляет 2,3 МПа. Температура газа на входе в ДКС в зависимости от времени года от 1 до 11 °С.

Удельная газовая постоянная компримированного газа

$$R=447.3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$$

Расчеты проводятся в программной среде Mathcad.

Порядок проведения расчетов.

3.2 Расчет ДКС до замены сменной проточной части

3.2.1 Расчет первой ступени ДКС

Давление газа на входе в ДКС

$$P_{vs1} := P_k - \delta_{pv} \quad (1)$$

где:

P_k – конечное давление на участке газопровода, Па.

$$P_k := 2.3 \cdot 10^6$$

δP_{pv} – потери давления на входном шлейфе ЦК, Па

Для одноступенчатой очистки:

$$\delta_{pv} := 0.12 \cdot 10^6$$

Давление газа на входе в ДКС

$$P_{vs1} := 2.18 \times 10^6 \quad \text{Па}$$

Температуру газа на входе в ГПА примем как среднюю на протяжении всего года, К.

$$T_{vs} := 275 \quad \text{К}$$

Коэффициент сжимаемости газа.

Определяем коэффициент сжимаемости при известных параметрах давления и температуры на входе в ГПА. Определим значения приведенных температуры и давления.

$$z_{vs} := 1 - \frac{0.0241 \cdot P_{pr}}{1.68 \cdot T_{pr} + 0.78 \cdot T_{pr}^2 + 0.0107 \cdot T_{pr}^3} \quad (2)$$

где:

P_{pr} – приведенное давление.

T_{pr} - приведенная температура.

Приведенное давление определяется по формуле 3.

$$P_{pr} := \frac{P_{vs1}}{P_{cr}} \quad (3)$$

Приведенная температура определяется по формуле 4.

$$T_{pr} := \frac{T_{vs}}{T_{cr}} \quad (4)$$

где:

P_{cr} – критическое давление газа, МПа.

T_{cr} – критическая температура, К.

$$T_{cr} := \sum_{i=1}^n (a_i \cdot T_i) \quad (5)$$

где:

a_i – молярная доля i -го компонента

T_i – критическая температура i -го компонента, К.

$$T_{cr} := 200.867 \quad \text{К}$$

Критическое давления газа найдем по формуле 6.

$$P_{cr} := \sum_{i=1}^n (a_i \cdot p_i) \quad (6)$$

где p_i – критическое давление i -го компонента газа, МПа.

$$P_{cr} := 4.763 \quad \text{МПа}$$

Приведенные значения давления и температуры соответственно равны:

$$P_{pr} := 0.458$$

$$T_{pr} := 1.369$$

Подставляя полученные значения в формулу 2.

$$z_{vs} := 0.997$$

Плотность газа в условиях входа в нагнетатель находится по формуле 7, кг/м³.

$$\gamma_{vs} := \frac{P_{vs1}}{T_{vs} \cdot z_{vs} \cdot R} \quad (7)$$

$$\gamma_{vs} := 17.774$$

Объемная производительность компрессора, м³/мин.

$$Q_{ob} := \frac{Q_k}{24 \cdot 60} \quad (8)$$

где Q_k – объемная производительность сменной проточной части, м³/сут.

$$Q_{ob} := 5.565 \cdot 10^3 \quad \text{м}^3/\text{мин}$$

Задаёмся частотой вращения ротора нагнетателя в зависимости от номинальной частоты вращения нагнетателя об/мин в диапазоне: $0.7n_n < n < 1.05n_n$. Из таблицы 2 $n_n = 9000$ об/мин. Задаёмся $n = 0,9n_n$. Следовательно, $n = 8550$ об/мин.

Приведенная объёмная производительность, м³/мин.

$$Q_{pr} := Q_{ob} \cdot \frac{n_n}{n} \quad (9)$$

$$Q_{pr} := 5.953 \cdot 10^3 \quad \text{м}^3/\text{мин}$$

Приведенная частота вращения ротора

$$n_{dpr} := \frac{n}{n_n} \cdot \sqrt{\frac{z_{pr} \cdot R_{pr} \cdot T_{pr2}}{z_{vs} \cdot R \cdot T_{vs}}} \quad (10)$$

$$n_{dpr} := 0.817$$

Степень сжатия СПЧ по таблице 2 $\varepsilon=1.5$.

Приведенную относительную внутреннюю мощность нагнетателя N_{inter} и политропический КПД n_{pol} находим из характеристики нагнетателя.

$$N_{inter}=200 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{м}^3), n_{pol}=0.83$$

Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем, МВт.

$$N_i := \gamma_{vs} \cdot N_{inter} \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \quad (11)$$

$$N_i := 3.048 \cdot 10^6$$

Мощность, потребляемая нагнетателем, Вт:

$$N_n := \frac{N_i}{0.95 \cdot \eta_m} \quad (12)$$

где η_m – механический КПД нагнетателя, для НЦ 6ДКС $\eta_m=0.99$.

$$N_n := 3.241 \cdot 10^6 \quad \text{Вт}$$

Мощность, потребляемая компрессором с учетом механических потерь на муфте и в подшипниках, Вт. Для НЦ 6ДКС механические потери $N_{mech}=0.1$ МВт.

$$N_{\text{расп}} := N_n + N_{mech} \quad (13)$$

$$N_{\text{расп}} := 3.341 \cdot 10^6 \quad \text{Вт}$$

Располагаемая мощность ГТД, N_{crasp} :

$$N_{erasp} := N_{en} \cdot K_n \cdot K_{ob} \cdot K_u \cdot \left(1 - K_t \cdot \frac{T_z - T_{zn}}{T_z} \right) \cdot \frac{P_{at}}{0.1013} \quad (14)$$

где:

N_{en} – номинальная мощность ГТД, $N_{en}=6$ МВт;

K_n – коэффициент, учитывающий техническое состояние ГТД, $K_n=0.9$;

K_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры наружного воздуха, $K_t=1$;

K_{ob} – коэффициент, учитывающий влияние антиобледенения системы, $K_{ob}=1.04$;

K_u – коэффициент, учитывающий влияние системы утилизации тепла выхлопных газов, $K_u=1.01$;

T_z – средняя температура воздуха, $T_z=284,18$ К;

T_{zn} – номинальная температура воздуха перед ГТД, $T_{zn}=288$ К.

Располагаемая мощность:

$$N_{erasp} := 5.663 \cdot 10^6 \quad \text{Вт}$$

Из полученного значения располагаемой мощности условия работы ГПА выполняются:

$$N_{erasp} \leq 1.15 N_{en}; 5.663 \leq 6.9$$

$$N \leq N_{en}; 3.341 \leq 6$$

Давление на выходе ГПА

$$P_{vyh1} := P_{vs1} \cdot \varepsilon \quad (15)$$

Где: ε – степень сжатия СПЧ 75/140-1,5.

$$P_{vyh1} := 3.27 \cdot 10^6 \quad \text{Па}$$

Температура на выходе ГПА:

$$T_{vyh1} := T_{vs} + \Delta T_{vyh} \quad (16)$$

Где ΔT – повышение температуры при компримировании, К.

$$\Delta T_{vyh} := T_{vs} \cdot \left(\frac{0.235}{\varepsilon^{\eta_{pol}}} - 1 \right) \quad (17)$$

$$\Delta T_{vyh} := 33.454 \quad \text{К}$$

$$T_{vyh1} := 308.454 \quad \text{К}$$

Расход топливного газа газотурбинным двигателем:

$$q_{tg1} := q_{tgn} \cdot \left(0.75 \cdot \frac{N}{N_{en}} + 0.25 \cdot \sqrt{\frac{T_z}{T_{zn}} \cdot \frac{P_{at}}{0.1013}} \right) \quad (18)$$

Где q_{tgn} – номинальный расход топливного газа.

$$q_{tgn} := \frac{860 \cdot N_{en}}{\eta_{en} \cdot Q_m \cdot 10^3} \quad (19)$$

Где Q_m – низшая теплотворная способность газа, $Q_m = 11958$ ккал/м³

η_{en} – номинальный КПД, $\eta_{en} = 0.26$

$$q_{tgn} := 1.66 \cdot 10^3 \quad \text{м}^3/\text{час}$$

$$q_{tg1} := 1.099 \cdot 10^3 \quad \text{м}^3/\text{час}$$

Для двух параллельно включенных ГПА в одну ступень

$$q_{tg1s} := 2 \cdot q_{tg1} = 2.198 \times 10^3 \quad \text{м}^3/\text{час}$$

3.2.2 Расчет второй ступени

Давление газа на входе в ДКС

$$P_{vs2} := P_{vyh1} - 0.01 \cdot 10^6 \quad (20)$$

$$P_{vs2} := 3.26 \cdot 10^6 \quad \text{Па}$$

Температуру газа на входе во вторую ступень в ДКС:

$$T_{vs2} := T_{vyh1} = 308.454 \quad \text{К}$$

Коэффициент сжимаемости газа.

Плотность газа в условиях входа в нагнетатель находится по формуле 7, кг/м³.

$$\gamma_{vs2} := \frac{P_{vs2}}{T_{vs2} \cdot z_{vs} \cdot R} \quad (21)$$

$$\gamma_{vs2} := 23.697$$

Приведенная частота вращения ротора

$$n_{dpr2} := \frac{n}{n_n} \cdot \sqrt{\frac{z_{pr} \cdot R_{pr} \cdot T_{pri2}}{z_{vs} \cdot R \cdot T_{vs2}}} \quad (22)$$

$$n_{dpr2} := 0.799$$

Степень сжатия СПЧ по таблице 2 $\varepsilon=1.5$.

Приведенную относительную внутреннюю мощность нагнетателя N_{inter} и политропический КПД η_{pol} находим из характеристики нагнетателя.

$$N_{inter}=200 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{м}^3), \eta_{pol}=0.83$$

Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем, МВт.

$$N_{i2} := \gamma_{vs2} \cdot N_{inter} \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^3 \quad (23)$$

$$N_{i2} := 4.063 \cdot 10^6 \quad \text{Вт}$$

Мощность, потребляемая нагнетателем, Вт:

$$N_{n2} := \frac{N_{i2}}{0.95 \cdot \eta_m} \quad (24)$$

$$N_{n2} := 4.321 \cdot 10^6 \quad \text{Вт}$$

Мощность, потребляемая компрессором с учетом механических потерь на муфте и в подшипниках, Вт.

$$N_2 := N_{n2} + N_{mech} \quad (25)$$

$$N_2 := 4.421 \cdot 10^6 \quad \text{Вт}$$

Условия работы ГПА выполняются:

$$N \leq N_{en}; 4.421 \leq 6$$

Давление на выходе второй ступени

$$P_{vyh2} := P_{vs2} \cdot \varepsilon \quad (26)$$

$$P_{vyh2} := 4.89 \cdot 10^6 \quad \text{Па}$$

Температура на выходе второй ступени

$$T_{vyh2} := T_{vs2} + \Delta T_{vyh2} = 345.977 \quad (27)$$

$$\Delta T_{vyh2} := T_{vs2} \cdot \left(\frac{0.235}{\varepsilon^{\eta_{pol}}} - 1 \right) \quad (28)$$

$$\Delta T_{vyh2} := 37.523 \quad \text{К}$$

$$T_{vyh2} := 345.977 \quad \text{К}$$

Расход топливного газа газотурбинным двигателем:

$$q_{tg2} := q_{tgn} \cdot \left(0.75 \cdot \frac{N_2}{N_{en}} + 0.25 \cdot \sqrt{\frac{T_z}{T_{zn}}} \cdot \frac{P_{at}}{0.1013} \right) \quad (28)$$

$$q_{tg2} := 1.323 \cdot 10^3 \quad \text{м}^3/\text{час}$$

Для двух параллельно включенных ГПА в одну ступень.

$$q_{tg2s} := 2 \cdot q_{tg2} = 2.646 \times 10^3 \quad \text{м}^3/\text{час}$$

Таблица 4 – Результаты до замены сменной проточной части

Параметр	Первая ступень	Вторая ступень
Давление газа на входе в ДКС, МПа	2.18	3.26
Коэффициент сжимаемости газа	0.997	
Плотность газа в условиях входа в нагнетатель, кг/м ³	17.774	23.697
Объемная производительность одного компрессора, м ³ /мин.	5.565 · 10 ³	
Мощность, потребляемая компрессором, МВт	3.341	4.421
Давление на выходе ГПА, МПа	3.27	4.89
Температура на выходе ГПА, К	308.454	345.977
Расход топливного газа газотурбинным двигателем, м ³ /час	1.099 · 10 ³	1.323 · 10 ³

3.3 Расчет ДКС после замены сменной проточной части

Расчет газодинамических характеристик с использованием СПЧ 75/100-2,2 проводим по аналогии с пунктом 3.2.

Таблица 5 – Результаты до замены сменной проточной части

Параметр	Первая ступень	Вторая ступень
Давление газа на входе в ДКС, МПа	2,18	4.786
Коэффициент сжимаемости газа	0.997	
Плотность газа в условиях входа в нагнетатель, кг/м ³	17.774	31.214
Объемная производительность компрессоров, м ³ /мин.	3.368·10 ³	
Мощность, потребляемая компрессором, МВт	3.565	6.076
Давление на выходе ГПА, МПа	4.796	10.53
Температура на выходе ГПА, К	343.782	429.769
Расход топливного газа газотурбинным двигателем, м ³ /час	1.267·10 ³	1.666·10 ³

3.4 Исследование в программной среде Ansys.

Проведем исследование на прочность ротора сменной проточной части 75/100-2,2.

Property	Value	
Material Field Variables	Table	
Density	7850	kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹
Isotropic Elasticity		
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
Young's Modulus	2E+11	Pa
Poisson's Ratio	0,3	
Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa
Shear Modulus	7,6923E+10	Pa
Strain-Life Parameters		
S-N Curve	Tabular	
Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa
Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa
Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa
Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Рисунок 27 – Механические свойства материала СПЧ 75/100-2,2

Перед началом исследования надо создать дискретную модель проточной части с помощью инструмента «Mesh»

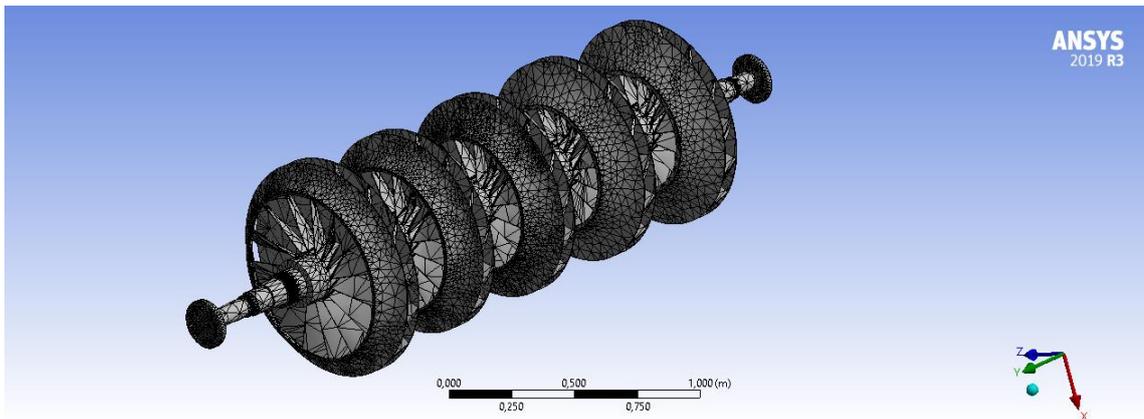


Рисунок 28 – Дискретная модель.

