

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
“Национальный исследовательский университет ИТМО”

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛАХ
СТУПЕНИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Автор	<i>Цветков В.А.</i> (Фамилия, Имя, Отчество)	_____ (Подпись)
Направление подготовки (специальность)		<i>16.04.03</i> (код, наименование) <i>Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения</i>
Квалификация	<i>магистр</i> (бакалавр, магистр, инженер)	
Руководитель ВКР <i>Молодова Ю.И., доцент, к.т.н.</i>	(Фамилия, И., О., ученое звание, степень)	_____ (Подпись)

Санкт-Петербург, 2020 г.

Обучающийся

Цветков Вадим Александрович

(ФИО полностью)

Группа

W42271

Факультет/институт/кластер

Факультет НТЭ

Направленность (профиль), специализация *Тепломассообменное оборудование холодильной техники и пневматики*

Консультант (ы):

а)

Пронин В.А., профессор, д.т.н.

(Фамилия, И., О., ученое звание, степень)

(Подпись)

б)

(Фамилия, И., О., ученое звание, степень)

(Подпись)

ВКР принята “ ____ ” _____ 20 ____ г.

Оригинальность ВКР _____ %

ВКР выполнена с оценкой _____

Дата защиты “ ____ ” _____ 20 ____ г.

Секретарь ГЭК _____
(ФИО) _____ (подпись)

Листов хранения _____

Демонстрационных материалов/Чертежей хранения _____

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
"НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИТМО"

УТВЕРЖДАЮ

Руководитель ОП

Пронин В.А.
(Фамилия, И.О.)

_____ (подпись)

« ____ » « _____ » 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

Обучающийся

Цветков Вадим Александрович
(ФИО полностью)

Группа W42271

Факультет/институт/кластер

Факультет НТЭ

Квалификация

магистр
(магистр, инженер, бакалавр)**

Направление подготовки 16.04.03 *Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения*
(код, название направления подготовки)

Направленность (профиль) образовательной программы *Проектирование теплообменного оборудования*

Специализация *Теплообменное оборудование холодильной техники и пневматики*

Тема ВКР *Исследование течения газа в уплотнительных узлах ступени поршневого компрессора*

Руководитель *Молодова Юлия Игоревна, Университет ИТМО, доцент практики, доцент, к.т.н.*

(ФИО полностью, место работы, должность, ученая степень, ученое звание)

2 Срок сдачи студентом законченной работы до « ____ » « _____ » 20 ____ г.

3 Техническое задание и исходные данные к работе

- Выполнить термодинамический расчет поршневого компрессора по следующим исходным данным:

Параметр	Единица измерения	Значение
Рабочий газ	-	Воздух
Производительность объемная, $V_{вс}$	м ³ /мин	4
Давление всасывания, $P_{вс}$	МПа	0,10
Давление нагнетания, $P_{нг}$	МПа	0,80
Температура всасывания, $T_{вс}$	К	285
Охлаждение	-	Водяное
Исполнение компрессора	-	Стационарный

- Выполнить и обосновать подбор поршневого уплотнения

- Рассмотреть работу поршневого уплотнения (воздействие давления газа, деформации, механическое трение)
 - Обосновать необходимость учета подвижности канала в паре “поршневое кольцо-зеркало цилиндра” при анализе массообмена.
-
-
-

4 Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов)

1. Описание предметной области

Классификация компрессоров. Области применения

Степень поршневого компрессора. Классификация поршневых компрессоров. Обзор конструкции

Уплотнения поршня компрессора

2. Конструкторская часть

Термодинамический расчет компрессора

3. Исследовательская часть

Методика подбора поршневых колец

Основные теоретические положения о течении газа в поршневом уплотнении

Действие газовых сил на поршневое уплотнение

Расчет сил и работы трения в поршневом уплотнении

Влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора

5 Перечень графического материала (с указанием обязательного материала)

Чертеж спроектированного компрессора (общий вид)

Результаты расчета поршневых колец в модуле Static Structural программного комплекса ANSYS

Прочие графические материалы

6 Исходные материалы и пособия

Ден Г.Н. Введение в термогазодинамику реальных газов: Курс лекций, прочит. аспирантам СПбГАХИТ в 1997 г./Ден Г. Н. - СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1998. - 139с.

Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.: ил.

Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под общ. ред. Б. С. Фотина — Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1987. — 872 с., ил.

Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И. Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров на нормализованных базах. Учебное пособие. – СПб.: СПбГАХИТ, 1995. – 194 с.

Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И., Иванов Д.Н., Арсеньев И.А. Программа КОМДЕТ (Инструкция пользователю). Метод. Указ. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. – 25 с.

Федорова Н.Н., Вальгер С.А., Данилов М.Н., Захарова Ю.В. Основы работы в ANSYS 17. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.: ил.

7 Дата выдачи задания « ____ » « _____ » 20 ____ г.

Руководитель ВКР _____
(подпись)

Задание принял к исполнению _____ « ____ » « _____ » 20 ____ г.
(подпись)

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
"НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИТМО"

АННОТАЦИЯ

ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Обучающийся

Цветков Вадим Александрович
(ФИО)

Наименование организации, где выполнена ВКР *Университет ИТМО*

ХАРАКТЕРИСТИКА ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1 Цель исследования *Исследование течения газа в уплотнительных узлах ступени поршневого компрессора*

2 Задачи, решаемые в ВКР

- Выполнить термодинамический расчет поршневого компрессора (рабочий газ – воздух, производительность $V = 4 \text{ м}^3/\text{мин}$, давление на всасывании, $p_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, давление на нагнетании, $p_{нг} = 0,8 \text{ МПа}$, температура на всасывании, $T_{вс} = 285 \text{ К}$);
- Проанализировать методику подбора поршневых колец и обосновать оптимальный вариант комплекта колец;
- Выполнить обзор основных теоретических положений о течении газа в поршневом уплотнении компрессора;
- Рассмотреть деформацию поршневого кольца под действием газовых сил и распределение перепадов давления по поршневым кольцам;
- Произвести расчет значений мощности трения уплотнительных элементов;
- Обосновать влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора и предложить математическую модель учета подвижности рассматриваемого радиального зазора.

3 Число источников, использованных при составлении обзора *10*

4 Полное число источников, использованных в работе *50*

5 В том числе источников по годам

Отечественных			Иностраных		
Последние 5 лет	От 5 до 10 лет	Более 10 лет	Последние 5 лет	От 5 до 10 лет	Более 10 лет
6	9	24	8	2	1

6 Использование информационных ресурсов Internet

1

(Да, нет, число ссылок в списке литературы)

7 Использование современных пакетов компьютерных программ и технологий (Указать, какие именно, и в каком разделе работы)

Пакеты компьютерных программ и технологий	Раздел работы
AutoCAD 2019	1.1, 1.2, 1.3
КОМПАС 3D v.18.1	2 (приложение А)
ANSYS 2020 R1	3.3.2 (приложение Б)
MS EXCEL 2019	3.3.2, 3.3.3, 3.4, 3.5

8 Краткая характеристика полученных результатов.

- Выполнен термодинамический расчет поршневого компрессора по инженерной методике в соответствии с выданным заданием на проектирование;
- Проанализирована методика подбора поршневых колец и обоснован выбор оптимального варианта комплекта колец;
- Выполнен обзор основных теоретических положений о течении газа в поршневом уплотнении компрессора;
- Рассмотрена деформация поршневого кольца под действием газовых сил и распределение перепадов давления по поршневым кольцам;
- Произведен расчет значений мощности трения уплотнительных элементов;
- Обосновано влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора и предложена математическая модель учета подвижности рассматриваемого радиального зазора.

9 Полученные гранты, при выполнении работы _____
(Название гранта)

10 Наличие публикаций и выступлений на конференциях по теме выпускной работы ____ Да ____
(Да, нет)

Публикации:

- 1.Тезис Цветков В.А. Совершенствование уплотнительных узлов поршневого компрессора // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых. Электронное издание. – СПб: Университет ИТМО, - 2019
- 2.Статья Цветков В.А. Современные тенденции создания поршневых уплотнений // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО -2019. - Т. 5. - С. 222 – 226
- 3.Статья Цветков В.А. Уточненный расчет неметаллического поршневого уплотнения при анализе массообмена // Сборник трудов VIII конгресса молодых ученых (Санкт-Петербург, 15-19апреля 2019г.) -2019. - Т. 5. - С. 33-36
- 4.Статья Цветков В.А., Жигновская Д.В. Обоснование подбора поршневого уплотнения компрессора // Modern science -2019. - № 11-4. - С. 273-281
- 5.Статья Цветков В.А., Жигновская Д.В. О деформации неметаллических поршневых уплотнений компрессора // Вестник науки и образования Северо-Запада России -2019. - Т. 5. - № 4. - С. 49-57
- 6.Тезис Цветков В.А. Моделирование течения газа в подвижном канале «поршневое кольцо-цилиндр» компрессора // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых. Электронное издание. - [2020, электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://kmu.itmo.ru/digests/article/3127>, своб.

Выступления на конференциях:

- 1.XLVIII научная и учебно-методическая конференция Университета ИТМО 29 января - 1 февраля 2019 года.
- 2.VIII Конгресс молодых ученых Университет ИТМО 15 Апреля - 19 Апреля 2019
- 3.XLIX научная и учебно-методическая конференция НИУ ИТМО 29 Января - 01 Февраля 2020

Обучающийся _____
(ФИО) (подпись)

Руководитель ВКР _____
(ФИО) (подпись)

“ _____ ” _____ 20__ г.

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	11
ВВЕДЕНИЕ.....	14
1 ОПИСАНИЕ ПРЕДМЕТНОЙ ОБЛАСТИ	16
1.1 КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ	16
1.2 СТУПЕНЬ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ. ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ.....	18
1.3 УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЯ КОМПРЕССОРА.....	22
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ	27
2.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	27
2.2 ВЫБОР НОРМАЛИЗОВАННОЙ БАЗЫ КОМПРЕССОРА И СХЕМЫ КОМПРЕССОРА.....	27
2.2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА БАЗЫ.....	27
2.2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА РЯДОВ БАЗЫ.....	28
2.2.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ СЖАТИЯ.....	29
2.2.4 КОРРЕКТИРОВКА НОМИНАЛЬНЫХ ОТНОШЕНИЙ ДАВЛЕНИЙ ПО СТУПЕНЯМ.....	30
2.2.5 ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ КОМПРЕССОРА.....	31
2.2.6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОГО УСИЛИЯ БАЗЫ.....	32
2.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ, ТЕМПЕРАТУР И ПЛОТНОСТЕЙ ГАЗА.....	33
2.3.1 РАСЧЕТ НОМИНАЛЬНЫХ ДАВЛЕНИЙ ВСАСЫВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ.....	33
2.3.2 РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУР ВСАСЫВАНИЯ И ПЛОТНОСТЕЙ ГАЗА НА ВХОДЕ В СТУПЕНЬ.....	33
2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССОВОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА ЗА ЦИКЛ.....	34
2.5 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА.....	34
2.5.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ МЕРТВЫХ ПРОСТРАНСТВ ПО СТУПЕНЯМ.....	34
2.5.2 РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО КОЭФФИЦИЕНТА.....	35