Задаем радиальную нагрузку на лопатки ротора.

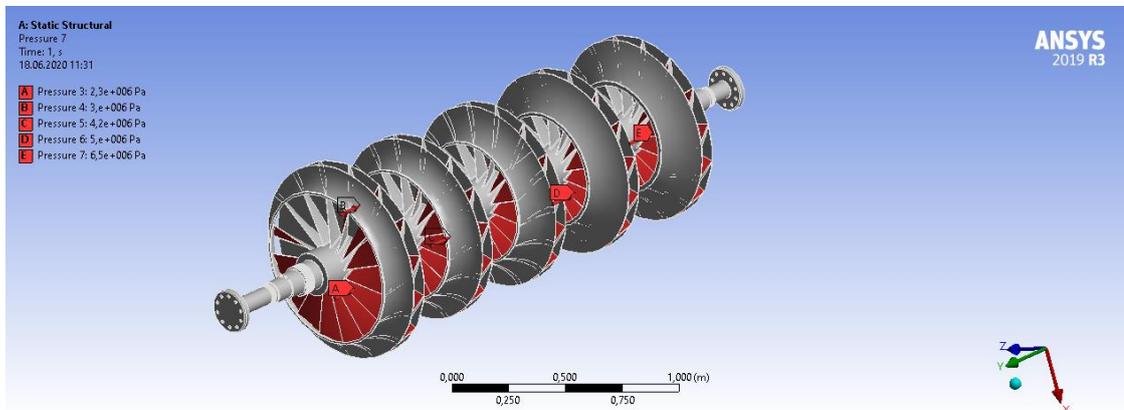


Рисунок 29 – Нагрузки на лопатки ротора.

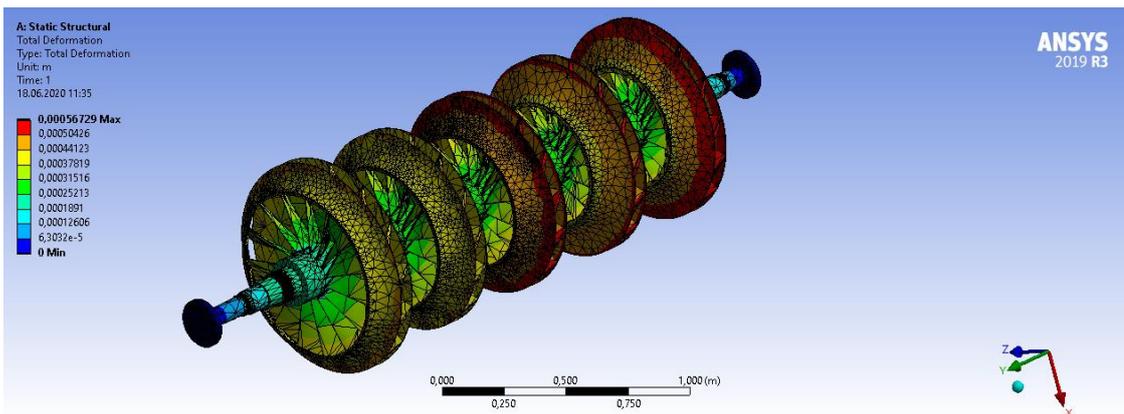


Рисунок 30 – Эквивалентные перемещения

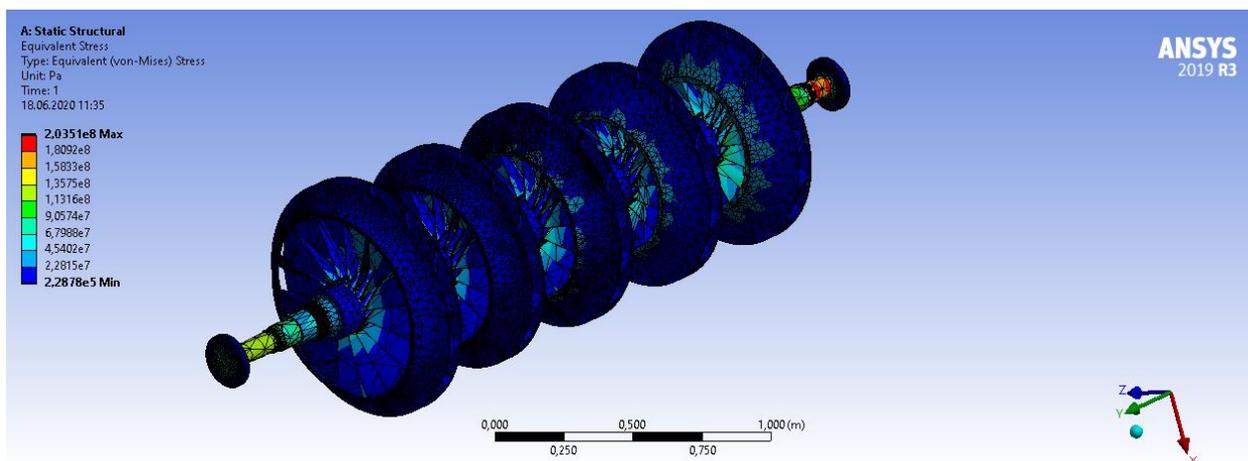


Рисунок 31 – Эквивалентные нагрузки по Мизесу

Из полученных результатов видно, что наибольшая концентрация напряжения приходится на вал и 5 рабочее колесо, так как на нем самое большее давление.

3.5 Результаты расчетов

Дожимная компрессорная станция Мыльджинского НГКМ работает в режиме двухступенчатого сжатия по два агрегата на ступень.

Задание на перекачку газа в магистральном трубопроводе составляет $6.666 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{мин}$ и давление 5.5 МПа.

Таблица 6 – Основные показатели для сравнения

	СПЧ 75/140-1,5	СПЧ 75/100-2,2
Объемная производительность компрессоров, $\text{м}^3/\text{мин}$.	$11.13 \cdot 10^3$	$6.736 \cdot 10^3$
Максимальная мощность, потребляемая компрессором, МВт	4.421	6.076
Давление на выходе ГПА, МПа	4.89	10.53
Температура на выходе ГПА, К	345.977	429.769

Из таблицы 6 видно, что СПЧ 75/140-1,5 не справляется с задачей на давление газа в трубе магистрального трубопровода и при этом не дает полностью использовать мощность двигателя. Замена данной проточной части

на СПЧ 75/100-2,2, позволит не только повысить давление газа и при этом выполнять условия производительности. Также мы получили запас давления на дальнейшее уменьшение пластового давления газа.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ84	Боюн Иван

Школа	ИШПР	Отделение школы (НОЦ)	ОНД
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих

В данном разделе ВКР необходимо представить: график выполнения работ, в соответствии с ВКР; трудоемкость выполнения операций; нормально-правовую базу, используемую для расчетов; результаты расчетов затрат на выполняемые работы; оценить эффективность нововведений и др. Раздел ВКР должен включать: методику расчета показателей; исходные данные для расчета и их источники; результат расчетов и их анализ.

Нормы и нормативы расходования ресурсов

Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно справочниках Единых норм времени и др.

Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования

Ставка налога на прибыль;
 Страховые взносы;
 Налог на добавленную стоимость.

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Расчет затрат и финансового результата реализации проекта

Планирование и формирование бюджета научных исследований

График выполнения работ

Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Расчет экономической эффективности внедрения новой техники и технологии

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. *Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений*
2. *Матрица SWOT*
3. *Календарный план график*
4. *Сравнительная оценка характеристик разработки*
5. *Бюджет затрат НИИ*

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б.	к.э.н, доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Боюн Иван		

4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Потенциальные потребители результатов исследования.

Продукт: Сменная проточная часть СПЧ75/100-2,2 для компрессора НЦ6ДКС.

Для анализа используем целевой рынок, а именно: нефтяные и газовые компании.

Таблица 7 – Нефтяные и газовые компании

		Вид исследования поршневого компрессора		
		Изучение СПЧ	Исследование проблемы замены СПЧ	Выполнение расчетов СПЧ
Размер компании	Крупные	■	■	■
	Средние	■	■	■
	Мелкие	■	■	■

■ - «Востокгазпром» ■ - «Nord Imperial» ■ - «Руснефть»

В различных исследованиях сменных проточных частей нуждаются в основном крупные компании. Каждая компания с экономической точки зрения заинтересована в смене СПЧ, т.к. на месторождения дают все меньше давление на выходе из скважины.

4.1 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Детальный анализ конкурирующих разработок, существующих на рынке, необходимо проводить систематически, поскольку рынки пребывают в постоянном движении. Такой анализ помогает вносить коррективы в научное исследование, чтобы успешнее противостоять своим соперникам. Важно реалистично оценить сильные и слабые стороны разработок конкурентов.

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения. Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты.

Таблица 8 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Срок службы	0,13	2	2	3	0,26	0,26	0,39
2. Ремонтопригодность	0,1	3	2	2	0,3	0,2	0,2
3. Надежность	0,12	2	4	2	0,24	0,48	0,24
4. Простота ремонта	0,1	4	3	4	0,4	0,3	0,4
5. Удобство в эксплуатации	0,08	3	4	2	0,24	0,32	0,16
6. Уровень шума	0,11	3	3	4	0,33	0,33	0,44
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентоспособность продукта	0,03	2	4	3	0,06	0,12	0,09
2. Уровень проникновения на рынок	0,08	3	4	2	0,24	0,32	0,16
3. Цена	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,07	2	4	4	0,14	0,28	0,28
5. Послепродажное обслуживание	0,06	4	4	3	0,24	0,24	0,18
6. Наличие финансирования	0,02	4	2	3	0,08	0,04	0,06

поставщиками оборудования							
Итого	1	36	39	35	2,93	3,19	2,9

Б_Ф – Применение СПЧ 75/140-1,5;

Б_{к1} – Применение СПЧ 75/100-2,2;

Б_{к2} – Применение СПЧ 48/115-2,3.

По таблице 8 видно, что наиболее эффективно использовать сменную проточную часть с коэффициентом сжатия 2,2, так же оно является наиболее конкурентоспособным к другим видам, так как обладает рядом преимуществ, таких как надежность и удобство в эксплуатации.

По сравнению с другими компаниями, например, «Казанькомпрессормаш», компания «НПО Искра» имеет высокий рейтинг из-за дополнительных возможностей, предоставляемых компанией, одной из них является длительный срок гарантийного обслуживания.

$$k1 = \frac{БФ}{Бк1} = \frac{39}{36} = 1,1 \quad (29)$$

4.2 SWOT – анализ

SWOT-анализ представляет собой комплексный анализ инженерного проекта. Его применяют для того, чтобы перед организацией или менеджером проекта появилась отчетливая картина, состоящая из лучшей возможной информации и данных, а также сложилось понимание внешних сил, тенденций и подводных камней, в условиях которых научно-исследовательский проект будет реализовываться.

В первом этапе обычно описываются сильные и слабые стороны проекта, а также возможности и угрозы для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

Результаты первого этапа SWOT-анализа:

1. Сильные стороны научно- исследовательского проекта:

- Простота механизма;
- Отсутствие необходимости закупки лабораторных стендов для проведения исследований;
- Использование 3D моделирования;
- Определение возможных причин возникновения нереверсивной нагрузки до его начала работы.
- Квалифицированный персонал.

2. Слабые стороны научно- исследовательского проекта:

- Использование некоторых упрощений (например, не учитываем материалы взаимодействующих деталей);
- Отсутствие возможности проверки предлагаемых технических решений на лабораторных стендах;
- Возможность возникновения ошибок в программном обеспечении.

3. Возможности:

- Использование информации предприятий, эксплуатирующих данные системы;
- Сотрудничество с представителями данной продукции на семинарах;
- Существование потенциального спроса на данное исследование со стороны нефтяных предприятий;
- Получение гранта для дальнейших исследований;

4. Угрозы:

- отсутствие возможности внедрения разработок;
- развитие принципиально новых технологий.

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа.

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды.

Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Таблица 9 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

		C1	C2	C3	C4
Возможности проекта	B1	+	-	+	-
	B2	-	-	0	-+

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: B1C1C3, B2C4.

Таблица 10 – Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

		Сл1	Сл2	Сл3
Возможности проекта	B1	-	0	-
	B2	-	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить то что слабых сторон данный проект не имеет.

Таблица 11 - Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

		C1	C2	C3	C4
Угрозы проекта	У1	-	-	-	-
	У2	0	0	-	+

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У2С4.

Таблица 12 – Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	У1	+	+	+
	У2	+	0	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл1Сл2Сл3, У2Сл1.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа (таблица 13).

Таблица 13 – Матрица SWOT

	Сильные стороны	Слабые стороны
	научно-исследовательского проекта:	научно-исследовательского проекта:
	С1: Простота механизма;	Сл1. Использование некоторых упрощений (например, не учитываем материалы взаимодействующих деталей);
	С2.Отсутствие необходимости закупки лабораторных стендов для проведения исследований;	Сл2. Отсутствие возможности проверки предлагаемых технических решений на лабораторных стендах;
	С3. Использование 3D моделирования;	
	С4.Определение возможных причин возникновения	

	<p>неревверсивной нагрузки до его начала работы.</p> <p>С5.</p> <p>Квалифицированный персонал.</p>	<p>Сл3. Возможность возникновения ошибок в программном обеспечении.</p>
<p>В1. Использование информации предприятий, эксплуатирующих данные системы;</p> <p>В2. Сотрудничество с представителями данной продукции на семинарах;</p> <p>В3. Существование потенциального спроса на данное исследование со стороны нефтяных предприятий;</p> <p>В4. Получение гранта для дальнейших исследований;</p>	<p>В1С1С3 – возможность заимствования паспортных данных у завода-изготовителя для проведения расчетов; В2С4 – большое количество квалифицированного персонала, которые могут провести данные расчеты, покрывает спрос на исследование;</p> <p>Мероприятия, которые позволят использовать сильные стороны и возможности:</p> <p>используем паспортные данные и устройство по эксплуатации данного оборудования в целях добычи необходимой информации для проведения исследований.</p>	<p>У2Сл1- угроза развития принципиально новых технологий за счет использования новых менее изнашивающихся материалов.</p> <p>Необходимо исследовать и изучить материалы, которые используются в исследуемых механизмах.</p>

<p>Угрозы:</p> <p>У1. Отсутствие возможности внедрения разработок;</p> <p>У2. Развитие принципиально новых технологий.</p>	<p>У2С5– возможно развитие конкурентных разработок, если при их создании участвует квалифицированный персонал;</p> <p>Мероприятия по предотвращению угроз благодаря сильным сторонам: используем документацию поставщика для проведения исследований соответственно внедряем разработки и развиваем новые технологии.</p>	<p>У1Сл1Сл2Сл3– возможно отсутствие спроса на данное исследование вследствие: применения некоторых упрощений при моделировании, учета только одного вида нагрузки, наличия некоторых погрешностей при отсутствии возможности проверки результатов; У2Сл1– возможно развитие конкурентных исследований вследствие осуществления более точных расчетов при минимальных упрощениях в проекте;</p>
--	---	--

4.3 Планирование научно-исследовательских работ

Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;

- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

В данном разделе составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования, проведем распределение исполнителей по видам работ.

Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в таблице 14.

Таблица 14 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Выбор темы исследований	1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исполнитель
	2	Выбор алгоритма исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Исполнитель
Разработка тех. задания	4	Составление и утверждение тех. задания	Руководитель
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	Исполнитель
	6	Проектирование модели и проведение экспериментов	Исполнитель

Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Исполнитель
Оформление отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, Исполнитель

4.4 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ожі}$ используется следующая формула:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}, \quad (30)$$

где $t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

t_{maxi} – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое

вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожi}}{ч_i}, \quad (31)$$

где

T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожi}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел

4.5 Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{кал}, \quad (32)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{кал}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}}, \quad (33)$$

где $T_{\text{кал}} = 365$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}} = 51$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}} = 14$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365-51-14} = 1,22 \quad (34)$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе T_{ki} округляем до целого числа.

Все рассчитанные значения сведены в таблица 15.

Таблица 15 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, T_{pi}	Длительность работ в календарных днях, T_{ki}
	t_{\min} Чел-дни	t_{\max} Чел-дни	$t_{\text{ож}}$ Чел-дни			
Календарное планирование работ по теме	3	6	4,2	Руководитель, Исполнитель	2	5
Составление и утверждение тех. задания	1	3	1,8	Руководитель	2	2
Подбор и изучение	10	15	12	Исполнитель	12	15

материалов по теме						
Согласование материалов по теме	5	8	6,2	Руководитель	6	8
Проведение теоретических расчетов и обоснование	6	18	10	Исполнитель	10	12
Проектирование и моделирование	3	12	6,6	Исполнитель	7	8
Оценка результатов исследования	3	5	3,8	Руководитель, Исполнитель	2	5
Составление пояснительной записки	7	16	11,4	Руководитель, Исполнитель	6	9

На основе таблицы 15 строим план график

Таблица 16 – Календарный план график проведения НИР по теме

№ р	Вид работ	Испол- нители	Т _{ки} , кал. дни	Продолжительность выполнения работ																
				Фев.		Март			Апрель			Май								
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3						

1	Составление и утверждение тех. задания	Р	3															
2	Подбор и изучение материалов по теме	И	18															
3	Согласование материалов по теме	Р	9															
4	Календарное планирование работ по теме	Р, И	3			 												
5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	И	15															
6	Проектирование 3D модели цилиндра	И	10															
7	Оценка результатов исследования	Р, И	3,8						 									
8	Составление пояснительной записки	Р, И	9							 								

 - руководитель  - исполнитель

4.6 Бюджет научно-технического исследования

Затраты на специальное оборудование и материальные затраты отсутствуют, поскольку настоящее исследование не требует закупки оборудования, сырья, материалов, запасных частей. В моем научно-техническом исследовании изготовление опытного образца не производится, поэтому затраты на его производство отсутствуют.

Для проведения научного исследования нам необходим компьютер, с установленным на него специальных программ и с нужным нам программным обеспечением.

Затраты на покупку компьютера:

$$З = d_k + d_{по} = 24000 + 2000 = 26000 \text{ руб.} \quad (35)$$

где d_k – стоимость компьютера;

$d_{по}$ – стоимость программного обеспечения.

Установка специальных программ для исследования и моделирования объекта производится бесплатно.

4.7 Основная заработная плата исполнителей темы

В данную статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, а также рабочих опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется на основе трудоемкости выполняемых работ и действующей системы тарифных ставок и окладов. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада.

Таблица 17 - Расчет основной заработной платы

№	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Зарботная плата, приходящаяся на один	Всего заработная плата по
---	---------------------	---------------------------	------------------------	---------------------------------------	---------------------------

				чел.-дн., тыс. руб.	тарифу(оклада м), тыс. руб.
1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, Исполнитель	2	1,16	2,32
2	Выбор темы исследований	Руководитель	7	0,93	6,51
3	Составление и утверждение тех. задания	Руководитель	2	0,93	1,86
4	Подбор и изучение материалов по теме	Исполнитель	12	0,23	2,76
5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	Исполнитель	8	0,23	1,84
6	Проектирование 3D цилиндра	Исполнитель	6	0,23	1,38
7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Исполнитель	4	1,16	4,64

8	Составление пояснительно й записки	Руководитель, Исполнитель	5	1,16	5,8
Итого:					27,11

Настоящая статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением научно-технического исследования, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп}, \quad (36)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $Z_{осн}$).

Основная заработная плата ($Z_{осн}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = T_p \cdot Z_{дн}, \quad (37)$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

$Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} = \frac{74256 \cdot 10,4}{199} = 3881 \text{ руб}, \quad (38)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн.

Таблица 18 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Исполнитель
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней: - выходные - праздничные	118	118
Потери рабочего времени: - отпуск - невыходы по болезни	48	72
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{\text{окл}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_d) \cdot k_p = 33600 \cdot (1 + 0,3 + 0,4) \cdot 1,3 =$$

74 256 руб,

где $Z_{\text{окл}}$ – заработная плата по окладу, руб.;

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $Z_{\text{тс}}$);

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 - 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от $Z_{\text{тс}}$);

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

За основу оклада берется ставка работника ТПУ, согласно занимаемой должности. Из таблицы окладов для доцента (степень – кандидат технических наук) – 33600 руб., для ассистента (степень отсутствует) – 21000 руб.

Таблица 19 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	З _{тс} , тыс. руб.	к _{пр}	к _д	к _р	З _м , тыс. руб.	З _{дн} , тыс. руб.	Т _р , раб. дн.	З _{осн} , тыс. руб.
Руководитель	33600	0,3	0,4	1,3	76256	2,674	20	53,48
Исполнитель	21000	0	0	1,3	27300	1,126	37	41,66
Итого:								95,14

4.8 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 74256 = 9653 \text{ руб}; \quad (39)$$

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 41660 = 5416 \text{ руб}, \quad (40)$$

где $k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

4.9 Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}) = 0,302 * (76256 + 9653) = 25944 \text{ руб,}$$

где $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). В соответствии с Федеральным законом от 01.01.2017 гл.34 НК РФ размер страховых взносов равен 30,2%.

Таблица 20 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб	Дополнительная заработная плата, тыс. руб
	Исп. 1	
Руководитель	76,256	9,653
Исполнитель проекта	41,660	5,416
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,302	
Итого		
Исполнение 1	40,161	

Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и

телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$Z_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}} = (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} + Z_{\text{внеб}}) \cdot 0,16 = \\ = (117856 + 15069 + 29134) \cdot 0,16 = 25929 \text{ руб,}$$

где $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Таблица 21 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	95140	
2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	15069	
3. Отчисления во внебюджетные фонды	29134	
4. Затраты на покупку компьютера	28000	
5. Прочие расходы	21863	

6. Бюджет затрат НТИ	189206	Сумма ст. 1-5
----------------------	--------	---------------

4.10 Определение ресурсоэффективности проекта

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности. Интегральный показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования.

Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принимается за базу расчета (как знаменатель), с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{186505}{186505} = 1, \quad (41)$$

где $I_{\text{финр}}^{\text{исп } i}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в размах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в размах (значение меньше единицы, но больше нуля).

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i, \quad (42)$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности;

a_i – весовой коэффициент разработки;

b_i – балльная оценка разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания.

Таблица 22 – Сравнительная оценка характеристик проекта

Критерии	Весовой коэф.	Клапан осевого типа с приводом от пружин	Клапан осевого типа с другим видом привода	Клапан осевого типа с пневмоприводом
1. Безопасность	0,1	4	4	5
2. Удобство в эксплуатации	0,15	3	4	4
3. Срок службы	0,15	3	3	5
4. Ремонтопригодность	0,20	3	5	5
5. Надёжность	0,25	4	4	4
6. Материалоёмкость	0,15	4	3	5
Итого:	1	3,5	3,9	4,6

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_p = 0,1 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 = 4,6. (111)$$

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 = 3,9. (112)$$

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 4. (113)$$

Показатель ресурсоэффективности проекта имеет высокое значение, что говорит об эффективности использования технического проекта.

Таким образом, проведение исследований сменной проточной части компании НПО «Искра» являются актуальными, т.к. модернизирование центробежного компрессора сделает его более конкурентоспособным и позволит потребителям затрачивать минимальные ресурсы для его эксплуатации.

В ходе выполнения данной части выпускной работы была доказана конкурентоспособность данного технического решения, был произведен SWOT-анализ. Также был посчитан бюджет НИИ равный 186505 руб., основная часть которого приходится на зарплаты сотрудников. Предложение мероприятий и технических решений по предотвращению нереверсивной нагрузки позволит предприятию использовать компрессор более эффективно и продолжительно, увеличит его ресурс, а также сохранит средства, силы обслуживающего персонала и их здоровье.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ84	Боюн Иван

Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Тема ВКР:

Повышение эффективности дожимной компрессорной станции	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования: Привод центробежного насоса с гидродинамической муфтой. Область применения: Машинный зал дожимной компрессорной станции
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	Законодательные и нормативные документы по теме: <ol style="list-style-type: none"> 1. ПБ 08-624-03. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности; 2. ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования; 3. Конституция РФ.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	Вредные факторы: <ul style="list-style-type: none"> – повышенный уровень шума в рабочем помещении; – превышение уровня вибрации; – недостаток освещенности; – повышенное содержание вредных веществ в воздухе. Опасные факторы: <ul style="list-style-type: none"> – поражение электрическим током; – опасность механических повреждений. – пожароопасность; – сосуды и аппараты под высоким давлением.
3. Экологическая безопасность:	Атмосфера: выброс продуктов сгорания ГПА. Гидросфера: загрязнение сточных вод нефтепродуктами. Литосфера: загрязнение почвы углеводородными смесями.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	Возможные ЧС воспламенение масла в компрессорном цехе, попадание посторонних предметов в полость нагнетателя, поступление воспламеняющихся веществ через неплотности арматуры. Наиболее вероятные ЧС: потеря герметичности трубопроводов.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Боюн Иван		

5. Социальная ответственность

Выпускная квалификационная работа посвящена анализу технических решений, направленных на повышение эффективности дожимной компрессорной станции. Объектом исследования является НЦ-6ДКС, применяемая на Мыльджинском месторождении АО «Томскгазпром» для повышения давления природного газа и дальнейшей транспортировки его в магистральный трубопровод.

В качестве персонала, работающего на дожимной компрессорной станции, рассматривается машинист технологических компрессоров.

Машинист технологических компрессоров имеет следующие должностные обязанности: обслуживание основных элементов технологической обвязки объектов компрессорной станции, запуск и остановка газоперекачивающих агрегатов, выполнение несложных регулировочных работ на газоперекачивающем технологическом оборудовании и всех видов регулировочных работ общестанционного оборудования и участие в ремонте компрессоров, их приводов, аппаратов, узлов коммуникаций и вспомогательного оборудования цехов.

Целью данного раздела является рассмотрение правовых и организационных вопросов обеспечения производственной и экологической безопасности, а также безопасности в чрезвычайных ситуациях на дожимной компрессорной станции.

5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Рабочим местом машиниста является машинный зал газоперекачивающего агрегата. Основным оборудованием ДКС являются газоперекачивающие агрегаты.

Время отдыха и рабочее время регламентируются графиком работы на вахте, который утверждается работодателем с учетом мнения выборного органа первичной профсоюзной организации в порядке, установленном статьей 372 ТК РФ для принятия локальных нормативных актов, и доводится до сведения работников не позднее, чем за два месяца до введения его в действие.

На компрессорной станции принят вахтовый режим отдыха труда – 15 дней и продолжительностью рабочего дня на вахте 12 часов.

Согласно Постановлению Минтруда РФ и Минобразования РФ от 13 января 2003 года №1/29 все сотрудники и руководитель обязаны проходить обучение по охране труда и проверку знания требований охраны труда для обеспечения профилактических мер по сокращению производственного травматизма. Особенно это важно для данного производства.

Для работников, выезжающих в районы крайнего Севера и приравненные к ним местности:

- устанавливается районный коэффициент и выплачиваются процентные надбавки к заработной плате в порядке и размерах, которые предусмотрены для лиц, постоянно работающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях;

- предоставляется ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск в порядке и на условиях, которые предусмотрены для лиц, постоянно работающих;

- в районах крайнего Севера – 24 календарных дня, в местностях, приравненных к районам крайнего севера, - 16 календарных дней.

– Правилами безопасности в нефтяной и газовой промышленности ПБ 08-624-03 установлены требования, процедуры и условия ведения работ при проектировании, строительстве, реконструкции, эксплуатации, консервации и ликвидации производственных объектов; конструировании, изготовлении, ремонте машин, механизмов, других технических устройств; разработке технологических процессов; подготовке и аттестации работников; организации производства и труда; взаимодействии Госгортехнадзора России с организациями по обеспечению безопасных условий производства и рационального использования природных ресурсов.

– Требования промышленной безопасности должны соблюдаться согласно Федеральному закону от 21.07.1997 №116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» и Постановлению Правительства РФ «Об организации и осуществлении производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасных производственных объектах» с использованием «Методических рекомендаций по организации производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасных производственных объектах» РД 04-355-00.

5.2 Производственная безопасность. Анализ опасных и вредных производственных факторов

Выполнение работ в машинном зале дожимной компрессорной станции сопровождается вредными и опасными факторами согласно, приведенными в таблице 23.

Таблица 23 – Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы

Факторы (Гост 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
Повышенный уровень шума в рабочем помещении	-	+	+	Требования к уровню шума устанавливаются:
Превышение уровня вибрации	-	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ [12];
Недостаток освещенности	+	+	+	Требования к уровню вибрации устанавливаются:
Повышенное содержание вредных веществ в воздухе	+	+	+	ГОСТ 12.1.012-90 [13];
Опасность поражения электрическим током	-	+	+	Требования к уровню освещения устанавливаются: СНиП 4156 – 86 [14], СНиП 23-05-95 [15];
Пожароопасность	-	-	+	Требования к воздуху рабочей среды устанавливаются: ГОСТ 12.1.005-88 [16]; Требования для обеспечения безопасности от

Опасность механических повреждений	-	+	+	поражения электрическим током устанавливаются: ГОСТ Р 50571.3-94 [17]; Требования пожарной безопасности устанавливаются:
Сосуды и аппараты под высоким давлением;	-	-	+	ГОСТ 12.1.004-91 [18]; Требования безопасности для предотвращения механических повреждений устанавливаются: ГОСТ 12.2.003-74 [19]; Арматура трубопроводная. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.063-2015 [20]; Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности: ГОСТ 12.2.085-2002 [21].

Рассмотрим по отдельности каждый фактор, его источник возникновения, воздействие на организм человека, средства защиты и мероприятия по снижению уровня воздействия его на человека.

5.3 Анализ вредных производственных факторов и мероприятия по их устранению

Вредными производственными факторами называются факторы, отрицательно влияющие на работоспособность или вызывающие профессиональные заболевания и другие неблагоприятные последствия.