2.5.3 РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДОГРЕВА.....	36
2.5.4 ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТА ДАВЛЕНИЯ.....	37
2.5.5 ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ НЕГЕРМЕТИЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СТУПЕНИ.....	37
2.5.6 ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕГЕРМЕТИЧНОСТИ СТУПЕНИ.....	38
2.5.7 ОЦЕНКА ВНЕШНИХ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ УТЕЧЕК ГАЗА.....	39
2.5.8 ЗАДАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВЛАЖНОСТИ.....	39
2.5.9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ.....	40
2.5.10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УТОЧНЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР $T_{нг}$ (K) НАГНЕТАЕМОГО ГАЗА ПО СТУПЕНЯМ.....	40
2.5.11 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ОБЪЕМОВ ЦИЛИНДРОВ.....	41
2.5.12 ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКТИВНОЙ ПЛОЩАДИ ПОРШНЕЙ.....	41
2.5.13 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ РАБОЧИХ ЦИЛИНДРОВ.....	42
2.6 РАСЧЕТ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ И ПОКАЗАТЕЛЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРА.....	43
2.7 ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ.....	44
2.7.1 ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ МОШНОСТИ В КЛАПАНАХ.....	44
2.7.2 УСЛОВНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНАХ.....	45
2.7.3 ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ПРОХОДНОЕ СЕЧЕНИЕ КЛАПАНОВ.....	46
2.8 ПОДБОР ДВИГАТЕЛЯ.....	47
2.9 ПОДБОР ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ.....	48
3 ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ.....	49
3.1 МЕТОДИКА ПОДБОРА ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ.....	49
3.2 ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О ТЕЧЕНИИ ГАЗА В ПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ.....	56
3.2.1 СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА ЧЕРЕЗ ПОРШНЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ.....	56
3.2.2 ЗАДАЧА О ТЕЧЕНИИ ГАЗА В УЗКОЙ ОСЕВОЙ КОЛЬЦЕВОЙ ЩЕЛИ, РАСПОЛОЖЕННОЙ МЕЖДУ СООСНЫМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ.....	57

3.2.3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В УПЛОТНЕНИИ ПОРШНЯ КОЛЬЦАМИ.....	59
3.3 ДЕЙСТВИЕ ГАЗОВЫХ СИЛ НА ПОРШНЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ.....	61
3.3.1 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ДЕЙСТВИЯ ГАЗОВЫХ СИЛ НА ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО. ДЕФОРМАЦИЯ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ГАЗОВЫХ СИЛ.....	61
3.3.2 ИЗМЕНЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРОГИБА ПО ВЫСОТЕ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА (НЕПОСТОЯНСТВО УСЛОВНОГО ЗАЗОРА В ПАРЕ «ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО-ЗЕРКАЛО ЦИЛИНДРА»).....	64
3.3.3 АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕПАДОВ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА Δp НА ПОРШНЕВЫХ КОЛЬЦАХ.....	66
3.4 РАСЧЕТ СИЛ И РАБОТЫ ТРЕНИЯ В ПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ.....	70
3.5 ВЛИЯНИЕ ПОДВИЖНОСТИ СТЕНКИ ЩЕЛИ НА ТЕЧЕНИЕ ГАЗА В РАДИАЛЬНОМ ЗАЗОРЕ "ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО – ЗЕРКАЛО ЦИЛИНДРА" КОМПРЕССОРА.....	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	88
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	91
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	97
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	100

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Условные обозначения

V – производительность, м³/мин

p – давление, МПа

T – температура на всасывании, К

Z – количество

Δp – уплотняемый перепад давления, МПа

R – газовая постоянная воздуха, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$

ρ – плотность, $\frac{кг}{м^3}$

N – мощность, Вт

Π – общее отношение давлений в компрессоре, МПа

η – коэффициент полезного действия

m – массовая производительность компрессора кг/об

a – мертвое пространство ступени сжатия

S_n – ход поршня

λ_0 – объемный коэффициент

λ_T – коэффициент подогрева

λ_d – коэффициентом давления

γ – коэффициент протечек

φ – угол поворота коленчатого вала, град.

n – показатель политропы

F – активная площадь поршня, м²

D – диаметр поршня, мм

f – сечение кольцевого канала, мм

δ – величина зазора, мм

E – модуль упругости при сжатии, кгс/мм²

Q – перерезывающая сила, Н

M – изгибающий момент, Н/м

Ψ – степень износа

b – ширина, мм

h – высота, мм

w – радиальная составляющие скорости газа в щели

u – осевая составляющие скорости газа в щели

μ – динамическая вязкость газа

L – глубина зазора, мм

τ – касательные напряжения

Аббревиатуры

ПК – поршневой компрессор

ЦПГ – цилиндропоршневая группа

САЕ – (англ. Computer-aided engineering) — общее название для программ и программных пакетов, предназначенных для решения различных инженерных задач: расчётов, анализа и симуляции физических процессов

МОД – машина объемного действия

КПД – коэффициент полезного действия

ЭВМ – электронно-вычислительная машина

Индексы

ВС – параметры на всасывании компрессора (ступени)

НГ – параметры на нагнетании компрессора (ступени)

Р – рядов

СТ – ступеней

Н.У. – параметры при нормальных условиях

Б – база

w – воды

ПР – протечек

КЛ – клапана

ПЕР – перетечек

ВС.КЛ. – клапан на всасывании

НГ.КЛ. – клапан на нагнетании

В.У. – внешних утечек

СЖ – сжатия

НОМ – номинальный

ЭКВ – эквивалентный

АД – адиабатный

МЕХ – механический

ДВ – двигателя

Щ – щели

Ц – цилиндр

З – замок

г – радиальный

ВВЕДЕНИЕ

Устойчивое развитие современного постиндустриального общества сложно представить без применения технологического оборудования во всех отраслях промышленности. Важное место в данной области занимает компрессорное оборудование.

Из всех существующих на сегодняшний день типов компрессоров одним из наиболее применяемых является поршневой компрессор (ПК). Рабочий цикл настоящей машины представляется возвратно-поступательным перемещением поршня, благодаря которому объема рабочего цилиндра периодически изменяется.

Технологический прогресс XX века задает новые тенденции в области компрессоростроения. Начиная с 1960-х годов, повсеместно используются поршневые компрессоры, способные работать без смазки в цилиндрах. Технические изменения поршневых компрессоров стали источником сложностей в проектировании, производстве и эксплуатации ПК. Решение возникших проблем невозможно без проведения научных исследований в рассматриваемой области.

На сегодняшний день выбранная тема исследования является актуальной. Эффективность работы ПК напрямую зависит от совершенства комплектующих узлов, в том числе уплотнительных. В настоящее время является востребованным производство бессмазочных и реконструкция эксплуатируемых компрессоров, для работы без смазки ЦПГ. Для таких машин характерны применение неметаллических поршневых колец. Отдельным пунктом к защите выносятся решение задачи разработки методики расчета массообменных потерь через поршневое уплотнение, с учетом подвижности стенок, ограничивающих рассматриваемый радиальный канал "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора.

Целью выпускной квалификационной работы является исследование течения газа в поршневом уплотнении ступени компрессора.

Для достижения поставленной цели определены следующие задачи:

1. Выполнить термодинамический расчет поршневого компрессора (рабочий газ – воздух, производительность $V = 4 \text{ м}^3/\text{мин}$, давление на всасывании, $p_{\text{вс}} = 0,1 \text{ МПа}$, давление на нагнетании, $p_{\text{нг}} = 0,8 \text{ МПа}$, температура на всасывании, $T_{\text{вс}} = 285 \text{ К}$);
2. Проанализировать методику подбора поршневых колец и обосновать оптимальный вариант комплекта колец;
3. Выполнить обзор основных теоретических положений о течении газа в поршневом уплотнении компрессора;
4. Рассмотреть деформацию поршневого кольца под действием газовых сил и распределение перепадов давления по поршневым кольцам;
5. Произвести расчет значений мощности трения уплотнительных элементов;
6. Обосновать влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора и предложить математическую модель учета подвижности рассматриваемого радиального зазора.

Расчетный и исследовательский разделы выпускной квалификационной работы проводятся по инженерным методикам, а также с использованием современных CAE-систем.

1. ОПИСАНИЕ ПРЕДМЕТНОЙ ОБЛАСТИ

1.1 КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Компрессор – это машина, предназначенная для сжатия и перемещения газов, газовых смесей, паров и двухфазных сред из области низкого давления в область высокого давления.

Задача обеспечения параметров компримируемой компрессором среды решается двумя основными способами:

1. Сжатие рабочего вещества в замкнутом объеме (объемного сжатия);
2. Преобразование динамической энергии потока в потенциальную путем образования давления в напорной магистрали (динамического сжатия).

На основании двух принципов работы компрессоров становится возможным произвести их классификацию. Классификация компрессоров представлена на рис. 1.1.

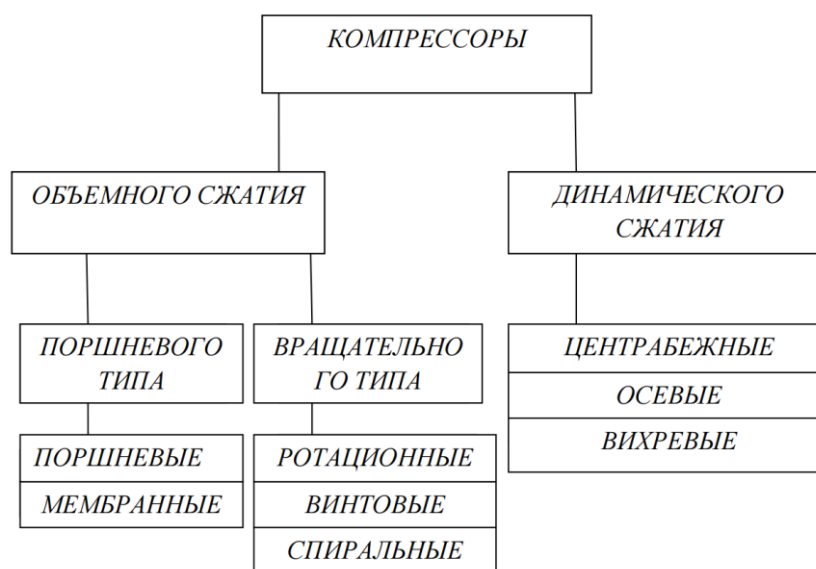


Рис. 1.1 Классификация компрессоров по принципу их работы [1]

Технико-экономические показатели компрессоров определяют области их использования в народном хозяйстве. В основе разделения на предпочтительные области применения компрессорных машин лежит зависимость давления сжатия p_n от объемной подачи V (рис. 1.2). Под давлением сжатия (p_n , МПа) подразумевается параметр, который определяет конечное сжатие компрессора. Объемной подачей

или производительностью (V , $\text{м}^3/\text{мин}$) принято считать количество газа подаваемого компрессором в напорный трубопровод в единицу времени.