Повышенный уровень шума в рабочем помещении

Чрезмерный уровень шума оказывает неблагоприятное воздействие на здоровье людей. При повышенном уровне шума орган слуха вынужден приспосабливаться к таким условиям и его чувствительность снижается. Также у людей, работающих в условиях повышенного шума, чаще страдают от гипертонической болезни сердца, увеличению вероятности возникновения инфаркта миокарда.

Основными источниками шума на компрессорной станции считаются ГПА и АВО газа, соответственно машинист технологических компрессоров потенциально вследствие своей работы может получить значительные проблемы со слухом. Следовательно, на предприятии должны быть приняты меры по защите работников от промышленного шума.

Согласно ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ [12] работодатель обязан обеспечить посредством принятия соответствующих мер безопасность при воздействии шума на работников. Эти требования учтены в газоперекачивающих агрегатах ГПА-6 «Урал». В частности, газотурбинные установки и рамы вспомогательных устройств находятся в кожухе шумотеплоизолирующей рамы. Щит управления компрессорным цехом находится за звукопроницаемым стеклом, а при работе с оборудованием машинисты обеспечены средствами индивидуальной защиты: вкладышами «Беруши», наушниками.

Превышение уровня вибрации

Воздействие вибрации может привести к изменениям в нервной, сердечно-сосудистой, опорно-двигательной системах. При хроническом

воздействии вибрации на человека в условиях производства возможно развитие профессионального заболевания - вибрационной болезни. Заболевание характеризуется стойкими патологическими нарушениями в сердечно-сосудистой и нервной системе, а также в опорно-двигательном аппарате и высокой инвалидизацией. В Российской Федерации вибрационная болезнь находится на одном из первых мест среди хронических профессиональных заболеваний.

На компрессорной станции вибрация создаётся при работе компрессоров, трубопроводов технологической обвязки и аппаратов воздушного охлаждения газа и масла.

В целях предотвращения вибрационной болезни в ГОСТ 12.1.012-90 [13] предусмотрены нормы, регулирующие время непрерывного воздействия вибрации на работника (таблица 24).

Таблица 24 – Допустимое суммарное время непрерывного воздействия вибрации T_n на работающего за смену

T_n , мин	Показатель превышения вибрационной нагрузки на оператора, Δ , дБ
1	381
2	302
3	240
4	191
5	151
6	120
7	95
8	76
9	60
10	48
11	38
12	30

Для защиты работника от пагубного воздействия вибрации предусмотрены антивибрационные рукавицы, а также сапоги с толстой

резиновой подошвой. ГПА оборудованы специальными датчиками, контролирующими их уровень вибрации.

Недостаток освещённости

Освещённость объектов нефтяной промышленности должна удовлетворять СНиП 4156 – 86 «Санитарные правила для нефтяной промышленности» [14]. Освещённость рабочих мест должна быть равномерной и исключать возникновение слепящего действия осветительных приспособлений на работающих. Производство работ в неосвещенных местах не разрешается. Во всех производственных помещениях, кроме рабочего, необходимо предусматривать аварийное освещение, а в зонах работ в ночное время на открытых площадках - аварийное или эвакуационное освещение. Светильники аварийного и эвакуационного освещения должны питаться от независимого источника. Вместо устройства стационарного аварийного и эвакуационного освещения разрешается применение ручных светильников с аккумуляторами. Освещённость рабочей зоны должна быть не ниже 30 лк согласно СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение» [15].

Повышенное содержание вредных веществ в воздухе

В ходе производственных операций рабочие могут подвергаться воздействию вредных газов, источником которых являются нарушения герметичности фланцевых соединений, вследствие превышения максимально допустимого давления, отказы или выходы из строя регулирующих и предохранительных клапанов. Пары газа при определенном содержании их в воздухе могут вызвать отравления и заболевания. При постоянном вдыхании природного газа поражается центральная нервная система, снижается артериальное давление, становятся реже пульс и дыхание, понижается температура тела.

Предельно допустимые концентрации вещества согласно ГОСТ 12.1.00588: азота диоксид – 2 мг/м³, бензол – 10 мг/м³, углерода оксид – 20 мг/м³, H₂S – 0,1 мг/м³ [16].

Коллективные средства защиты - устройства, препятствующие появлению человека в опасной зоне. Индивидуальной защиты: очки, защитные маски, противогазы.

5.4 Анализ опасных производственных факторов и мероприятия по их устранению

Опасный производственный фактор - фактор среды и трудового процесса, который может быть причиной травмы, острого заболевания или внезапного резкого ухудшения здоровья, смерти.

Опасность поражения электрическим током

При обслуживании агрегатов для перекачки природного газа существует опасность поражения электрическим током.

Для защиты обслуживающего персонала от поражения электрическим током при пробое изоляции, защиты от опасного искрения, статического электричества и опасных воздействий молнии на ГПА выполняется комплексное защитное устройство, состоящее из нулевых защитных проводников, уравнивающих проводников и заземляющих проводников, заземлителей согласно ГОСТ Р 50571.3-94 [17].

Средства защиты от поражения электрическим током:

1) Перчатки (Защитные перчатки должны быть широкими и не менее 35 см в длину, чтобы их было удобно надевать поверх шерстяных перчаток, а сами они покрывали кисть и часть руки.).

2) Обувь (Галоши и ботинки предназначаются для защиты от земного и шагового напряжений.).

3) Подставки (Подставки делают из стекла, фарфора или металла, металл нельзя использовать для соединения, минимальный размер — 0,75×0,75 м.).

4) Указатели (Для проверки техники с рабочим напряжением менее 500 Вольт.).

5) Щиты (Щиты для временных ограждений электрических установок делают из промасленного дерева или текстолита.).

Пожароопасность

К опасным факторам пожара, воздействующим на персонал компрессорной станции, относятся: пламя и искры, тепловой поток, повышенная температура окружающей среды, повышенная концентрация токсичных продуктов горения и термического разложения, пониженная концентрация кислорода, снижение видимости в дыму [18].

Причиной пожара может стать утечка газа, масла, дизельного топлива. Утечка может произойти при нарушении герметичности запорной или предохранительной арматуры. Помимо этого, при содержании метана в пределах от 4 до 16% образуется взрывоопасная концентрация.

Для предотвращения и борьбы с самовоспламенением и горением природного газа на компрессорной станции используются система контроля загазованности и система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной станции.

Опасность механических повреждений

Источниками механических опасностей являются движущиеся части агрегатов и механизированные устройства.

Согласно ГОСТ 12.2.009-80 опасной скоростью перемещения подвижных частей оборудования, способных травмировать ударом, является скорость более 0,15 м/с.

Движущиеся части оборудования представляют опасность травмирования рабочего в виде ушибов, порезов, переломов и др., которые могут привести к потере трудоспособности. Опасность заключается в том, что работа проводится с рабочим двигателем, соответственно вал двигателя находится в движении, соответственно вал двигателя находится в движении, что может привести к механическим повреждениям частей тела человека.

В соответствии с ГОСТ 12.2.003-74 «ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности» движущие части производственного оборудования, если они являются источником опасности, должны быть ограждены, за исключением частей, ограждение которых не допускается функциональным их назначением [19]. Одним из важных условий безопасного труда является недоступность подвижных частей оборудования, для рабочего, в ходе технологического процесса. Для этого проводят следующие мероприятия:

1. Устанавливают защитные устройства (местные ограждения, крышки, кожуха и др.).
2. На наружной стороне ограждений наносят предупреждающий знак опасности по ГОСТ 12.4.026-76.
3. Устанавливают предохранительные и блокирующие устройства.

Сосуды и аппараты под высоким давлением

Особенность эксплуатации компрессорных станций – высокое давление перекачиваемой среды (природного газа). Рабочее давление газа составляет 5,5 МПа, а оборудование компрессорной станции способно выдержать давление до 7,35 МПа. Для измерения давления на компрессорной станции установлены манометры, снабженные трёхходовым краном.

Для защиты сосудов следует применять клапаны и их вспомогательные устройства, соответствующие требованиям ГОСТ 12.2.063 [20]. Защиту предохранительными клапанами подлежат сосуды, в которых возможно превышение рабочего давления от питающего источника [21]. В случае с компрессорной станцией таким оборудованием являются ГПА. На ГПА-6 «Урал» установлена комплексная система автоматического управления, обеспечивающая автоматическую работу агрегата и компрессорного цеха и предупреждающая машиниста о превышении давления на оборудовании.

5.5 Экологическая безопасность

Защита атмосферы

Основным источником загрязняющих атмосферу веществ при работе компрессорной станции являются ГПА. Поступление загрязняющих веществ в атмосферу происходит при пуске, в период эксплуатации и при останове ГПА.

При пуске ГПА имеет место кратковременный залповый выброс природного газа в атмосферу из свечи турбодетандера (пусковой газ, используемый на работу турбодетандера и продувку контура нагнетателя).

Основными организованными источниками выбросов при работе ГПА являются выхлопные трубы, через которые в атмосферу поступают продукты сгорания природного газа, сжигаемого в камере сгорания ГТУ. К ним относятся оксид азота, диоксид азота, оксид углерода, метан и другие вещества.

При останове ГПА производится так называемая разгрузка «малого контура», т.е. выброс в атмосферу газа из участков газопроводов, примыкающих к нагнетателю, через свечу «малого контура» (свеча стравливания газа из контура нагнетателя). Через свечу пуска и стравливания газ в атмосферу выбрасывается эпизодически, в зависимости от режима работы объектов компрессорного цеха и времени работы агрегата. [22]

Оксид азота (NO) – бесцветный газ, при обычной температуре соединяется с кислородом с образованием диоксида азота (NO₂), очень ядовит. Диоксид азота (NO₂) – бурый ядовитый газ тяжелее воздуха, легко сжижается. При комнатной температуре находится в смеси с бесцветным N₂O₄.

Оксид и диоксид азота относятся к веществам с остронаправленным механизмом действия, которые требуют автоматического контроля за их содержанием в воздухе. Имеют 3 класс опасности, ПДК диоксида азота составляет 2 мг/м³, ПДК оксида азота – 5 мг/м³. [23] При длительном воздействии оксидов азота в концентрациях, превышающих норму, люди заболевают хроническим бронхитом, воспалением слизистой желудочно-кишечного тракта, страдают сердечной слабостью, а также нервными расстройствами.

Монооксид углерода (угарный газ) (CO) – бесцветный, чрезвычайно токсичный газ без вкуса и запаха, легче воздуха. Относится к 4 классу опасности, ПДК составляет 20 мг/м³. [24] Угарный газ вызывает отравление и даже смерть. Признаки отравления: головокружение, шум в ушах, одышка, учащённое сердцебиение, мерцание перед глазами.

Метан – бесцветный газ без вкуса и запаха. Малорастворимый в воде, при высокой концентрации в воздухе обладает слабым наркотическим действием. При хроническом воздействии малых концентраций влияет на центральную нервную систему. ПДК составляет 7000 мг/м³, класс опасности 4. [23]

Оборудование компрессорной станции имеет улучшенные экологические показатели, низкий уровень выбросов. Для предотвращения утечек газа компрессоры оснащены сухими газодинамическими уплотнениями. Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходимо дополнительное очищение топливного газа от механических примесей.

Защита гидросферы

Сточные воды в зависимости от степени загрязнённости их можно разделить на три категории: нормативно-чистые; нормативно-очищенные и загрязнённые. Нормативно-чистые воды - это стоки, отведение которых в водные объекты можно производить без очистки; такой сброс не приводит к нарушению качества воды в контролируемом створе водоема или пункте водопользования. Нормативно-очищенные воды - это стоки, которые прошли очистку на соответствующих сооружениях и отведение которых после этого не приводит к нарушению норм качества воды в контролируемом створе или пункте водопользования, т. е. содержание загрязняющих веществ в них не должно превышать утверждённые предельно допустимые сбросы (ПДС). Загрязнённые сточные воды - это стоки, сброшенные в поверхностные водные объекты совсем без очистки или после недостаточной очистки; загрязняющие

вещества в такой воде содержатся в количествах, превышающих установленные нормативы ПДС.

Основными загрязнителями сточных вод на КС являются:

- соли;
- нефтепродукты;
- метанол;
- диэтиленгликоль (ДЭГ);
- тяжелые металлы;
- хозяйственно-бытовые отходы.

Высокое содержание в сточной воде нефтепродуктов связано с наличием на компрессорной станции большого парка автотранспорта. Нефть и нефтепродукты оказывают вредное воздействие на многие живые организмы и пагубно влияют на все звенья биологической цепи. Килограмм нефти может разлиться тонкой пленкой на площади до 1 га и погубить более 100 млн личинок рыб, многие виды планктона.

Метанол (или метиловый спирт CH_3OH) широко используется в газовой промышленности как реагент для борьбы с гидратообразованием. Это бесцветная, легкоподвижная жидкость с запахом, аналогичным запаху этилового спирта, наиболее токсичное соединение среди всех спиртов, относится к веществам 3 класса опасности (умеренно опасное вещество). Он медленно окисляется в организме человека, образуя различные ядовитые вещества. Токсическое действие метанола связано с угнетением центральной нервной системы, поражением сетчатки глаза и дистрофией зрительного нерва.

Диэтиленгликоль (ДЭГ, двуэтиловый спирт) используется для осушки природного газа перед его транспортировкой по газопроводу. ДЭГ является прозрачной белой вязкой жидкостью, гигроскопичен, обладает сладковатым вкусом, растворим в воде, относится к веществам 3 класса опасности. Диэтиленгликоль не представляет серьезной опасности в случае кратковременного вдыхания паров при комнатной температуре или контакта

с кожей. Однако длительное вдыхание вызывает раздражение слизистых оболочек дыхательных путей, наркотический эффект.

Тяжелые металлы, попадающие в водоемы (ртуть, свинец, цинк, медь, кадмий), активно накапливаются в пищевых цепях, оказывают токсическое действие на живые организмы. Кроме этого, ионы тяжелых металлов оседают на стенках сосудов организма, засоряют почечные каналы, каналы печени, снижая фильтрационную способность этих органов и способствуя накоплению токсинов и продуктов жизнедеятельности клеток нашего организма, т. е. самоотравлению организма. [22]

Для предотвращения загрязнения водных объектов нефтепродуктами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018-93. [24]

Защита литосферы

Воздействие компрессорной станции на литосферу можно свести к следующим основным направлениям:

- загрязнению почвы нефтепродуктами (различными видами топлива, смазочными материалами, продуктами очистки газа и т.д.);
- накоплению в почве тяжелых металлов (свинца, ртути, цинка и др.);
- загрязнению промышленными и бытовыми отходами газотранспортного предприятия;
- воздействию кислотных осадков, образующихся в атмосфере.

Загрязнение почвы углеводородными смесями может быть связано с осуществлением таких технологических операций, как очистка и осушка газа, очистка полости газопровода в ходе проведения профилактических и

капитальных ремонтов, удаление продуктов очистки газа (шлама и конденсата) из пылеуловителей и фильтров-сепараторов. Также попадание нефтепродуктов в почву возможно при проливах топлива и масел во время заполнения резервуаров хранения нефтепродуктов, при заправке автотранспортных средств, при нарушении герметичности емкостей и маслопроводов.