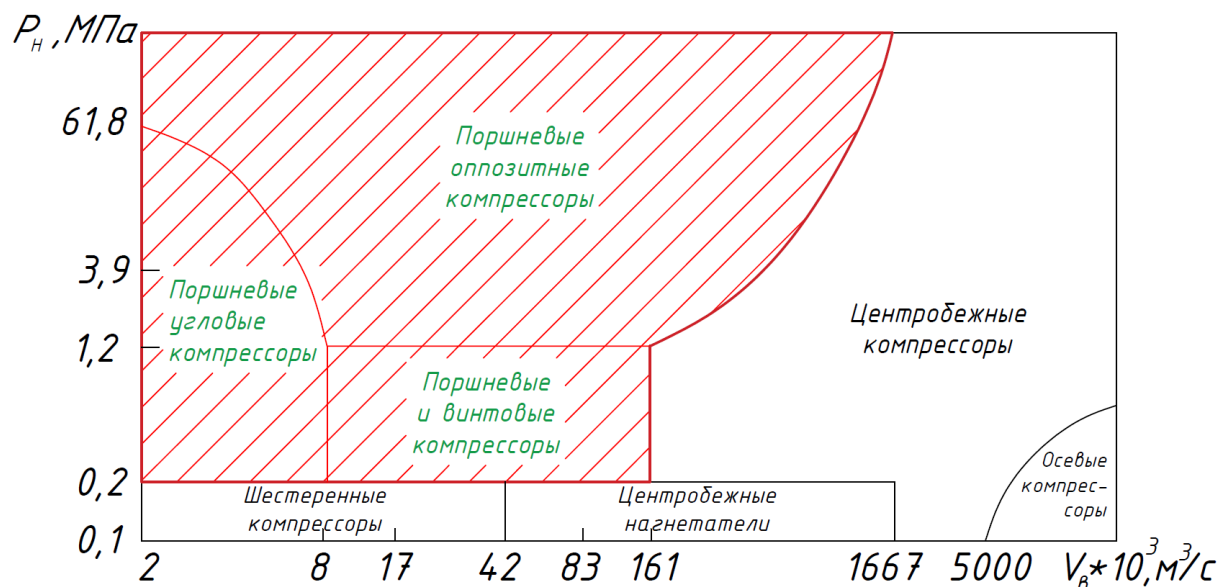


Рис. 1.2 Области применения различных типов компрессоров
в координатах $p_n - V$ [2]

Практическое применение компрессоров весьма разнообразно. Данное оборудование является незаменимой частью технологических процессов, в которых используется сжатый воздух или же необходимо сжатие прочих рабочих сред.

Помимо промышленного производства компрессорная техника нашла широкое применение на транспорте (компрессоры являются ключевым элементом газотурбинных двигателей в авиационном транспорте, агрегатов турбонаддува в автомобилестроении, а также на судах водного транспорта).

Не обходятся без использования компрессоров при строительных и ремонтных работах, реставрации зданий и сооружений, различных восстановительных мероприятиях и в сфере жилищно-коммунального хозяйства.

Тип компрессора подбирается в зависимости от необходимой производительности, а также предъявленных требований по классу чистоты воздуха, отсутствию компрессорного масла, тихоходности машины и прочих эксплуатационных условий. Как видно из рис.1.2 поршневые компрессоры

занимают значительную часть $p_n - V$ диаграммы, а значит могут быть применимы в достаточно широком диапазоне давлений сжатия и производительности.

1.2 СТУПЕНЬ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ. ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ

Ступень компрессора – это совокупность элементов компрессора, обеспечивающих повышение давления перемещение газа в определенном интервале давлений внутри заданного диапазона [3].

Ступени подразделяются на:

1. Ступень с поршнем простого действия (тронковые);
2. Ступень с поршнем двойного действия (дисковые);
3. Ступень с дифференциальным поршнем.

Схематично перечисленные виды ступеней изображены на рис. 1.3.

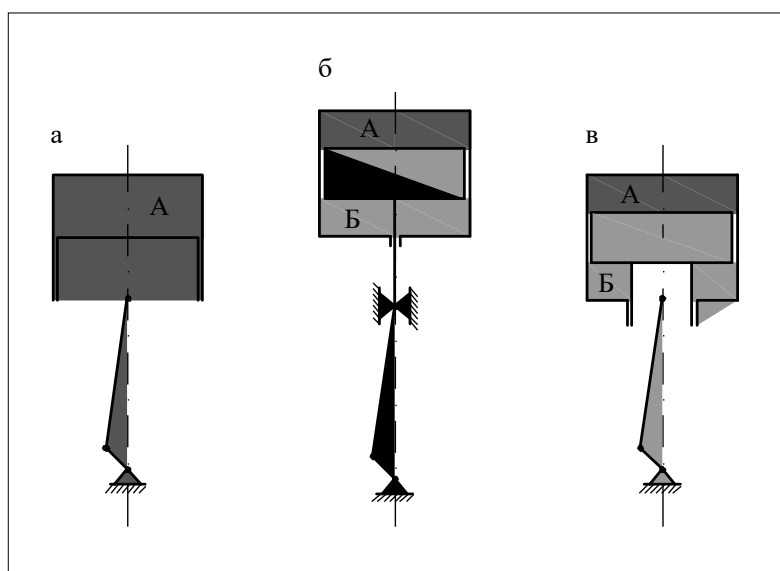


Рис. 1.3 Типы ступеней: а – с поршнем простого действия; б – с поршнем двойного действия; в – с дифференциальным поршнем.

Ряд – совокупность одной или несколько ступеней сжатия конструктивно связанных с одним шатуном. Компоновки рядов представлены на рис. 1.4 в виде схем, где z_p – количество рядов, $z_{ст}$ – количество ступеней.

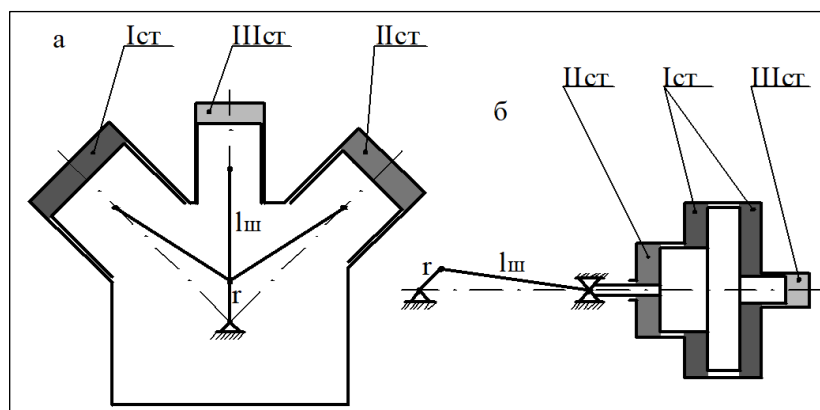


Рис. 1.4 Понятие о ряде компрессора: $a - z_p = 3, z_{ст} = z_p$; $b - z_p = 1, z_{ст} \neq z_p$

По количеству ступеней сжатия ПК разделяются на одноступенчатые и многоступенчатые.

Одноступенчатым называют компрессор, повышающий давление газа от начального p_n до конечного p_k в рабочей камере (цилиндре). Величину p_k/p_n , называют отношением давлений и обозначают Π [4].

Схематично одноступенчатый ПК рассмотрен на примере компрессора с дисковым поршнем (рис. 1.5). Такая конструкция обусловлена движением газа в соответствии со схемой, изображенной на рис. 1.6

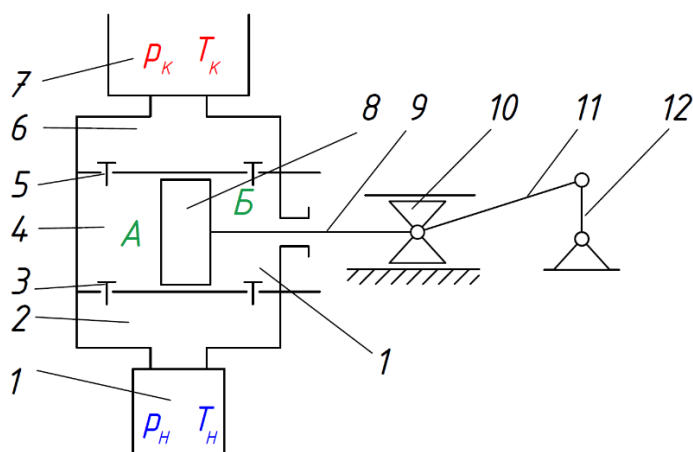


Рис. 1.5 Схема одноступенчатого компрессора с дисковым поршнем [4]:

1 — полость низкого давления; 2 — полость всасывающих клапанов; 3 — клапаны всасывания; 4 — полость цилиндра А; 5 — клапаны нагнетания; 6 — полость нагнетательных клапанов; 7 — полость высокого давления; 8 — поршень; 9 — шток; 10 — кресткопф; 11 — шатун; 12 — кривошип; 13 — полость цилиндра Б.

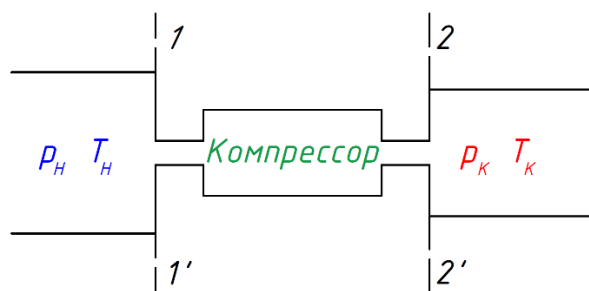


Рис. 1.6 Схема движения газа в компрессоре: 1—1' — сечение трубопровода до входа в компрессор; 2—2' — сечение трубопровода после выхода из компрессора[4].

Многоступенчатый компрессор представляет собой ряд последовательно соединенных ступеней. Ступени соединены между собой межступенчатыми коммуникациями, содержащими холодильники, водомаслоотделители, емкости и другую аппаратуру. По коммуникации газ транспортируется от нагнетательного патрубка предыдущей ступени до всасывающего патрубка последующей [4].

Схематично многоступенчатое сжатие газа представлено на рис. 1.7.

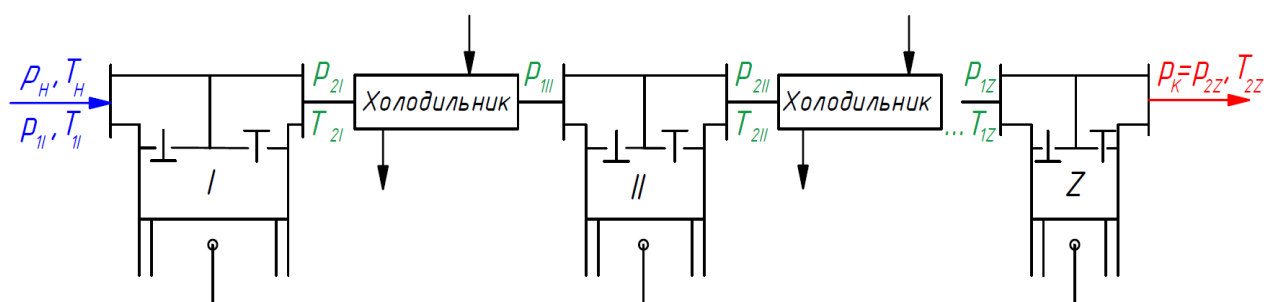


Рис 1.7 Схема многоступенчатого сжатия: I, II... z — номера ступеней [4]

По типу механизма движения ПК подразделяются на:

1. СПДК и СПК – спецкомпрессоры без кривошипно-шатунного механизма. СПДК – с двигателем внутреннего сгорания в центре и с компрессорными ступенями на периферии. СПК – вместо ДВС применяют линейные электродвигатели.

2. ПК с жесткой кинематической связью поршня и механизма движения, среди которых наиболее распространены:

- кривошипно-шатунный механизм (является наиболее распространенным);
- кулачковый привод (применяется в малых машинах);

- аксиальный механизм движения.

Получение сжатых газов с весьма высоким давлением при помощи одноступенчатых компрессоров является нецелесообразным решением. Это объясняется тем, что с повышением давления нагнетания объемный КПД и производительность компрессора уменьшаются. Решением является применение многоступенчатых компрессоров с промежуточным охлаждением газа после каждой ступени для получения сжатого газа более высокого давления (1,0 – 1.2 МПа и выше).

Конструкция ПК представлена на рис. 1.8.

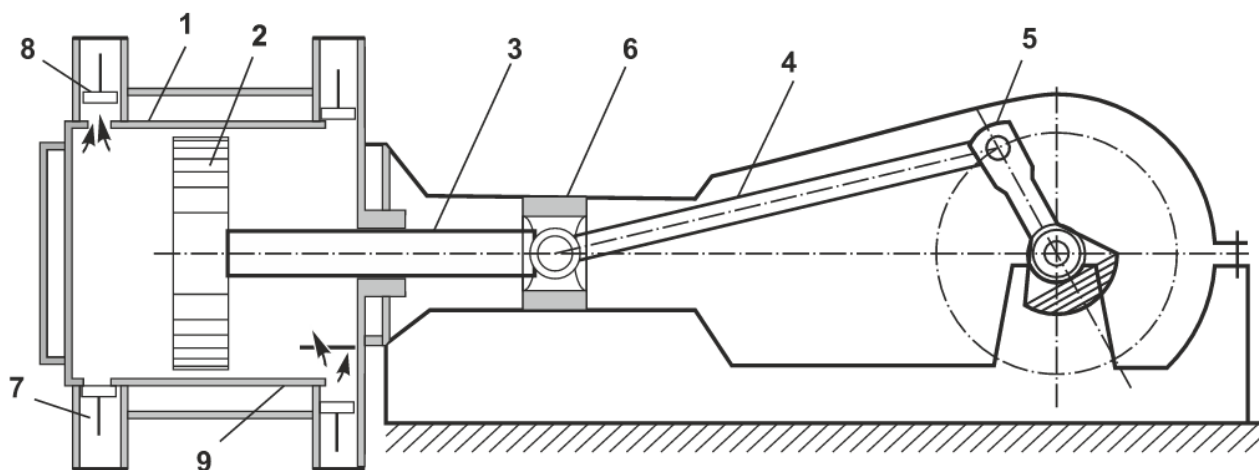


Рис. 1.8 Продольный разрез одноступенчатого поршневого компрессора [5]:

- 1 – цилиндр; 2 – поршень двухстороннего действия; 3 – шток; 4 – кривошип;
5 – шатун; 6 – крейцкопф; 7,8 – клапаны; 9 – водяная рубашка

ПК реализуются в следующих исполнениях: герметичные, полугерметичные и открытые. В Герметичных компрессорах их элементы и электродвигатель расположены в герметичном сварном неразборном кожухе, в связи с этим они являются неремонтопригодными и при серьезных поломках осуществляется их замена. Всасывающий и нагнетательный патрубки и подключающие электродвигатель контакты расположены на внешней стороне кожуха. Днище кожуха осуществляет функцию масляной ванны. В полугерметичных компрессорах привод располагают в блок-картере компрессора. Такое техническое решение в случае необходимости позволяет обслуживать внутренние узлы

компрессора. У Открытых компрессоров электродвигатель расположен снаружи агрегата и соединен с компрессором напрямую или через трансмиссию.

Разнообразие исполнений и внешний вид ПК представлен на примере продукции АО «Бежецкий завод «АСО» на рис. 1.9.



Рис. 1.9 Внешний вид поршневых компрессоров [6]

Конструкция ПК является «старейшей» из всех существующих конструкций компрессоров. Несмотря на данный факт, актуальность применения ПК в различных отраслях народного хозяйства на современном этапе сохраняет высокий уровень.

1.3 УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЯ КОМПРЕССОРА

При проектировании МОД (машина объемного действия) следует обратить особое внимание на конструкцию поршневого уплотнения, именно данный узел обеспечивает достаточную герметичность рабочей камеры машины. Выбор типа поршневого уплотнения базируется на основе исходных сведений о компрессоре. К используемым видам уплотнений относят: поршневые кольца, лабиринтовые и манжетные. Схема, представленная на рис.1.10, демонстрирует наибольшее разнообразие конструкций у поршневых колец в сравнении с другими видами поршневых уплотнений, что подчеркивает возможность варьировать различными вариантами компоновки колец для подбора наиболее оптимального [7].



Рис.1.10 Виды поршневых уплотнений [7]

Поршневые кольца (рис. 1.11). Уплотняющий эффект основан на плотном прилегании кольца к зеркалу цилиндра и к стенкам поршневых канавок.

Преимущество:

- простота конструкции.

Недостатки:

- увеличение площади щелей по мере износа, возрастает размер замка, расход газа значительно увеличивается.

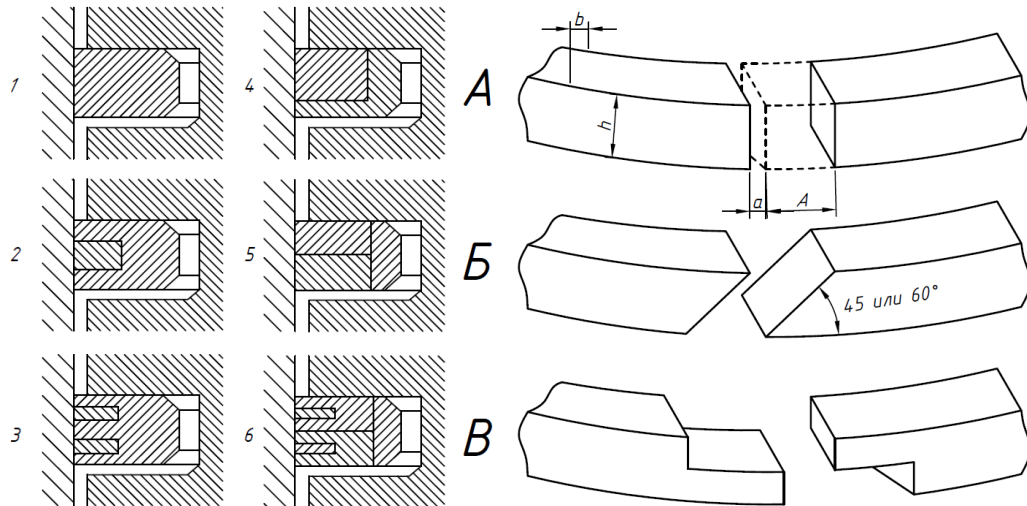


Рис. 1.11 Поршневые кольца:

1 – традиционное прямоугольное; 2, 3 – с закатанными бронзовыми поясками;
4, 5, 6 – двойные и тройные газоплотные кольца. А, Б, В – формы замков
поршневых колец [4]

Внешний вид поршневых уплотнений кольцами представлен на рис. 1.12:



Рис. 1.12 Уплотнения поршня компрессора кольцами

Манжетное уплотнение (рис. 1.13). В некоторых компрессорах, например кислородных, уплотнение поршня может выполняться при помощи фибровых манжет. Чем выше давление в цилиндре, тем больше сила прижатия манжеты, т.е. имеет место самоуплотнение.

Преимущества:

- компактность;
- высокая герметичность;
- простота конструкции.

Недостатки:

- быстрый износ (при скоростях поршня более 1 м/с);
- невозможность работы при высоких температурах.

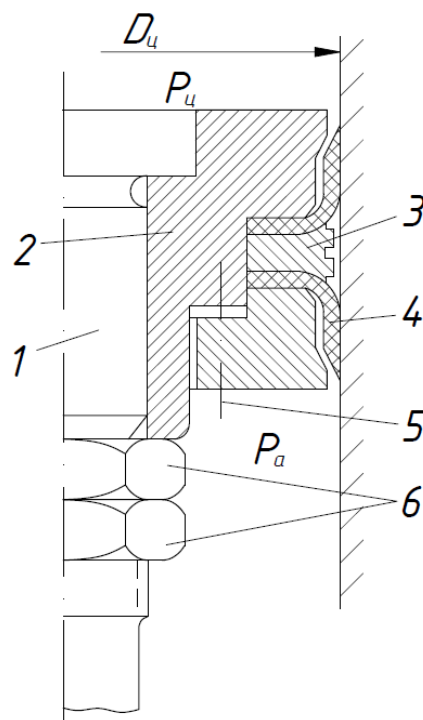


Рис. 1.13 Уплотнение поршня манжетами: 1 – шток; 2 – поршень; 3 – прижимное кольцо; 4 – манжета; 5 – шпилька; 6 – гайка и контргайка с двумя манжетами [8]

Лабиринтовые уплотнения (рис. 1.14). Работа основана на дросселировании газа, проходящего при протекании его через последовательно расположенные сужения. В них газ, за счет снижения давления получает большую скорость, которая затем падает в камерах, расположенных за каждым сужением. При этом скоростная энергия теряется, переходя в полностью или частично тепло.

Преимущества:

- теоретически отсутствует контакт между поршнем и цилиндром, а значит отсутствует трение;
- работа при высокой скорости поршня (4 м/с);
- может применяться без смазки, а значит в хим. промышленности (наличие смазки недопустимо).

Недостатки:

- стоимость изготовления;
- утечка газа через лабиринты снижает экономичность компрессора, но частично это компенсируется отсутствием трения;
- сложность в обеспечении зазора, так как при нарушении соосности осей поршня и цилиндра, происходит касание поверхности уплотнения и зеркала цилиндра.