Тяжелые металлы не являются специфическими загрязнителями для газовой отрасли. Тем не менее исследование снегового покрова и верхнего слоя почвы вблизи КС показывает наличие там достаточно высоких концентраций ртути, свинца, марганца, никеля. Источниками поступления тяжелых металлов в окружающую среду могут служить котельные, участки сварки и резки металла, аккумуляторные отделения, автотранспортные средства, места складирования и хранения отходов. [22]

Мероприятия по охране почв можно разделить на следующие основные направления:

- снижение количества изымаемых из оборота земель;
- предупреждение загрязнения почв токсичными веществами и отходами производства;
- очистка загрязненных земель;
- рекультивация почв [21].

5.5 Меры безопасности в чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайная ситуация - это обстановка на определённой территории, сложившаяся в результате аварии, опасного природного явления, катастрофы, распространения заболевания, стихийного или иного бедствия, которые могут повлечь или повлекли за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей или окружающей среде, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей.

Основными причинами возникновения аварийных ситуаций на компрессорных станциях можно выделить следующие:

- воспламенение масла в компрессорном цехе при разрывах маслопроводов;
- разрушение обвязочных газопроводов компрессорного цеха;
- попадание посторонних предметов в полость нагнетателя;
- поступление воспламеняющихся веществ через неплотности в запорно-регулирующей арматуре.

Наиболее типичной аварией на компрессорной станции является разгерметизация обвязочных газопроводов компрессорного цеха. Большинство аварий, связанных с разгерметизации трубопроводов на КС, происходит в результате повышенной вибрации.

Для описания мероприятий, направленных на ликвидацию данной чрезвычайной ситуации, составляется план оперативного реагирования. Он должен содержать:

- распределение ответственностей по управлению различными видами рисков А и ЧС в процессе реализации проекта КС;
- мероприятия по адаптации при необходимости первоначальных оценок рисков чрезвычайных ситуаций и, соответственно, управленческих, организационных и технологических решений;
- мероприятия по реализации оперативного плана действий в чрезвычайных ситуациях;
- мероприятия по использованию резервов для предупреждения чрезвычайных ситуаций.

Для предупреждения и недопущения данной чрезвычайной ситуации на оборудовании ГПА проводится постоянный виброконтроль с оценкой уровня вибрации трубопроводов. Уровень А является максимально допустимым уровнем при приёмочных испытаниях КС и характеризует технически исправную трубопроводную систему. Уровень вибрации с оценкой В является максимально допустимым уровнем при нормально-режимной эксплуатации КС, повышение этого уровня означает развитие дефекта в механической системе. При превышении уровня С необходимо проведение диагностических

работ с целью разработки рекомендаций по реконструкции трубопроводной системы и ее реализации. Достижение уровня с оценкой D характеризует аварийное состояние трубопроводов и их опорных систем. Превышение этого уровня может повлечь за собой малоцикловые разрушения в элементах трубопроводной системы. [25]

Вывод по разделу

В главе социальная ответственность были выявлены, как вредные, так и опасные факторы. Произведен анализ способов борьбы с ними, рассмотрено потенциальное воздействие на окружающую среду: гидросферу, литосферу и атмосферу.

Производственная и экологическая безопасность являются одними из приоритетных направлений деятельности АО «Томскгазпром». В компании приняты и функционируют Единая система управления производственной безопасностью и Экологическая политика. Это говорит о социальной ответственности АО «Томскгазпром» перед работниками компании и окружающей средой.

Практическая значимость полученных результатов важна для организации безопасных производственных условий. Производственная работа в машинном зале дожимной компрессорной станции организована в соответствии со всеми требованиями и нормами и не нуждается в улучшении и совершенствовании.

Заключение

В настоящее время в мире наблюдается постоянное увеличение потребления энергетических ресурсов. Разведанные мировые запасы обеспечивают уровень его добычи на 60 лет. По оценкам экспертов с учетом темпов роста потребления газа в мире разведанных запасов и еще не разведанных его ресурсов в недрах хватит на 100 лет. В связи с истощением многих газовых месторождений России, одной из важнейших проблем оптимального развития топливно-энергетического комплекса является повышение эффективности использования и экономии энергетических ресурсов. В работе проведен анализ литературы, патентов по тематике исследования. Проанализирована работа ДКС и компрессорных машин. В ходе технологического расчета проведён расчет газодинамических параметров центробежного компрессора до и после замены СПЧ. Провидено сравнение СПЧ 75/140-1,5 и СПЧ 75/100-2,2. Проведено исследование механических характеристик предлагаемой сменной проточной части. Сделаны выбор в пользу СПЧ 75/100-2,2.

Список литературы

1. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев К. А. Справочник работника газовой промышленности //М.: Недра. – 1989. – Т. 287.
2. Хисамеев И. Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. – 2012.
3. Чумаков Ю. А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров транспортных газотурбинных и комбинированных двигателей. – 2009.
4. Седов В. В., Сальников С. Ю., Щуровский В. А. Современная газокompрессорная техника-результат совместной деятельности производителей и потребителей //Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – №. 8. – С. 2-2.
5. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах. – Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1973.
6. Шаммазов А. М. и др. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций. – Открытое акционерное общество "Издательство "Недра", 2003.
7. Дятлов, В. А. Оборудование, эксплуатация и ремонт и ремонт магистральных газопроводов : учеб. Пособие / В. А. Дятлов, В. М. Михайлов, В. И. Яковлев. – Москва : Недра, 1990.
8. Аберков, А. С. Монтаж оборудования компрессорных станций магистральных газопроводов : справочное пособие / А. С. Аберков, Л. В. Ильин. – Москва : Недра, 1989. – 156 с.
9. Ведерников М. И. Компрессорные и насосные установки химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности. - М.: Высшая школа. 1987. - 247 с.
10. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры, Л. Машиностроение, 1982.
11. Шнепп В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М. : Машиностроение, 1995.

12. (1) ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
13. (2) ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования.
14. (3) СНиП 4156 – 86 Санитарные правила для нефтяной промышленности
15. (4) СНиП 23-05-95. «Естественное и искусственное освещение»
16. (5) ГОСТ 12.1.005-88 Санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
17. (6) ГОСТ Р. 50571.3-94 Электроустановки зданий. Требования по обеспечению безопасности. Защита от поражения электрическим током.
18. (7) ГОСТ С. 12.1.004-91 Пожарная безопасность. Общие требования.
19. (8) ГОСТ С. 12.2.003-74 «Оборудование производственное. Общие требования безопасности»
20. ГОСТ 12.2.063-2015 Арматура трубопроводная. Общие требования безопасности.
21. ГОСТ 12.2.085-2002 Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные.
22. Островская А. В. Экологическая безопасность газокomppressorных станций: Часть 2. Воздействие системы транспорта газа на окружающую среду: учебное пособие. – 2017.
23. ГН 2.2.5.3532–18. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны.
24. ГОСТ 12.1.018-93. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожаровзрывобезопасность статического электричества. Общие требования.
25. Нормы вибрации трубопроводов технологического газа компрессорных станций с центробежными нагнетателями.

Приложение А
(справочное)

Increasing the efficiency of the booster compressor station

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Боюн Иван		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Г.Р.	к.т.н, доцент		

Консультант-лингвист отделения иностранных языков ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Надеина Л.В.	к.филол.н.		

2. Information on the design of flow parts of centrifugal compressor.

The main nodes of the flow part of the centrifugal compressor (CC) include:

- Compression housing
- Stator elements of gas-dynamic units
- Rotors
- Impeller

The housing of the compressor

The basic unit of the stator part of the compressor is the housing. It performs a number of combined functions:

- Forms or rigidly fixes the stator elements of the flow part;
- Centers the rotor by sensing static and dynamic loads acting on it through the bearings;
- Transfers all external loads from the drive and gas pipelines to the Foundation.

Compression housings are made with a horizontal or vertical connector.

Cases with a horizontal connector can be divided into three types:

- 1) compression Housing, cast in conjunction with the flow-through stator elements;
- 2) compression housings cast as a single unit only with suction chambers and external snails;
- 3) compression housings cast in the form of cylinders with suction and discharge pipes.

Stator elements of gas-dynamic units.

In general, the fixed elements of the compressor include input and output devices, diffusers, rotary elbow, and back-guide devices. Together with the rotor, they form a gas-dynamic unit and provide gas input, static pressure increase and flow formation behind the impellers, gas transfer to the next stages and its output outside the compressor. In multistage CC, the stator elements repeatedly change the direction of the compressed gas flow from the center or to the center.

The main purpose of the input devices is to bring gas to the impeller of the first stage of the compressor and the intermediate section (in compressors with intermediate cooling). They have the following requirements:

- minimal losses;
- uniform velocity and pressure field in the inlet section;
- minimum axial and radial dimensions;
- manufacturability of design.

At the same time, it is almost impossible to meet these requirements. Therefore, for each design version of the CC, its optimal design options for input devices have been developed.

The existing CC input devices can be divided into two main groups:

- a) fixed input devices;
- b) rotary guide devices.

Fixed input devices are designed to provide a constant direction of gas specified by the designer at the entrance to the wheel. They, in turn, can be divided into suction pipes, suction chambers and inlet guide devices (IGD).

Suction pipes are used in CC that allow the cantilever arrangement of the impellers and provide an axial gas supply (Fig.5).

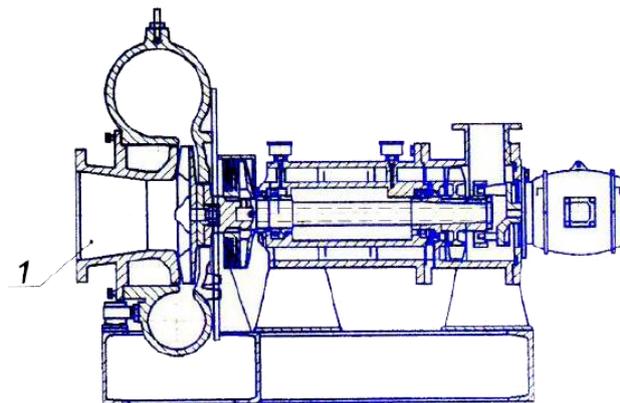


Fig. 5 - single-stage centrifugal compressor: 1- suction pipe.

The pipes are a confuser with a round cross-section. The angle between the components of the confuser is within 15...25°. This design ensures a uniform distribution of flow parameters across the cross section at the entrance to the wheel and a small loss coefficient of the suction pipe.

In multi-stage CC and when the impeller of a single-stage supercharger is located between the bearing supports, gas supply to the wheel is carried out by suction chambers that ensure the rotation of the radial or near-radial flow in the axial direction.

In the suction chamber, it is customary to distinguish three elements: the supply channel (branch pipe); the spiral channel; and the ring confuser.

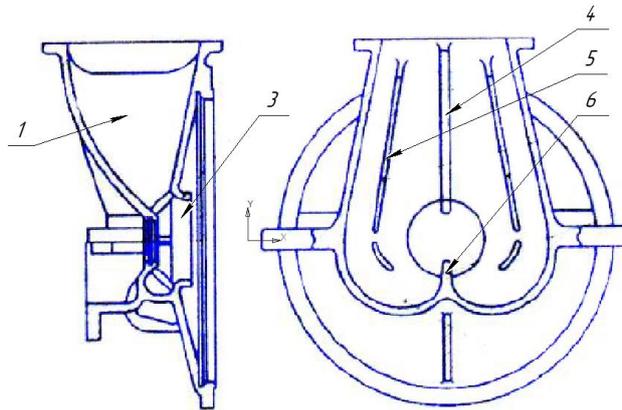


Fig. 6 - suction chamber of the first compressor section:

1-supply channel (branch pipe); 2 – spiral channel; 3 – ring confuser; 4 – dividing edge; 5 – side edges; 6 – tongue.

Supply pipes are divided into:

- axisymmetric;
- knee-shaped;
- symmetrical with respect to the plane passing through the axis of the compressor;
- pipes with a curved axis of symmetry in the radial plane;
- pipes with tangential supply or spiral inlet pipes.

Multi-flow pipes are also used, for example, in compressors with two-way suction (Figure 7).

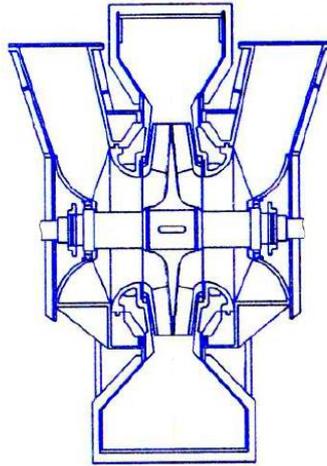


Fig. 7 Two-way suction compressor

The dividing edges and tongue are used to reduce the flow twist. In a medium-performance CC, there are usually no side edges.

The suction chambers of the stages of the intermediate sections of the CC have tight axial dimensions. One or both end walls of the chamber are radial planes. Therefore, it is very difficult to provide a favorable aerodynamic shape for them.

In some cases it is advantageous to slightly twist the flow before entering the wheel. For example, when a wheel is running at very high circumferential speeds, it may be appropriate to give the flow some spin in the direction of rotation of the rotor in order to reduce the relative speed. For this purpose, devices with fixed guide vanes are used. This method is especially effective in compressors with wheels semi-open type and refrigeration turbo compressors operating on freon (a CFC) (Figure 8).

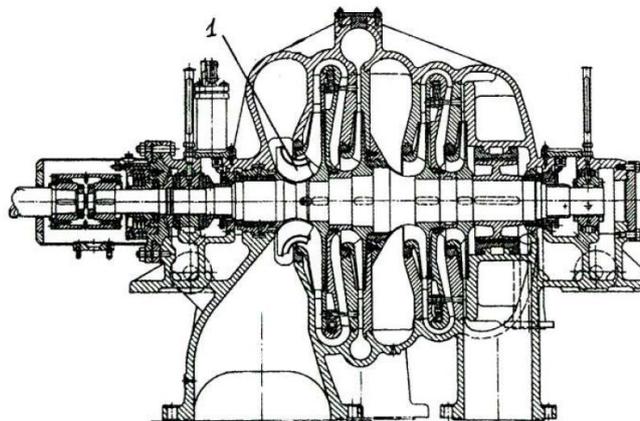


Fig.8 Refrigerating centrifugal compressor: 1-inlet guide device.

Similar devices are also installed at the exit from the back-guide devices of the previous stages in multi-stage single-channel CC.

In order to change the gas dynamic characteristics of the flow part of the compressor by changing the twist of the flow in front of the wheel, input regulating devices (IRD) with rotary blades are used. With the help of IRD, the flow in front of the wheel can be spun both in the direction of rotation of the wheel, and in the opposite direction. As a rule, the design of the IRD allows you to rotate its blades by $50 \dots 60^\circ$ to twist the flow in the direction of rotation and by $10 \dots 15^\circ$ - in the opposite direction.

In stationary the CC of the applied radial and axial IRD.

The kinetic energy transmitted by the impeller to the compressed gas is converted into the potential energy of static pressure in the diffuser by reducing the flow rate. The main requirement for the diffuser is to reduce the flow rate to the required level with minimal losses.

Three types of diffusers are used in the CC: blade-less diffusers, blade diffusers, and channel-type. These diffusers are used both in intermediate stages and in end stages. In addition, a snail or spiral chamber located directly behind the impeller is also used as a diffuser in the end stage.