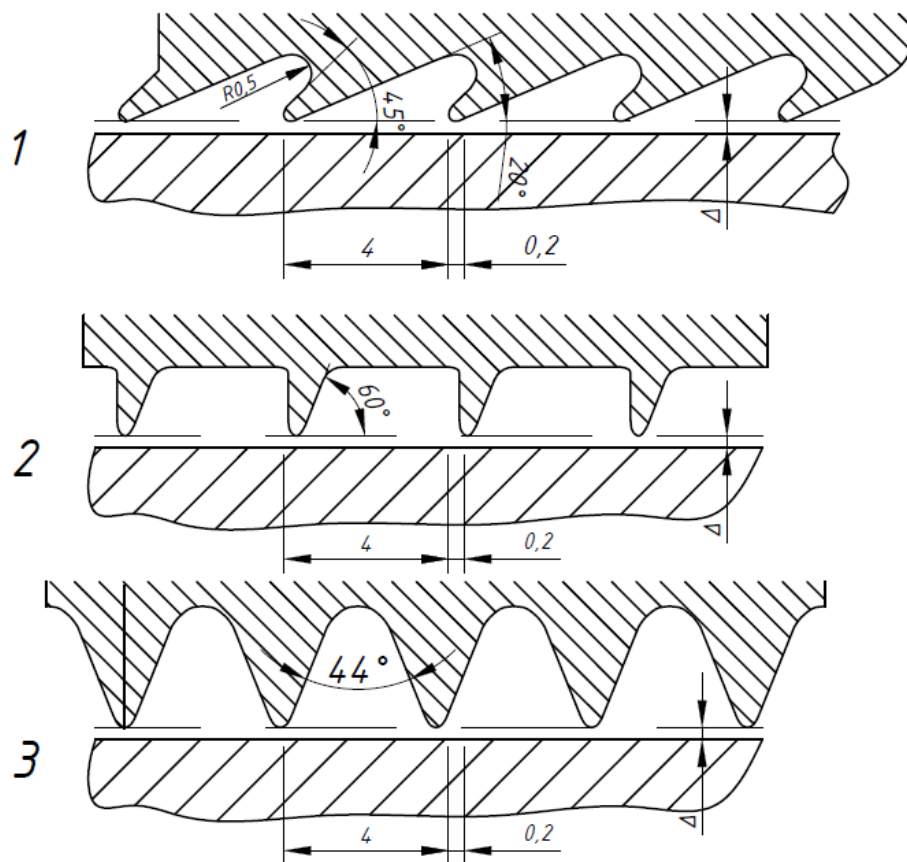


Рис. 1.14 Варианты лабиринтовых камер (фирма Зульцер) [9]

2. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

Расчетно-проектировочная (конструкторская) часть выпускной квалификационной работы выполнена в соответствии с основами, изложенными авторами учебников [4, 9] учебного пособия [10]. Приведенные положения доведены до конкретных методик, позволяющих проводить предварительный и проверочный термодинамический расчет компрессора при параллельном выполнении конструктивных проработок узлов и элементов машин.

2.1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 2.1 Исходные данные для проектирования компрессора

Параметр	Единица измерения	Значение
Рабочий газ	-	Воздух
Производительность объемная, $V_{вс}$	м ³ /мин	4
Давление всасывания, $P_{вс}$	МПа	0,10
Давление нагнетания, $P_{нз}$	МПа	0,80
Температура всасывания, $T_{вс}$	К	285
Охлаждение	-	Водяное
Исполнение компрессора	-	Стационарный

2.2 ВЫБОР НОРМАЛИЗОВАННОЙ БАЗЫ КОМПРЕССОРА И СХЕМЫ КОМПРЕССОРА

2.2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА БАЗЫ

При конкретных исходных данных тип базы рекомендуется заводом изготовителем, на котором предполагается выпуск проектируемого компрессора, поскольку при этом сокращаются затраты на технологическую подготовку производства нового компрессор и его последующая себестоимость.

Имеются сложившиеся рекомендации по выбору типа базы в зависимости от заданной производительности компрессора $V_{н.у.}$ нм³/с [10, С. 10].

Определение производительности компрессора при нормальных условиях $V_{н.у.}$ нм³/с:

$$V_{н.у.} = \frac{\rho_{вс} * V_{вс}}{\rho_{н.у.}}, \quad (2.1)$$

где:

$\rho_{вс}$ – плотность воздуха при всасывании, кг/м³;

$\rho_{\text{н.у.}}$ – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³;

$V_{\text{вс}}$ – производительность компрессора по условиям всасывания, м³/мин.

Определение плотности воздуха при всасывании $\rho_{\text{вс}}$, кг/м³:

$$\rho_{\text{вс}} = \frac{P_{\text{вс}}}{R \cdot T_{\text{вс}}}, \quad (2.2)$$

где:

$P_{\text{вс}}$ – давление всасывания ($P_{\text{вс}} = 0,1$ МПа);

$T_{\text{вс}}$ – температура всасывания при всасывании ($T_{\text{вс}} = 293$ К);

R – газовая постоянная воздуха ($R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$).

$$\rho_{\text{вс}} = \frac{100000}{287,1 \cdot 285} = 1,22 \text{ кг/м}^3.$$

Определение плотности воздуха при нормальных условиях $\rho_{\text{н.у.}}$, кг/м³:

$$\rho_{\text{н.у.}} = \frac{P_{\text{вс}}}{R \cdot T_{\text{вс}}}, \quad (2.3)$$

где:

$P_{\text{вс}}$ – давление при нормальных условиях ($P_{\text{вс}} = 0,1033$ МПа);

$T_{\text{вс}}$ – температура всасывания при нормальных условиях ($T_{\text{вс}} = 293$ К);

R – газовая постоянная воздуха ($R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$).

$$\rho_{\text{н.у.}} = \frac{103300}{287,1 \cdot 285} = 1,26 \text{ кг/м}^3.$$

Таким образом, $V_{\text{н.у.}} = \frac{1,22 \cdot 0,04}{1,26} = 0,04 \frac{\text{нм}^3}{\text{с}} \rightarrow V_{\text{н.у.}} < 0,1$, а значит по [10, С. 20,

табл. 2.1] основной рекомендуемой базой является У-образная.

2.2.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА РЯДОВ БАЗЫ

Для обоснования числа рядов базы выбранного типа воспользуемся статистическими данными по отечественным и зарубежным компрессорам, выполненным на различных базах с различным числом рядов и мощностью на валу [10, С.22, рис. 2.1]

Ориентировочное значение мощности на валу проектируемого компрессора $N_{\text{к}}^*$ определим по уравнению:

$$N_{\text{к}}^* = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}}}, \quad (2.4)$$

где:

$N_{\text{из}}$ – изотермическая мощность компрессора, кВт;

$\eta_{\text{из}} = 0,55 \div 0,65$ – изотермный КПД компрессора (примем $\eta_{\text{из}} = 0,60$).

Определение изотермической мощности компрессора $N_{\text{из}}$, кВт:

$$N_{\text{из}} = P_{\text{вс}} * V_{\text{вс}} * \ln \frac{P_{\text{нг}}}{P_{\text{вс}}}, \quad (2.5)$$

где:

$P_{\text{вс}}$ – давление всасывания ($P_{\text{вс}} = 0,1$ МПа);

$V_{\text{вс}}$ – производительность компрессора по условиям всасывания, м³/мин ($V_{\text{вс}} = 4$ м³/мин);

$P_{\text{нг}}$ – давление нагнетания ($P_{\text{нг}} = 1,0$ МПа).

$$N_{\text{из}} = 0,1 * 10^6 * \frac{4}{60} * \ln \frac{0,8}{0,1} = 13,86 \text{ кВт.}$$

Таким образом, $N_{\text{к}}^* = \frac{13,86}{0,60} = 21,1$ кВт, а значит по [10, С.22, рис. 2.1] выбираем двухрядную У-образную базу 2У.

2.2.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ СЖАТИЯ

Общее отношение давлений в компрессоре:

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{н}}} \quad (2.6)$$

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{0,8}{0,1} = 8 \text{ МПа}$$

На основании статистических данных по уже выполненным компрессорам [4, С. 92, рис. 3.5] определяем, что оптимальное число ступеней равно двум. К такому же результату можно прийти, задаваясь отношением давлений в одной ступени, которое обычно лежит в пределах от 3 до 5. Назначая $\Pi_{\text{ст}} = 4$, найдём число ступеней

$$z \approx \frac{\ln \Pi_K}{\ln \Pi_{CT}} \quad (2.7)$$

$$z = \frac{\ln 8}{\ln 4} = 1.5;$$

Ближайшее целое значение ступеней $z = 2$.

По выбранному числу ступеней сжатия находим уточненное значение среднего отношения давлений по ступеням $\Pi_{cm} \leq \Pi_{cm}^*$, используя уравнение (2.7):

$$\ln \Pi_{CT} = \left(\frac{\ln \Pi_K}{z} \right) = x, \quad (2.8)$$

Откуда

$$\Pi_{CT} = e^x \quad (2.9)$$

$$\ln \Pi_{CT} = \left(\frac{\ln 8}{2} \right) = 1,04$$

$$\Pi_{CT} = e^{1,04} = 2,828$$

2.2.4 КОРРЕКТИРОВКА НОМИНАЛЬНЫХ ОТНОШЕНИЙ ДАВЛЕНИЙ ПО СТУПЕНЯМ

С целью минимизации и обеспечения примерного равенства температур нагнетаемого газа по ступеням проведем корректировку номинальных отношений давлений по ступеням. Для этого отношение давлений в первой ступени увеличиваем на 5-12% по сравнению со средним, поскольку на входе 1-й ступени температура всасываемого газа минимальна. Следовательно,

$$\Pi_I = (1,06 \div 1,12) * \Pi_{CT}. \quad (2.1)$$

$$\Pi_I = 1,12 * 2,828 = 3,17$$

Отношение давления для последней z -й (в нашем случае для 2-й ступени) снижают относительно среднего на 5-15%, учитывая возможность работы компрессора на конечное давление большее, чем расчетное, т.е.:

$$\Pi_z = (0,95 \div 0,85) * \Pi_{CT}. \quad (2.11)$$

$$\Pi_{z(II)} = 0,90 * 2,828 = 2,55$$

2.2.5 ОБОСНОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ КОМПРЕССОРА

При согласовании числа ступеней сжатия и рядов компрессора необходимо помнить, что предпочтение следует отдавать простейшим схемным решениям, когда $z=z_p$ и каждая ступень сжатия расположена в отдельном ряду или когда число ступеней сжатия кратно числу рядов компрессора. В этом случае обеспечиваются наиболее благоприятные условия для сборки-разборки компрессора при текущих ремонтах и аварийных случаях. Такое решение позволяет использовать рабочие поверхности цилиндров для размещения клапанов с максимальным проходным сечением, что способствует повышению эффективности работы компрессора. Наряду с этим появляется возможность рационального размещения элементов межступенчатых коммуникаций, интенсивного охлаждения участков цилиндров с повышенной температурой стенок, установки регулирующих устройств и др.

Выбран двухступенчатый двухрядный У-образный компрессор. Кинематическая схема компрессора представлена на рис.2.1.

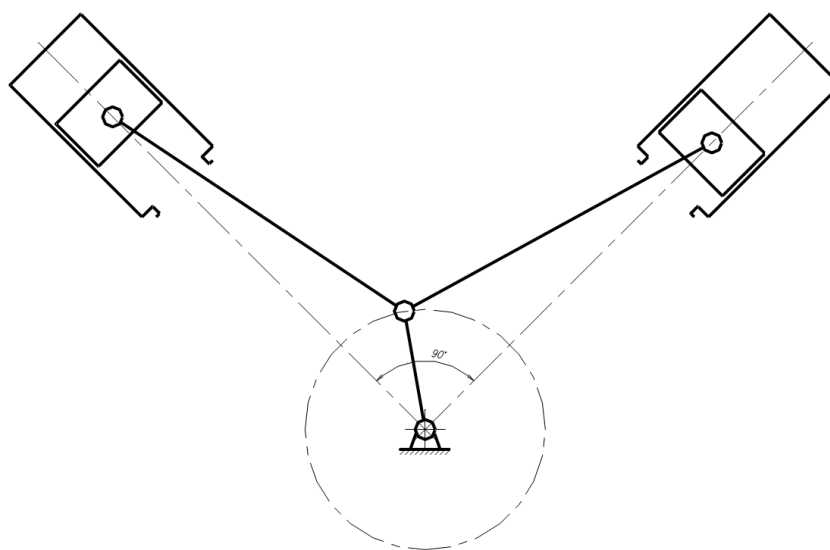


Рис.2.1 Кинематическая схема двухступенчатого двухрядного компрессора на У-образной базе

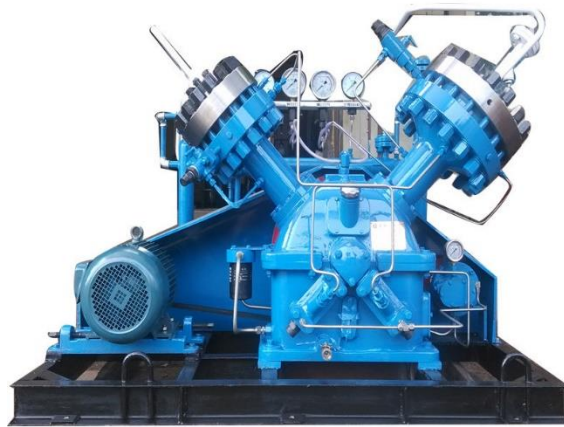


Рис.2.2 Внешний вид воздушного поршневого компрессора на У-образной базе [5]

2.2.6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОГО УСИЛИЯ БАЗЫ

На основании принятой У-образной базы, находим значение максимальной мощности ряда N_p , кВт:

$$N_p = \frac{N_k}{z} \quad (2.12)$$

$$N_p = \frac{21,1}{2} = 10,55 \text{ кВт}$$

Номинальная нагрузка P_6 определяется уравнением:

$$P_6 = N_p^{0.857} \quad (2.13)$$

$$P_6 = 10,55^{0.857} = 7,53 \text{ кН}$$

Полученное значение P_6 округляем до ближайшего стандартного значения ($P_6 = 10 \text{ кН}$) в соответствии с данными [10, С. 17, табл.1.1]. Исходя из статистического анализа применения баз и каталогов изготовителей записываем параметры выбранной базы (табл.2.2):

Таблица 2.2 Параметры базы М25-2

Параметр	Единица измерения	Значение
Максимальная поршневая сила, P_6	кН	10
Число рядов, z_p	-	2
Ход поршня, S_n	мм	120
Частота вращения вала, n	об/сек	25
Максимальная мощность ряда, N_p	кВт	15-20

2.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ, ТЕМПЕРАТУР И ПЛОТНОСТЕЙ ГАЗА

2.3.1 РАСЧЕТ НОМИНАЛЬНЫХ ДАВЛЕНИЙ ВСАСЫВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ

Расчет номинальных давления всасывания $P_{вс}$ и нагнетания $P_{нг}$ каждой ступени удобно вести в табличной форме, приведенной ниже (табл. 2.3):

Таблица 2.3 Определение номинальных давлений всасывания и нагнетания

Номер ступени сжатия i	Давление всасывания в ступени $P_{вс}$, МПа	Отношение давлений в ступени Π_i	Давление нагнетания в ступени $P_{нгI} = P_{всI} * \Pi_i$, МПа
1	0,1 (задано)	2,828	0,2828
2	$P_{всII}=P_{нгI}=0,2828$	2,828	0,8

2.3.2 РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУР ВСАСЫВАНИЯ И ПЛОТНОСТЕЙ ГАЗА НА ВХОДЕ В СТУПЕНЬ

Температуры всасываемого газа по ступеням $T_{всi}$ являются функцией расхода и температуры окружающей среды в промежуточных теплообменниках, за исключением 1-й ступени, где $T_{всI}$ является величиной заданной. Поскольку на стадии предварительного термодинамического расчета известна только начальная температура охлаждающей среды (вода, воздух) – T_w и неизвестны схема системы охлаждения, конструкция теплообменников и др., примем допущение в виде зависимости:

$$T_{вс(i+1)} = T_w + \Delta T_i, \quad (2.14)$$

где величина недоохлаждения газа в промежуточном теплообменнике после i -й ступени $\Delta T_i = 5 \div 15$ К для систем водяного охлаждения и $\Delta T_i = 20 \div 30$ К для воздушных систем охлаждения; при этом предполагаем параллельный подвод охлаждающей среды к промежуточным теплообменникам каждой ступени, т.е.: $\Delta T_i = \Delta T_I = \Delta T_{II} = \dots = \Delta T_{z-1} = const.$

Бóльшие значения величины ΔT_i задаются в тех случаях, когда в ущерб эффективности работы компрессора требуется обеспечить его минимальные массогабаритные показатели.

Результаты расчета представляем в табличной форме (табл. 2.4):

Таблица 2.3 Расчет температур всасывания и плотностей газа

Номер ступени сжатия i	Давление всасывания в ступени $P_{вс}$, МПа	Температура всасывания в ступень $T_{всi}$, К	Плотность газа на входе в i -ю ступень компрессора $\rho_{всi} = \frac{P_{всi}}{R * T_{всi}}$, кг/м ³
1	0,1 (задано)	285 (задано)	1,22
2	0,2828	300	3,28

2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССОВОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА ЗА ЦИКЛ

Взаимосвязь массовой и объемной производительности компрессора определяется уравнением

$$\dot{m}_k = V_{вс} * \rho_{вс1} \quad (2.15)$$

$$\dot{m}_k = \left(\frac{4}{60}\right) * 1,19 = 1,26$$

Тогда массовая производительность компрессора за цикл будет равна:

$$m_k = \frac{\dot{m}_k}{n}, \quad (2.16)$$

где n – частота вращения вала компрессора; как правило она задается равной частоте вращения вала принятой базы или меньше ее.

$$m_k = \frac{1,26}{25} = 0,0504 \text{ кг/об}$$

2.5 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

2.5.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ

ОТНОСИТЕЛЬНЫХ МЕРТВЫХ ПРОСТРАНСТВ ПО СТУПЕНЯМ

Относительное мертвое пространство i -ой ступени сжатия ориентировочно можно определить на основании уравнения:

$$a_i = a_1 + (0,02 \div 0,04) * (i - 1), \quad (2.17)$$

где $a_1 = 0,06 \div 0,15$ – относительное мертвое пространство 1-й ступени сжатия.

Выбор меньшего значения относится к компрессорам с торцевым

расположением клапанов, а при расположении клапанов на боковых поверхностях цилиндров принимается большее значение величины относительного мертвого пространства.

Принимаем для 1-й ступени величину $a_1 = 0,11$.

С увеличением порядкового номера ступени сжатия величина мертвого пространства возрастает, поскольку снижение объема цилиндра i -й ступени более прогрессивно, чем снижение объема мертвого пространства той же ступени.

Для 2-й ступени сжатия рассчитаем значение a по формуле 2.17:

$$a_2 = 0,11 + 0,03 * (2 - 1) = 0,14$$

Относительные мертвые объемы могут уточняться, когда будут определены геометрические параметры ступени.

2.5.2 РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО КОЭФФИЦИЕНТА

Объемный коэффициент λ_{0i} , учитывающий снижение производительности ступени компрессора в реальном цикле вследствие парализации части объема цилиндра расширяющимся из мертвого пространства газом, находится по уравнению:

$$\lambda_{0i} = 1 - a_i * \left(\Pi_i^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right), \quad (2.18)$$

где $n_p = (0.96 \div 0.98) * k$ – показатель условной политропы конечных параметров при расширении газа из мертвого пространства ступени ($k = 1,4$ – показатель адиабаты).

Для 1-й ступени:

$$\lambda_{01} = 1 - 0,11 * \left(3,17^{\frac{1}{1,358}} - 1 \right) = 0,853$$

Для 2-й ступени:

$$\lambda_{02} = 1 - 0,14 * \left(2,55^{\frac{1}{1,358}} - 1 \right) = 0,861.$$

2.5.3 РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДОГРЕВА

Коэффициент подогрева λ_T рассчитывается как отношение температуры на входе в ступень $T_{вci}$ к температуре газа в цилиндре в конце периода всасывания T_{1i} , т.е.:

$$\lambda_{Ti} = \frac{T_{вci}}{T_{1i}}$$

При этом T_{1i} будет

$$T_{1i} = T_{вci} + \Delta T,$$

где ΔT - повышение температуры свежего газа в цилиндре при контакте его со стенками рабочей камеры, более теплыми, чем свежий газ.

Величина λ_T зависит от подвода тепла во время всасывания не только всасывающему газу, но и к газу, расширившемуся из мертвого пространства.

Вычисление величины T_1 при инженерных расчетах затруднительно, поэтому на стадии предварительного термодинамического расчета, когда неизвестны еще размеры ступеней, тип и количество клапанов и скорость протекающего через них газа, условия теплообмена и другие факторы, коэффициент подогрева определяется по эмпирическому уравнению, полученному при экспериментальном исследовании теплообмена в ступенях различного конструктивного исполнения и при разных способах их охлаждения:

$$\lambda_{Ti} = (1 - \delta_T) - C * (\Pi_i - 1), \quad (2.19)$$

где $C = 0,01 \div 0,02$ – коэффициент, учитывающий способ охлаждения ступени; при водном охлаждении $C = 0,01$, а при воздушном $C = 0,02$;

$\delta_T = 0,01 \div 0,02$ – относительные тепловые потери, связанные с разогревом стенок цилиндра за счет механического трения при $\Pi_i = 1$.

Для 1-й ступени:

$$\lambda_{T1} = (1 - 0,02) - 0,01 * (3,17 - 1) = 0,958$$

Для 2-й ступени:

$$\lambda_{T2} = (1 - 0,02) - 0,01 * (2,55 - 1) = 0,965.$$

2.5.4 ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТА ДАВЛЕНИЯ

Газодинамические потери в линии всасывания оцениваются коэффициентом давления λ_d , который согласно [9, С. 48] равен:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1+a}{n_1 * \lambda_0} * \frac{\Delta P_a}{P_{вс}}, \quad (2.20)$$

где $n_1 \sim 1,5$ – показатель политропы в начале процесса сжатия; ΔP_a – разность давлений перед всасывающим клапаном и на входе в ступень.

Величина коэффициента давления на основе имеющихся экспериментальных данных может быть задана в следующем диапазоне:

1-я ступень: $0,97 \div 0,98$

2-я ступень: $0,99 \div 1,0$

Последующие ступени: 1,0

Меньшие значения коэффициента давления следует принимать при повышенной частоте вращения вала проектируемого компрессора.

Согласно выражению 2.21 имеем:

Для 1-й ступени:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + 0,11}{1,5 * 0,853} * \frac{0,003}{0,1} = 0,974$$

Для 2-й ступени:

$$\lambda_d = 1 - \frac{1 + 0,14}{1,5 * 0,861} * \frac{0,001}{0,2828} = 0,997.$$

2.5.5 ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ НЕГЕРМЕТИЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СТУПЕНИ

Статическая негерметичность характеризуется величиной протечек через уплотнения поршня и закрытые клапаны, то есть связан с инертностью процессов, происходящих внутри рабочей камеры. В этом случае газ, протекающий из одной полости в другую, не покидает газовый тракт компрессора. В общем случае можно записать:

$$Y_{пр} = Y_{кл} + Y_{п}, \quad (2.21)$$

где $Y_{пр}$ – коэффициент протечек; $Y_{кл} = 0,01 \div 0,04$ – суммарные

относительные протечки через закрытые клапаны ступени; Y_{Π} - относительные протечки через уплотнение поршня.