In any design of the diffuser, there is always a bladeless annular space behind the impeller, in which the vortex traces from the wheel blades align and the flow rate decreases.

The bladeless diffuser is an extension of this ring space and is not limited by anything from it. Structurally and technologically, it is the simplest and is a circular channel formed by two parallel walls.

The bladeless diffuser provides a wide range of performance of the stage without significantly reducing the efficiency, i.e. the stage has a flat characteristic. The disadvantage is its large radial dimensions. The inability to lower the flow rate at the outlet of the diffuser to the required level leads to the need for further speed reduction in subsequent stage elements that have higher losses, resulting in a reduced stage efficiency.

The bladeless diffuser is mainly used in high-pressure compressors; in machines for working on very dusty gases; if necessary, have a flat characteristic of the compressor.

Blade diffusers are the most common in modern CC (Fig. 9). Their use in comparison with bladeless diffuser provides the following advantages: with smaller radial dimensions, it allows you to get a greater flow deceleration, which reduces losses in the subsequent elements of the flow part and thereby increase the efficiency of the stage. In the design mode, the efficiency is higher by 2 ... 4%. However, the blade diffusers grating is more sensitive to changes in flow conditions when the flow rate changes. Therefore, the characteristics of the stages with blade diffusers are narrower than with BPD: when the costs are higher or lower than the calculated ones, the efficiency decreases sharply. Their disadvantage is also a decrease in the reliability of compressors as a result of the appearance of dynamic stresses in the impeller caused by the step unevenness of the flow in front of the diffuser blades.

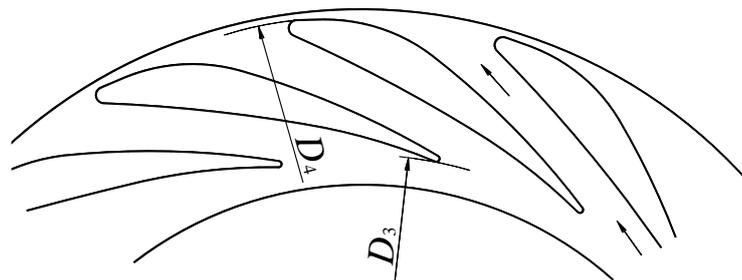


Fig. 9 Diagram of the blade diffuser

Channel diffusers consist of a series of diffusers with a straight axis with a round or rectangular cross section.

As already noted, straight-axis diffusers with a circular cross-section are used in CPC series oxygen compressors and Erlikon compressors. The number of taps can be from two to six, or less often up to eight.

Small-channel straight-axis diffusers of the "pump" type have a rectangular cross-section. This name is due to the fact that such fixed elements are characteristic of pumps.

Each channel consists of a spiral part of the AB and a diffuser of the sun (Figure 6). The number of channels in the diffusers of intermediate stages is 4 ... 10,

and for the end stages - up to 12, and the axis of the diffuser can be slightly bent. The opening angle of the diffuser is equal to 8...10°, rarely 12°.

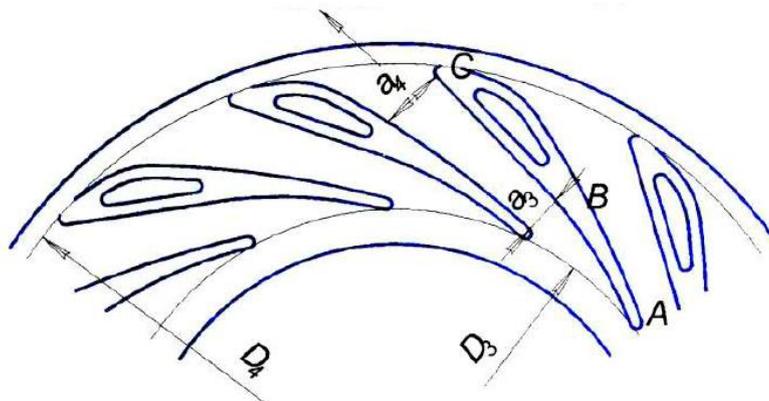


Fig. 10 Diagram of a pump-type diffuser

Channel diffusers contribute to an aerodynamically more perfect conversion of kinetic energy into pressure. However, this increases the radial dimensions of the compressor.

The rotary elbow, installed after the diffuser, is used to change the direction of the gas flow in the meridional plane by 180° in order to smoothly supply it to the back-guide device (in the case of intermediate stages) or to the output device of the stage. Depending on the type of diffuser, the rotary knees can be circular or channel.

The circular turning knees are installed in the CC after the blade-less diffusers or blade diffusers at intermediate stages. They are an axisymmetric knee bounded by two coaxially axisymmetric surfaces.

The annular elbow is common to the entire gas flow passing through the diffuser, for example, for blade-less diffusers for all its channels.

The channel swivel elbow is used to rotate the flow in a separate channel, providing only part of the circle. For example, in the " pump " diffusers of intermediate stages, each channel of the diffuser corresponds to its own rotary elbow.

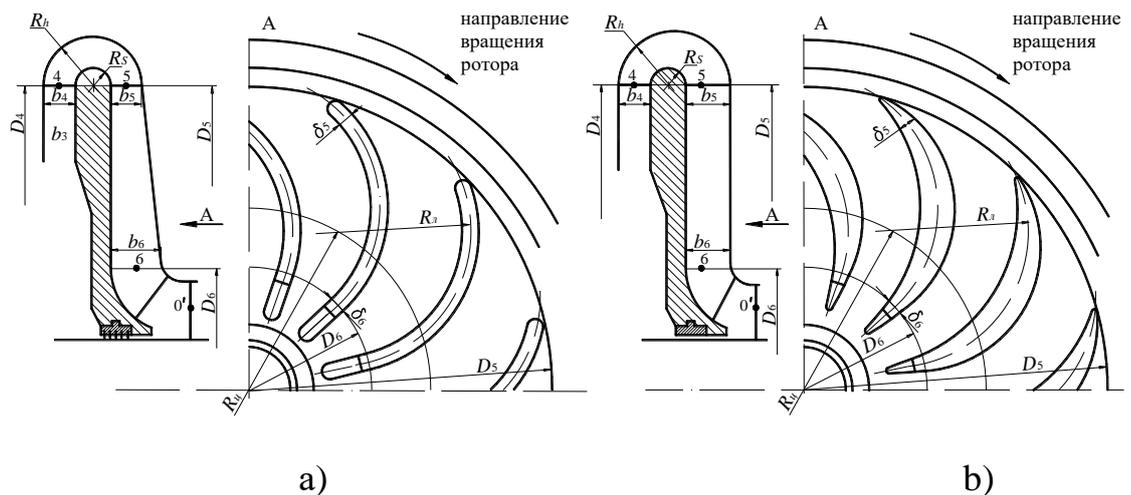


Fig. 11 Design relations of the back-guide device and the rotary knee:
 a) IT is with blades of constant thickness; b) IT is with blades of variable thickness

The back-guide device (BGD) provides gas flow to the impeller of the next stage of the compressor. In order to improve the pressure of the wheels located behind IT, the flow should have an axial direction when exiting it. Therefore, the angle of installation of the blades at the output is 90° (Fig. 11). In order to guarantee the elimination of twisting of the flow at the outlet of the PIPELINE in a curved knee, radial ends of the blades are provided for part of the length or a separate IGD with a grid of radial blades is installed. The number of blades BGD is 12 ... 16. Interstitial channels are profiled so that the flow rate in them increases slightly along the channel or remains constant. Slowing down the flow in IT leads to an increase in losses in them. In the CC, the diffusers, the rotary knee, and BGD are usually combined into a single node, in the so-called "diaphragms" (Figure 12).

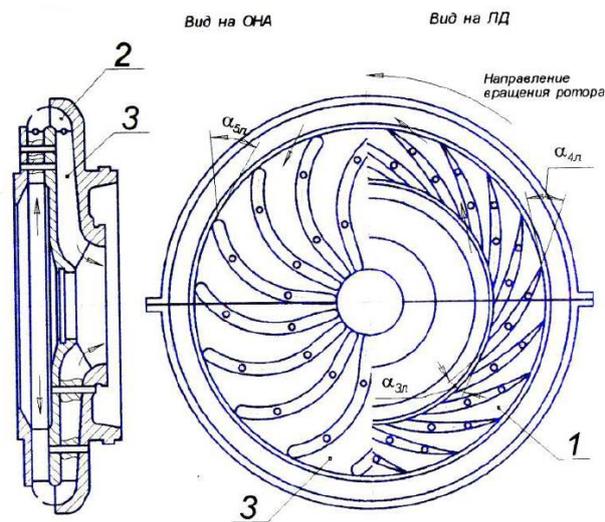


Fig. 12 "Compressor" type diaphragm:

1-diffuser; 2-swivel knee; 3-back-guide device.

In "pump" type diaphragms, each of the diffuser channels continuously passes into the rotary channel and the SHE channel. They are mainly used in centrifugal circulation compressors. The diaphragms are made with a horizontal connector and installed in the corresponding bores in the housing. The lower half of the diaphragm is freely installed in the lower part of the housing, and the upper half is secured in the upper part of the housing with screws.

In single-stage designs with cantilever impellers, the diaphragm can be permanently attached.

The output devices (OD) are installed behind the last stage of the PCC or behind any of the intermediate stages in the case of intermediate gas extraction from a multi-stage compressor or for the removal of gas to the intercooler.

The flow part of the OD can be divided into two sections: a gas collector in the form of a spiral or circular collecting chamber and an output diffuser that reduces the flow rate to the level allowed in the gas cooler or pipeline. The most common types of gas collectors are spiral chambers or snails. They are located after the blade diffusers or blade-less diffusers or directly behind the impeller. In this case, the snail serves as not only a gas collector, but also a diffuser, and the design of the stage is the simplest.

Structurally, snails are made with a variable external radius of the spiral, as well as with a constant external radius and a variable internal (internal snails) (Figure 13).

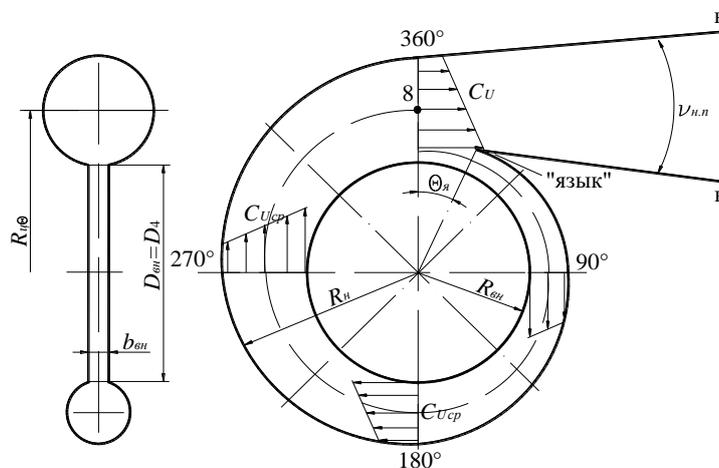


Fig. 13 Structural parameters of the snail in the meridional and radial planes.

Depending on the cross-section configuration, there are snails with round, trapezoidal, pear-shaped, rectangular and other shapes (Figure 14 and Figure 15).

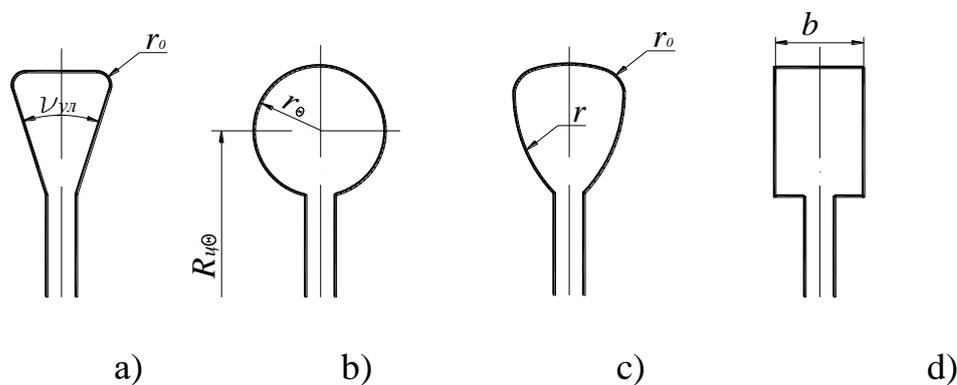


Fig. 14 Symmetrical forms of snails: a) trapezoidal; b) round; c) pear-shaped; d) rectangular

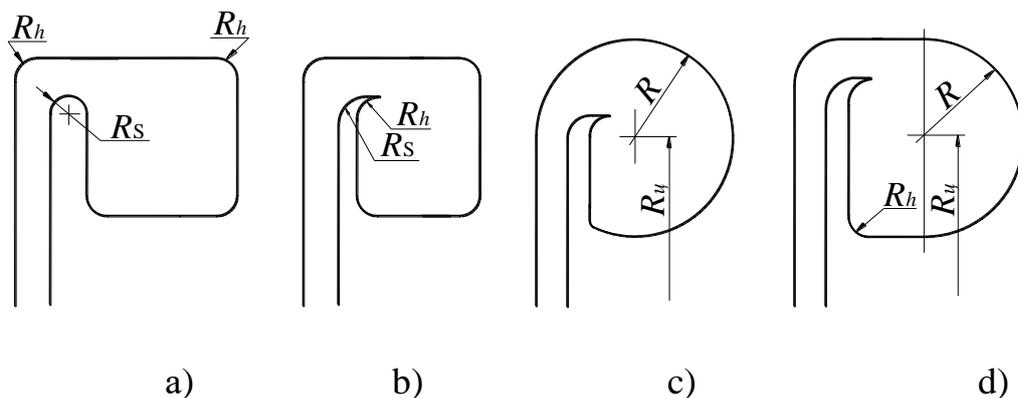


Fig. 15 Asymmetric forms of snails:

a), b) rectangular; C) round; d) combined.

The smallest overall dimensions of the compressor are obtained with a round cross-section.

Depending on the relative position of the centerline of the cross-section of the snails and the cross-section of the channel of the preceding element (wheel, diffuser) in the meridional plane, there are coaxial and non-axial (rolled sideways) snails.

Ring Assembly chambers (Figure 16) have a constant angle θ Meridian section and a tangential output diffuser. Their use allows you to reduce the radial dimensions of the stage, but the axial dimensions may increase slightly. They are convenient for the layout of unified compressors.

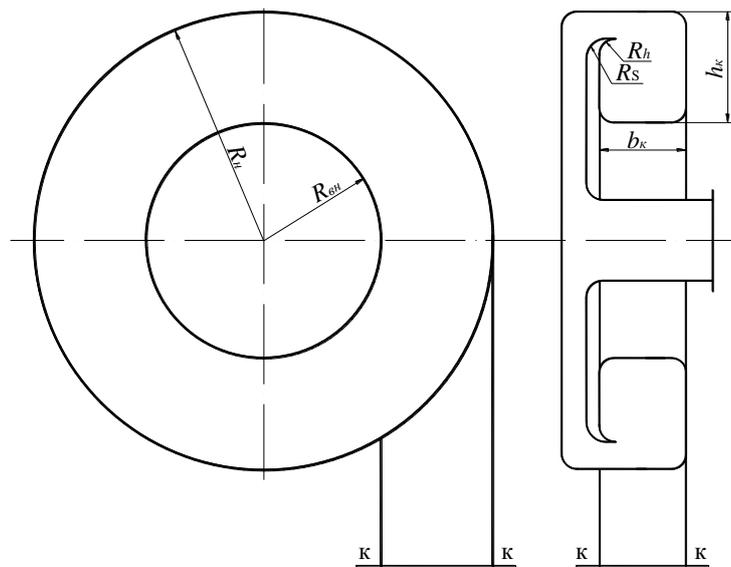


Fig. 16 Diagram of a rectangular ring assembly chamber

In modern multi-stage CC, the stator part of the gas-dynamic unit is performed in embedded diaphragms.