В зависимости от конструкции (типа) клапанов, выбранных при проектировании для i -й ступени сжатия, $Y_{\text{кл}}$ ориентировочно можно выбрать, используя данные, приведенные [10, С.37, рис. 2.10,а], таким образом назначаем $Y_{\text{кл}} = 0,025$ для ленточного клапана.

Относительные протечки $Y_{\Pi} = 0,01 \div 0,03$ через уплотнительные узлы поршня учитывают в ступенях двойного действия или в случае выполнения нескольких ступеней сжатия в одном ряду при дифференциальном исполнении поршня, таким образом назначаем $Y_{\Pi} = 0,02$.

В соответствии с выражением 2.22:

$$Y_{\text{пр}} = 0,025 + 0,02 = 0,045$$

2.5.6 ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕГЕРМЕТИЧНОСТИ СТУПЕНИ

По физическому смыслу динамическая негерметичность ступени вследствие запаздывания закрытия клапанов, в результате чего часть объема цилиндра занимает газом, перетекающим из полости нагнетания (всасывания) в цилиндр, и наоборот, в течение одного цикла.

Динамическую негерметичность ступени $Y_{\text{пер}}$ задают коэффициентом внутренних перетечек газа, который можно представить как:

$$Y_{\text{пер}} = Y_{\text{пер}}^{\text{вс.кл}} + Y_{\text{пер}}^{\text{нг.кл}}. \quad (2.22)$$

Коэффициент, отражающий запаздывание закрытия всасывающих клапанов $Y_{\text{пер}}^{\text{вс.кл}}$ записывается в виде:

$$Y_{\text{пер}}^{\text{вс.кл}} = 0,5 * \left(1 - \cos \Delta \varphi_{\text{вс}} + \frac{\lambda_{\text{ш}} * \sin^2 \Delta \varphi_{\text{вс}}}{2} \right), \quad (2.23)$$

где $\Delta \varphi_{\text{вс}} = 10 \div 15^\circ$ – угол запаздывания закрытия всасывающих клапанов ступени. Примем $\Delta \varphi_{\text{вс}} = 12^\circ$; $\lambda_{\text{ш}}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, равный для оппозитной базы 0,2.

Для нагнетательных клапанов с учетом расширения перетекающего газа можно записать:

$$\gamma_{\text{пер}}^{\text{нг.кл}} = 0,5 * \left(1 - \cos \Delta \varphi_{\text{нг}} + \frac{\lambda_{\text{щ}} * \sin^2 \Delta \varphi_{\text{нг}}}{2} \right) * \text{Пк}^{\frac{1}{k}}, \quad (2.24)$$

где величина $\Delta \varphi_{\text{нг}} \leq (4 \div 7)^\circ$. Принимаем $\Delta \varphi_{\text{нг}} = 5$.

При рекомендованных значениях $\varphi_{\text{вс}}$ и $\varphi_{\text{нг}}$ суммарный коэффициент протечек обычно лежит в диапазоне $\gamma_{\text{пер}} = 0,01 \div 0,025$.

Найдем значения $\gamma_{\text{пер}}$ воспользовавшись выражениями 2.23 – 2.25 и сведем результаты расчета в табличную форму в табл. 2.4.

Таблица 2.4 Оценка динамической негерметичности

Номер ступени сжатия i	$\gamma_{\text{пер}}^{\text{вс.кл}}$	$\gamma_{\text{пер}}^{\text{нг.кл}}$	$\gamma_{\text{пер}}$
1	0,0126	0,0032	0,0158
2		0,0031	0,0157

2.5.7 ОЦЕНКА ВНЕШНИХ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ УТЕЧЕК ГАЗА

Внешние утечки газа $\gamma_{\text{в.у.}}$ возможны только в ступенях (или в их отдельных полостях), связанных с атмосферой через уплотнение поршня или через сальниковое уплотнение штока.

В случае утечек газа через технически исправное уплотнение поршня, величина относительных внешних утечек лежит в диапазоне $\gamma_{\text{в.у.}} = 0,015 \div 0,03$, уменьшаясь по мере роста частоты вращения вала.

Аналогичная величина для сальниковых уплотнений обычно меньше и не превышает одного процента, т.е. в этом случае $\gamma_{\text{в.у.}} \sim 0,01$.

В ступенях и полостях, не граничащих с атмосферой, $\gamma_{\text{в.у.}} \sim 0$.

2.5.8 ЗАДАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВЛАЖНОСТИ

Коэффициент влажности $\gamma_{\text{вл}}$ оценивает относительное уменьшение объема всасываемого газа вследствие конденсации влаги в холодильниках предыдущих ступеней. Влага обычно выделяется в теплообменнике и влагомаслоотделителе после 1-й ступени сжатия. На стадии предварительного расчета можно приближенно задавать:

1-я ступень: $\gamma_{вл} = 0,01$;

Все последующие ступени: $\gamma_{вл} = 0$.

2.5.9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ

Коэффициент подачи для произвольно выбранной ступени сжатия записывается в виде:

$$\lambda_i = [\lambda_d * \lambda_T * (\lambda_0 - \gamma_{пер})]_i - \gamma_{при} - \gamma_{вл} - \sum_{i=z}^i \gamma_{в.у.и}. \quad (2.25)$$

Согласно выражению (2.25):

Для 1-й ступени:

$$\lambda_1 = [0,974 * 0,958 * (0,853 - 0,0158)]_1 - 0,045 - 0,01 - 0,02 = 0,706$$

Для 2-й ступени:

$$\lambda_2 = [0,997 * 0,965 * (0,861 - 0,0157)]_2 - 0,045 - 0 - 0,02 = 0,748$$

2.5.10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УТОЧНЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР $T_{нг}$ (K)

НАГНЕТАЕМОГО ГАЗА ПО СТУПЕНЯМ

$$T_{нгi} = \frac{T_{вci}}{\lambda_{Ti}} * \Pi_i^{\frac{n_{сж}-1}{n_{сж}}} \sim T_{вci} - \Pi_i^{\frac{k-1}{k}} \leq [433 \div 453], \quad (2.26)$$

где $n_{сж} = (0,97 \div 1) * k$ – показатель политропы сжатия, зависящий от герметичности рабочей камеры, условий теплообмена, частоты вращения вала и других факторов.

Полученные температуры соответствуют стандартной точке нагнетания ступени. Действительные максимальные температуры газа в цилиндре в конце процесса сжатия будут выше, но действуют они в течение весьма ограниченного промежутка времени.

Согласно выражению (2.26):

Для 1-й ступени:

$$T_{нг1} = \frac{285}{0,958} * 3,17^{\frac{(0,98*1,4)-1}{(0,98*1,4)}} \sim 285 - 3,17^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 283,61 \leq [433 \div 453]$$

Для 2-й ступени:

$$T_{\text{нг2}} = \frac{328}{0,965} * 2.55^{\frac{(0.98*1.4)-1}{(0.98*1.4)}} \sim 328 - 2.55^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 326.69 \leq [433 \div 453]$$

2.5.11 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ОБЪЕМОВ ЦИЛИНДРОВ

Рабочий объем цилиндра i -й ступени V_{hi} и массовый расход газа через него за один цикл m_i связаны между собой уравнением:

$$m_i = \lambda_i * \rho_{\text{вс}i} * V_{hi} * z_{\text{ци}i}. \quad (2.27)$$

Решая данное уравнение относительно V_{hi} с учетом соотношения (2.17), получим:

$$V_{hi} = \frac{\dot{m}_k}{\lambda_i * \rho_{\text{вс}i} * z_{\text{ци}i} * n}, \quad (2.28)$$

где $z_{\text{ци}i}$ – число цилиндров i -ой ступени, согласно принятой для расчета и проектирования кинематической схеме компрессора. Остальные параметры в уравнениях (2.27) и (2.28) известны, а методика их определения рассмотрена выше.

Таким образом, согласно уравнению (2.28):

Для 1-й ступени:

$$V_{h1} = \frac{1.26}{0,706 * 1,22 * 1 * 25} = 0.059 \text{ м}^3$$

Для 2-й ступени:

$$V_{h2} = \frac{1.26}{0,748 * 3.28 * 1 * 25} = 0.018 \text{ м}^3$$

2.5.12 ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКТИВНОЙ ПЛОЩАДИ ПОРШНЕЙ

Под активной площадью поршня отдельного цилиндра i -й ступени следует понимать ту его часть, на которую действует давление газа соответствующей ступени сжатия, т.е. F_n^* является функцией конструктивного исполнения поршня каждой ступени сжатия. На основании известного объема V_h и хода поршня выбранной базы S_n величина активной площади поршня определяется уравнением:

$$F_{ni}^* = \frac{V_{hi}}{S_n}. \quad (2.29)$$

Согласно уравнению (2.29):

Для 1-й ступени:

$$F_{n1}^* = 0.04019 \text{ м}^2$$

Для 2-й ступени:

$$F_{n2}^* = 0.01519 \text{ м}^2$$

2.5.13 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ РАБОЧИХ ЦИЛИНДРОВ

Так как обе ступени нашего компрессора снабжены дисковым поршнем, диаметр каждого из цилиндров будет определяться в соответствии с выражением:

$$D_i = \sqrt{\frac{F_{ni} \cdot 4}{\pi}} \quad (2.30)$$

Выполним расчет в соответствии с (2.30):

Для 1-й ступени:

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,04019 \cdot 4}{\pi}} = 0,2262 \text{ м}$$

Для 2-й ступени:

$$D_2 = \sqrt{\frac{0,01518 \cdot 4}{\pi}} = 0,1391 \text{ м.}$$

Диаметры округляются до ближайшего стандартного размера по поршневым кольцам (таблица 2.4 стр. 43 [8]). Результаты расчета сведены в табл. 2.5:

Таблица 2.5 Определение диаметров цилиндров

Номер ступени сжатия i	Рассчитанное значение D_i , м	Стандартное значение D_i , м
1	0,2262	0,23
2	0,1391	0,14

2.6 РАСЧЕТ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ И ПОКАЗАТЕЛЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРА

Номинальную мощность i – ой ступени сжатия определяем на основании уравнения:

$$N_{\text{ном } i} = \frac{k}{k-1} * p_{\text{вс } i} * V_{hi}^* * (\lambda_{\text{о.ад } i} - \gamma_{\text{пер } i}) * \left(\Pi_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) * z_{\text{ц } i} * n, \quad (2.31)$$

где $\lambda_{\text{о.ад } i}$ - объемный адиабатный коэффициент для i -ой ступени сжатия, определяемый для процесса расширения с эквивалентным показателем политропы $n_{\text{р.экв}} = k$, т.е.:

$$\lambda_{\text{о.ад } i} = 1 - a_i * \left(\Pi_i^{\frac{1}{k}} - 1 \right). \quad (2.32)$$

Используя эмпирическую зависимость, предложенную М.И. Френкелем [9, с.70], находим средние за цикл относительные потери давления в линиях всасывания $d_{\text{вс}}$ и нагнетания $d_{\text{нг}}$ i -й ступени:

$$\delta_{\text{вс } i} = 0,3 * \left(\frac{2,66}{p_{\text{вс.}(i+1)}^{0,25}} \right); \quad (2.33)$$

$$\delta_{\text{нг } i} = 0,7 * \left(\frac{2,66}{p_{\text{вс.}(i+1)}^{0,25}} \right). \quad (2.34)$$

Относительные суммарные потери мощности в i -й ступени $\Delta \bar{N}_i$ будут равны:

$$\Delta \bar{N}_i = \frac{k-1}{k} * \frac{\delta_{\text{вс } i} + \delta_{\text{нг } i} * \Pi_i^{\frac{k-1}{k}}}{\Pi_i^{\frac{1}{k}} - 1}. \quad (2.35)$$

Индикаторную мощность i -й ступени определим по уравнению:

$$N_{\text{инд } i} = N_{\text{ном } i} * (1 + \Delta \bar{N}_i). \quad (2.36)$$

Тогда индикаторная мощность компрессора будет равна:

$$N_{\text{инд к}} = \sum_{i=1}^{i=z} N_{\text{инд } i}. \quad (2.37)$$

Мощность, потребляемую компрессором, находим в соответствии с уравнением:

$$N_{\text{к}} = \frac{N_{\text{инд к}}}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (2.38)$$

где $\eta_{\text{мех}} = 0,85 \div 0,96$ – механический КПД компрессора.