Figure 17 shows the layout of the diaphragm package of the unified CC housing with a horizontal connector.

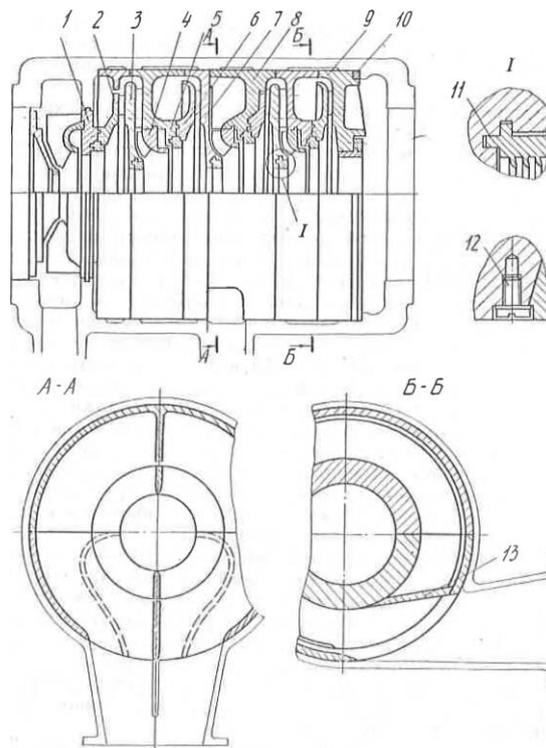


Fig. 17 Set of compressor diaphragms with a horizontal connector: 1- diaphragm; 2 — diffuser wall; 3 — diaphragm; 4 — spatula; 5 — snail — ring assembly chamber; 6 — diffuser wall; 7 — partition; 8 - suction chamber; 9 — back wall; 10 — closing segments; 11 — labyrinth bushing; 12—diaphragm mounting screw to the upper half of the cylinder; 13-partition.

The suction chamber of the first stage is formed by an external partition, the inner surfaces of the cylinder and the diaphragm 1, fastened to the wall of the diffuser. The diaphragm, cast as one with the shoulder blades, BGD attached to the base of the cochlea 5 after pretreatment. In the diaphragm 3, a labyrinth bushing 11 of two half-rings is centered. The semi-rings are rolled into circular grooves, one of which serves for axial fixation of the seal, and the other prevents it from warping and touching the ridges of the mazes on the rotor. The input guide device 4 is a grid of flat steel blades welded to the semi-rings of the bushing centered in the part 5. The Snail or, as in this case, the annular Assembly chamber 5 made in embedded parts, is rolled sideways and in order to reduce the overall dimensions of the body is developed to the center. In the annular chamber, a partition 13 is sometimes provided. The Side wall 6 of the snail simultaneously serves as the wall of the diffuser. Parts 3, 5, 6 are bonded and form a "diaphragm-snail" block.

The separation partition 7 is followed by a " suction diaphragm " - a block assembled from the suction chamber 8 and the diffuser. The suction chamber 8 has fins-blades that divide the uncoiled flow supplied to the RC into two symmetrical halves. Sometimes, in order to improve the flow uniformity, additional blades are installed.

The "snail diaphragm" of the last stage is followed by the rear wall 9, which closes the end diffuser and, in addition, serves to install the labyrinth sleeve of the discharge piston (dummies). Wall 9 withstands the pressure drop created by the compression housing, since the submissive cavity is under suction pressure. To avoid significant deflections, each half of the wall 9 is equipped with radial ribs.

Each diaphragm is centered directly in the cylinder on landing. Turning and boring of internal centering surfaces into the final dimensions of technologically connected halves of diaphragm blocks is usually performed on carousel machines from a single installation. This ensures alignment and, consequently, minimal gaps in the mazes.

During the general assembly, half of the diaphragms are placed alternately in the lower and upper halves of the cylinder, respectively, after which the packages are compressed by technological jacks and fixed with 10 segments, the width of which is selected in place.

In the practice of large CC production, half of the diaphragms are embedded in the recesses of the cylinder, which fix the diaphragms in the axial direction. Centering of each diaphragm in the upper and lower halves of the cylinder is performed by means of crackers regulated by a set of gaskets.

The upper half of the diaphragms in the connector plane are attached to the upper half of the cylinder with screws 12, so that the upper half of the housing assembly can be turned over during the general assembly.

To reduce internal flow through the gaps in the connector planes of the lower halves of the diaphragms, radial grooves are milled into which the sealing rubber cord is placed.

The fixed flow part of multistage CC with a vertical connector is also performed in diaphragms with a horizontal connector (Figure 18). The suction chamber can be installed at any angle depending on the direction of the cylinder suction pipe. Intermediate diaphragms 2, differing only in the width of the channels, are sequentially centered among themselves on the landing. The internal partitions 3 and the blades BGD 3 are cast as one with the halves of the diaphragms. BGD blades simultaneously function as stiffeners, reducing the deflections of the diaphragms under the influence of the pressure drop created by the stage. The penultimate diaphragm is centered in the spacer ring 4, which has an exit hole. The spacer ring, in turn, is centered in the diaphragm-snail 5. Welded input shovel devices 7 are centered in the diaphragms, and in the rings of these devices, split labyrinth bushings 8 are installed. The diaphragms are connected via a connector with bolts 6 and are pulled together by pins 9 in a single package. To assemble the gas-dynamic unit, the entire package opens in a horizontal plane and after laying the rotor on the ridges of the mazes, bolts 6 are tightened again, and parts 4 and 5 that do not have a connector are attached to the end of the wall. In the cylinder, the diaphragm pack is centered by the end caps of the cylinder on the surfaces to the extreme diaphragms. Thus, the package of diaphragms "hangs" on the lids. If there are more than eight or ten diaphragms, the middle diaphragm, or dividing wall in the "back-to-back" scheme, centering on the cylinder, forms the third point of support of the package. To achieve the alignment of the entire package, the mating end and cylindrical surfaces of each diaphragm should be processed to the final size from a single installation.

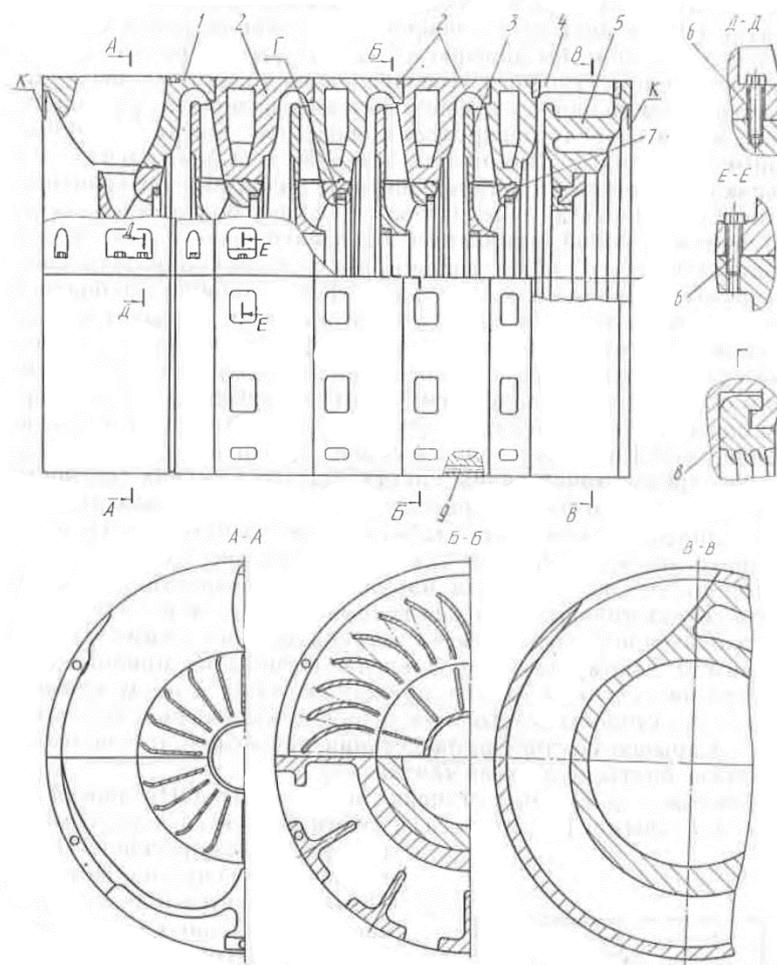


Fig. 18 Set of compressor diaphragms with vertical connector. 1-suction chamber; 2-intermediate diaphragm; 3-internal partition with IT; 4-spacer ring; 5-end diaphragm with a snail; 6-bolts that weld the halves of the diaphragms; 7-spatula; 8-labyrinth bushing; 9-tie pins

When the compressor is running, the outer surfaces of the diaphragms up to the sealing ring of the suction chamber 1 (Fig.8) are under discharge pressure, which compresses the package along the horizontal connector. The discharge pressure applied to the inner walls of the snail presses the package to the end of the cylinder cover on the suction side, and the last diaphragm with the snail 5-to the cover on the discharge side, stretching the thin technological bolts of the snail attachment.

Rotors of centrifugal compressors

The stator elements together with the rotor form the flow part (gas-dynamic unit) of the centrifugal compressor.

The design of the rotors. Depending on the gas-dynamic scheme of the PCC, the following rotor designs can be distinguished:

- cantilever rotors;
 - double-pole rotors;
 - multi-wheel rotors with inter-wheel arrangement;
 - tricycle multi-wheel rotor;
 - multi-wheel rotor with two cantilevers;
 - a shaft line consisting of two cantilever rotors connected by a long spacer.
- long spacer.

Single-cone rotors are typical for single-stage centrifugal superchargers with axial gas inlet and CC-based superchargers.

Two-cone rotors have expander-compressor turbo units and multi-stage CC (Figure 15)

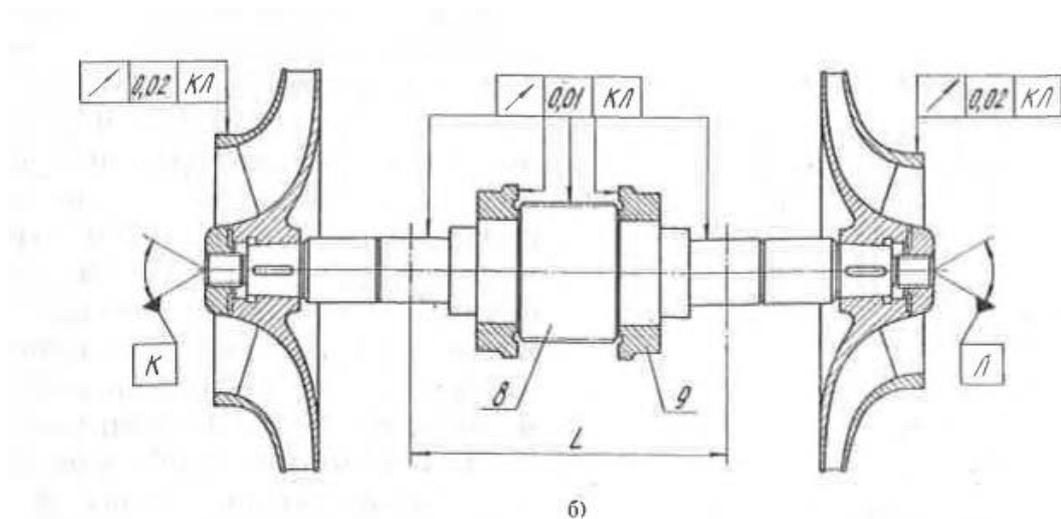


Fig. 19 Two-Pole rotor CC: 1-shaft-gear; 2-impeller; 3-thrust comb; L - inter-support distance.

Most of the CC traditional designs have multi-wheel rotors with inter-support arrangement of impellers (Figure 20).

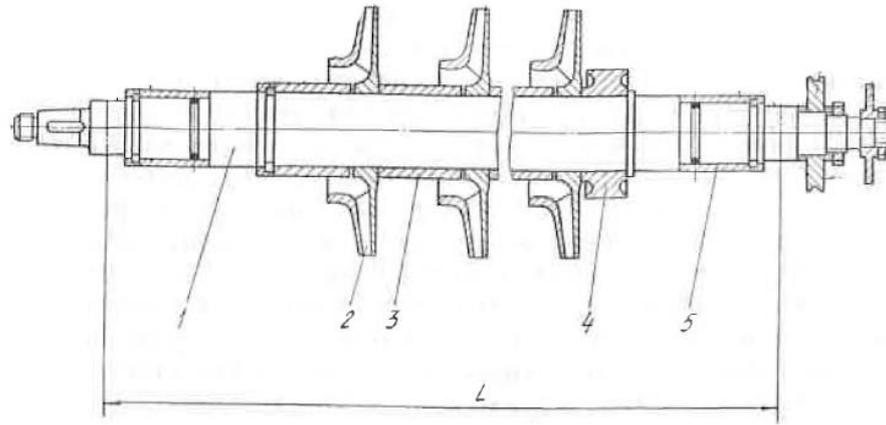


Fig. 20 Rotor design with inter-support arrangement of impellers: 1-shaft; 2-impeller; 3-remote bushing; 4-dummies; 5 - end seal bushing; 6-thrust ridge (heel); 7-axial shift control disk; L - distance between supports.

The desire to place the maximum number of stages in a single housing in some cases leads to the need to apply additional support in the middle plane of the rotor and it becomes tricycle. As a rule, this support is elastic-damping or used as an electromagnetic bearing (EB), which has a larger radial clearance compared to plain bearings. Another example is a three-pronged CC rotor with parallel compression housings.

A multi-wheel rotor with a single console can take place in the CC, made in a single compression housing, and with two consoles - in the intermediate housing of a multi-shaft compressor with a sequential arrangement of compression housings.

Shaft lines consisting of two cantilever rotors connected by a long spacer are typical for Compressor unit. In modern Compressor unit, the drive shaft of the free turbine is connected to the supercharger shaft by means of membrane couplings that do not require lubrication.

Rotor designs have a major influence on the dynamics and strength of the CC and require the creation of adequate methods for calculating their amplitude-frequency characteristics.

In general, the rotor consists of a shaft 1 (Fig. 20) and impellers 2 located on it, separated by remote bushings 3. to balance the axial forces, a dummies 4 (discharge piston) is installed. In the case of back-to-back arrangement of the impellers, there may be no dummies. If end seals with floating rings and a hydraulic

seal are used, wear-resistant bushings 5 are installed on the rotor. The thrust ridge (heel) 6 is used to transfer the axial force acting on the rotor to the thrust (axial) bearing. Disk 7 is a movable element of the sensor for monitoring the axial movement of the rotor.

In CC the rotor is based on a shaft-gear 1 (Figure 15), made of a single forging [11]. Thrust ridges 3, pressed on the shaft, transmit axial forces from the rotor to the end of the drive gear and, further, to the thrust bearing of the slow-speed drive shaft.

CC rotors designed for high speeds must have an axisymmetric configuration that is preserved even in the stress-strain state of the operating rotor. The accuracy of the location of the functionally important surfaces of the rotor elements relative to the axis of rotation, the line of the centers of the shaft necks (trunnions), is set in the form of tolerances for deviation from the alignment and skew (runout) relative to the centers K, L (see Figures 19-20). K, L-the symbol for standard conical holes on the shaft ends, which serve as the technological base for the final grinding of the necks and all other landing surfaces of the shaft. To compensate for errors in the hot fit of impellers to shaft sealing surfaces of the cover disks as well as saccarine crests as the stamped seal ridges in the assembled rotor centers, I center holes K, L are used in the repair operation, so you should protect them from damage by screws (Fig.16). The working surfaces of the end sealing bushings 5 are sometimes sanded together, but for the purpose of interchangeability, it is preferable to ensure the concentricity of the internal and external (hardened) surfaces in the manufacture of the bushings themselves.

The end runout of the thrust ridge 6 should be within 0.012...0.015 mm. In case of large deviations under the action of axial force occurring, bending moment is applied to the ridge and rotating together with him. As a result, as practice shows, there are fluctuations in the rotor. In addition, sometimes there is fretting corrosion of the mating surfaces of the neck and ridge due to variable contact pressures.

Some mounting points for thrust disks on the rotor shaft are shown in Figure 21. the most common mounting method is shown in Fig. 21A. The total errors of the

threads of the shaft and nut 3 sometimes lead to a runout of the disk and (or) the control surface, so it is advisable to make the thrust ring 2 of two parts that are mated on lapped spherical surfaces. The mounting method shown in Fig. 21B is used for large high-pressure machines. The ring 2 rests on the annular keyway of the lock. The advantage of this method is smaller axial dimensions. The disadvantage is the complex configuration of the threaded connection. In the scheme shown in Fig. 21C, the comb is mounted with a large pull on the conical surface of the bushing, which is pre-put on the shaft to fit the slide. The attachment procedure is facilitated by the fact that high-pressure oil is fed into the joint from a manual hydraulic press, which compresses the sleeve. Fretting corrosion is excluded in this method of fastening. The size of the sleeve 1 corresponding to the axial position of the rotor is determined during the General Assembly of the compression housing.

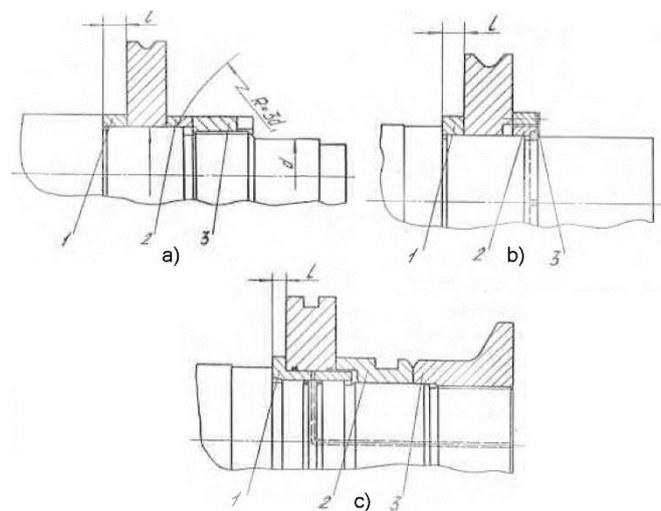


Fig. 21 Anchorage of the thrust comb:

1-bushing; 2-thrust ring; 3-nut

The required axial position of the impeller on the rotor relative to the diffusers is achieved by the appropriate size tolerances set from each impeller to the end of the shaft that fixes the thrust ridge 6 (Figure 20).

Several methods are used to attach the impellers to the rotor shaft in order to ensure the transmission of the operating torque M_k and the axial force F_a .

The impeller attachment unit according to the method shown in Fig.22a is used in cases where there are shaped recesses on the shaft. The disadvantage of this

method of fastening is the need for mechanical processing of the rotor Assembly in order to install the pins. The attachment point according to the method shown in Fig.22b is the most common. The M_k moment is transmitted by the keys 3, and the axial force is perceived by the locking bushings 4. the Bushing 4 is fixed either by rolling it into the shaft groove, or by installing a lock of two half-rings 6 held by a pressed ring 5. The average tension of the impeller hubs on the shaft in the considered methods (1,0... 1,3) $10^3 d_B$, thermal gaps 0,1...0,15 mm.

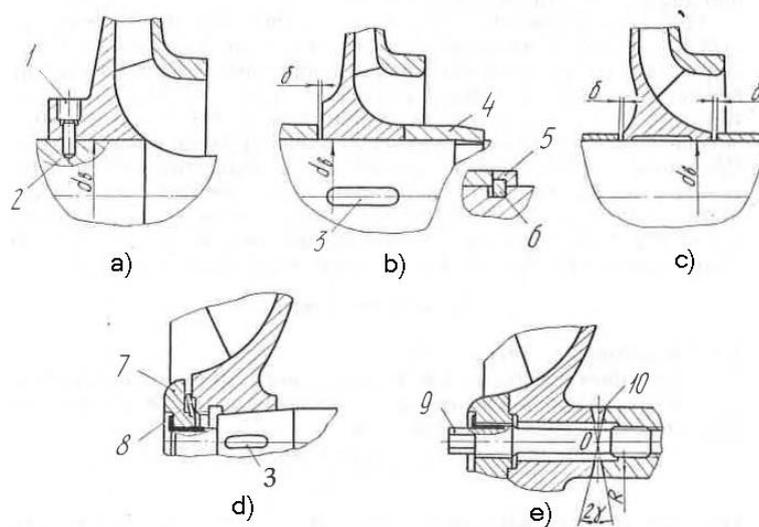


Fig. 22 Mounting unit of the impeller: 1-screw; 2-pin t; 3-key; 4-locking sleeve; 5-lock ring; b-half-ring; 7-nut; 8-spring washer; 9-tie pin; 10-end slot connection; d_B -shaft diameter

The method of fixing the node shown in Fig. 22c, used in modern CC, is that the residual tension of the hub in the stress-strain (working) state is sufficient to perceive the total impact of M_k and F_a at their maximum values. The average tension when landing steel impellers (2,0...2,5) $10^{-3} d_B$.

Ways to attach the impellers to the cantilever ends of the shafts, along with ensuring appropriate rigidity of the connection that transmits significant M_k and F_a , must allow multiple disassembly-Assembly without disturbing the rotor balance. In the attachment node, according to the method shown in Figure 22d, a taper connection with a key is used, usually a taper of 1:10. The attachment of the impeller hub to the shaft is carried out by a manual hydraulic press with a force that implements a radial tension in the connection of 0.9...1.2) $10^{-3} d_B$, which is controlled

by the calculated value of the axial movement of the hub. The conical surfaces of the shaft and hub, which must have a sixth quality and a roughness parameter of 1.25, are made according to mutually agreed conical calibers. The fit of 80 % of the mating surfaces is achieved by lapping. The flat ring spring 8 provides a tight fit of the impeller in case of "release" of the hub during operation. You can also apply a 1:30 taper-less connection, creating a tension $(1,8...2,0) \cdot 10^{-3}$. In this case, the axial movement of the hub increases and it may be necessary to adjust the position of the diffuser relative to the impeller, which complicates the design.

The mounting method shown in Figure 22e, used by a number of compressor and construction companies, is promising. Triangular profile slots, cut on the end surfaces of the shaft and hub, connected by a Central rod (bolt, stud), not only transmit the moment M_k and force F_a , but also provide rigidity of the connection under vibration loads. The connection ensures unambiguity of the position of the impeller relative to the shaft, its Assembly and disassembly is simple and does not require special devices. To fit the working surfaces of the slots, all their components must converge at pole 0.

Shafts

The basic part of the rotor is the shaft (Fig. 23). When the rotor is running, the shaft sections may be subject to the combined action of the M_k torque, axial forces, and bending moments of the $M_{н3}$. The latter are caused by residual unbalance, misalignment of the shaft line, misalignment of the thrust bearing, etc. The shafts of multi-stage CC, for the convenience of impellers, have a stepped ("spindly") shape. However, in unified of the shafts are smooth with a constant diameter of the landing impellers.



Fig. 23 Rotor shaft.

Impeller.

Depending on the angle of installation of the blades on the outer diameter, the following types of wheels are distinguished:

- compressor stations;
- intermediate type;
- pump;
- aviation type.

There are also semi-open and closed type wheels.

The semi-open impeller is a radial and oseradial blade grate, rigidly connected to the main (load-bearing) disk. In closed-type wheels, a covering disk is attached to the free ends of the blades.

Semi-open high-flow impellers are used in cantilever stages, in which it is structurally easier to ensure a minimum gap between the ends of the blades and the body wall and, thus, avoid significant losses due to side overflows. Semi-open aircraft impellers of the "radial star" type have radial blades with an angle of 90° (Figure 20), made as one with the bearing disk. The forward-curved blades of the rotating guide device (slat) are outlined by a conical surface, the components of which are directed radially.

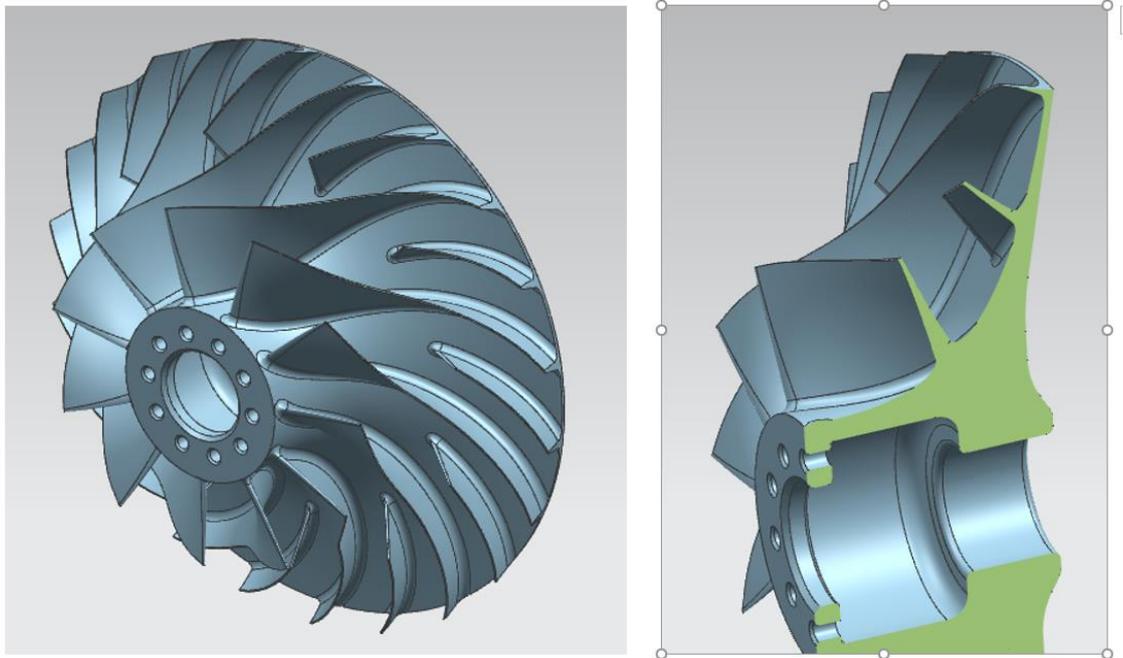


Fig.24 Semi-open wheel type

The slat is manufactured as a separate part. Wheels of this type, due to the minimal bending of the disk by radial shovels, have a high structural strength, which allows you to develop circumferential speeds up to 500 m/s or more, reaching a pressure ratio of 6 in one stage. Their disadvantages are increased losses in the diffuser and a narrow operating zone. They are used mainly in internal combustion engine supercharging units, as well as the first stages of the CC and are effective at medium and high flow rates.

When the compressor is running, this design provides an equilibrium position of the stress-damped state of the impeller relative to the center of mass. Almost no deformation of the disks and blades in the axial direction is possible, therefore, the gaps between the blades and the compressor housing can be made minimal. This, in turn, reduces gas flows from high-pressure areas, which increases the efficiency of the compressor. In addition, the stress level in the impeller is reduced, since the wheel mass is reduced when running in the hub of the annular cavity.

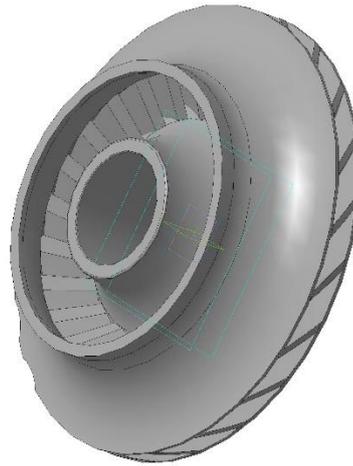


Fig. 25 Closed-type axial-Radial impeller.

Closed radial impellers are used in multistage CC compression housings in a wide range of flow coefficient 0.01...0.1. Such wheels have back-curved blades of constant thickness.

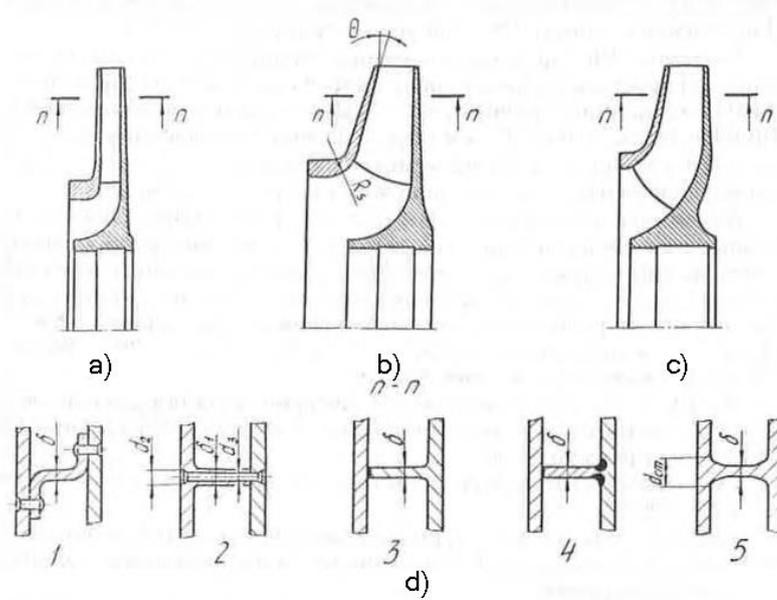


Fig. 26 Design forms of closed impellers:

a-low-flow; b - medium - flow; C - high - flow with three-dimensional blades; d-ways to connect the blades with disks; 1-riveted with Z-shaped blades; 2-riveted with whole-milled blades; 3-soldered; 4-welded; 5-cast.