Большие значения $\eta_{\text{мех}}$ соответствует компрессорным машинам с высокой производительностью. На малых компрессорах от вала компрессора приводится в движение масляный насос и вентилятор воздушной системы охлаждения. В этом случае $\eta_{\text{мех}}$ кроме механических потерь учитывает и дополнительные затраты мощности на привод вспомогательного оборудования от вала компрессора. Поэтому $\eta_{\text{мех}}$ малых машин обычно задается более низким. В микрокомпрессорах относительная доля механических потерь резко возрастает и величина $\eta_{\text{мех}}$ может достигать значений в диапазоне $0,45 \div 0,5$.

Назначаем $\eta_{\text{мех}} = 0,9$

Определение изотермной мощности компрессора:

$$N_{\text{из}} = p_{\text{вс}} * V_{\text{вс}} * \ln \frac{p_{\text{нг}}}{p_{\text{вс}}} \quad (2.39)$$

Расчетный изотермный КПД компрессора будет равен:

$$\eta_{\text{из.к}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{к}}} \quad (2.40)$$

Результаты расчета искомых характеристик данного пункта настоящей работы сведены в табл. 2.8:

Таблица 2.8. Расчетные значения потребляемой мощности и показателя эффективности компрессора

Номер ступени сжатия i	$N_{\text{инд } i}$, кВт	$N_{\text{инд к}}$, кВт	$N_{\text{к}}$, кВт	$N_{\text{из}}$, кВт	$\eta_{\text{из.к}}$
1	9.286	19.07	20.73	13.86	0,669
2	9.784				

Полученное значение $\eta_{\text{из.к}}$ близко принятому в расчетах в п.2.2.2
 $\eta_{\text{из.к}} = 0,60 \sim 0.669$

2.7. ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ

2.7.1 ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В КЛАПАНАХ

Относительные потери мощности в клапанах произвольно выбранной ступени составляют примерно 60% от суммарных относительных потерь той же ступени, т.е.:

$$\Delta \bar{N}_{\text{кл.}i} = 0.6 * \Delta \bar{N}_i. \quad (2.41)$$

Выполним расчет в соответствии с (2.43):

Для 1-й ступени:

$$\Delta \bar{N}_{\text{кл.}1} = 0.6 * 0.093 = 0.0558 \text{ кВт}$$

Для 2-й ступени:

$$\Delta \bar{N}_{\text{кл.}2} = 0.6 * 0.084 = 0.0504 \text{ кВт.}$$

Уровень газодинамических потерь в клапанах оценивается критерием скорости потока газа в полностью открытом клапане – M . На основании анализа обширного экспериментального материала М. И. Френкель установил зависимость критерия скорости потока газа применительно к всасывающим клапанам $M_{\text{вс}}$ от отношения давлений в ступени $\Pi = 2 \div 5$ и относительных потерь мощности в клапанах $\Delta \bar{N}_{\text{кл.}i}$; кривые этой зависимости представлены на [10, С.47, рис. 2.11] и достаточно хорошо аппроксимируются уравнением вида:

$$M_{\text{вс.}i} = \frac{\Pi_i + 1}{6} * \sqrt{\Delta \bar{N}_{\text{кл.}i}}. \quad (2.42)$$

Используя уравнение (2.42) имеем:

Для 1-й ступени:

$$M_{\text{вс.}1} = \frac{3,17 + 1}{6} * \sqrt{0.0558} = 0.164$$

Для 2-й ступени:

$$M_{\text{вс.}2} = \frac{2.55 + 1}{6} * \sqrt{0.0504} = 0.133.$$

2.7.2 УСЛОВНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНАХ

Условная скорость газа во всасывающем и нагнетательном клапанах $c_{\text{кл.вс}}$, $c_{\text{кл.нг}}$ определяется уравнениями:

$$c_{\text{кл.вс}} = M_{\text{вс}} * c_{\text{зв.вс}} = \frac{c_n * F_n^*}{j * z_{\text{кл}} * f_{\text{экв}} * \sqrt{k * R * T_{\text{вс}}}} * \sqrt{k * R * T_{\text{вс}}}, \quad (2.43)$$

$$c_{\text{кл.нг}} = M_{\text{нг}} * c_{\text{зв.нг}} = \frac{c_n * F_n^*}{j * z_{\text{кл}} * f_{\text{экв}} * \sqrt{k * R * T_{\text{нг}}}} * \sqrt{k * R * T_{\text{нг}}}. \quad (2.44)$$

Анализ полученных выражений показывает, что условная скорость газа одинакова для однотипных всасывающих и нагнетательных клапанов для произвольно выбранной i -й ступени компрессора и равна:

$$c_{кл.i} = M_{вс.i} * \sqrt{k * R * T_{вс.i}} = \frac{\Pi_{i+1}}{6} * \sqrt{k * R * T_{вс.i} * \Delta \bar{N}_{кл.i}}, \quad (2.45)$$

где $R = 287$ Дж/(кг * К) – универсальная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии с уравнением (2.45) имеем:

Для 1-й ступени:

$$c_{кл.1} = 0.164 * \sqrt{1.4 * 287 * 293} = 61.42 \frac{м}{с}$$

Для 2-й ступени:

$$c_{кл.2} = 0.133 * \sqrt{1.4 * 287 * 318} = 51.47 \frac{м}{с}$$

2.7.3 ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ПРОХОДНОЕ СЕЧЕНИЕ КЛАПАНОВ, ПОДБОР КЛАПАНОВ

Суммарная эквивалентная площадь сечения щели всасывающих (нагнетательных) клапанов устанавливаемых в i -ой полости каждого цилиндра i -ой ступени, определяется на основании уравнений (2.45) и (2.46):

$$\Phi_{эkv.i} = z_{кл.i} * f_{эkv.i} = \frac{F_{n.i}^*}{j_i} * \frac{c_n}{c_{кл.i}}, \quad (2.47)$$

где $F_{n.i}^*$ – уточненная активная площадь поршня одного цилиндра i -ой ступени сжатия. ($F_{n.1}^* = \frac{\pi}{4} * 0.43^2 = 0.145$; $F_{n.2}^* = \frac{\pi}{4} * 0.23^2 = 0.083$); j_i – число рабочих полостей ($j = 1$ или 2) i -ой ступени, соответствующее принятой схеме размещения ступеней по рядам; $z_{кл.i}$ – число клапанов, устанавливаемых в i -ой полости; $f_{эkv.i}$ – эквивалентная площадь сечения щели одного всасывающего (нагнетательного) клапана; $c_n = 2 * S_{п} * n = 2 * 0,1 * 12,5 = 2,5$ м/с – средняя скорость поршня.

Таким образом, решая уравнение (2.48):

Для 1-й ступени:

$$\Phi_{эkv.1} = \frac{0,145 * 2,5 * 10^4}{61.42} = 59,08 \text{ см}^2$$

Для 2-й ступени:

$$\Phi_{эkv.2} = \frac{0.083 * 2,5 * 10^4}{51.47} = 40.31 \text{ см}^2$$

Тип и количество клапанов выбираются в соответствии с [10, С.180, прил.3] из условия использования торцевой поверхности ступени и рассчитанной эквивалентной площади проходного сечения клапанов.

Выбранные клапаны для каждой ступени сведены в таблицу 2.9.

Таблица 2.9 Всасывающие и нагнетательные клапаны по ступеням

Номер ступени <i>i</i>	Тип клапана	Количество клапанов (всасывающих и нагнетательных)	$f_{ц}, \text{см}^2$	$f_{экв}, \text{см}^2$	$\Delta P, \text{МПа}$
1	ЛУ 155-(2.5)	1+1	46,8	23,9	0,16
2	ЛУ 110-(2.5)	1+1	24,1	13,2	0,36

2.8 ПОДБОР ДВИГАТЕЛЯ

Мощность приводного двигателя находят в соответствии с уравнением:

$$N_{дв} = K_p * \frac{N_k}{\eta_{пер} * \eta_{дв}}, \quad (2.49)$$

где $K_p = 1,05 \div 1,1$ – коэффициент резерва мощности; $\eta_{пер} = 0,97 \div 0,99$ – КПД передачи (зависит от схемы привода); $\eta_{дв} = 0,92 \div 0,97$ – КПД двигателя.

Решая уравнение (2.49), получим:

$$N_{дв} = 1.07 * \frac{20.73}{0.98 * 0.97} = 23.3 \text{ кВт} < 125 \text{ кВт} \text{ – асинхронный двигатель.}$$

В тех случаях, когда компрессор не комплектуется специальным фланцевым электродвигателем и его привод осуществляется через муфту или иным образом, то, зная номинальную мощность компрессора N_k и скорость вращения вала (n), двигатель необходимо подобрать по каталогам. Учитывая возможность перегрузки компрессора в работе мощность двигателя выбирают несколько большей. Для компрессоров малой производительности запас мощности обычно выбирается в пределах 15-25%

Согласно указанному, приводом проектируемого компрессора выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А.

Таблица 1.1 Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором серии 4А основного исполнения. Исполнение по степени защиты IP44, способ охлаждения ICA0141.

Тип двигателя	P_n , кВт	При номинальной нагрузке			J , кг · м ²
		n , $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	η , %	$\cos \varphi$	
Синхронная частота вращения 1000 об/мин					
1	2	3	4	5	6
4A200L6У3	30	980	90.5	0.9	0.45

2.9 ПОДБОР ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Уплотнение зазоров между поршнем и цилиндром в большинстве случаев осуществляется самопружинящими разрезными кольцами, изготовленными из чугуна или антифрикционных материалов. Подробнее конструкция поршневых уплотнений рассмотрена в п.1.3 данной работы. Среди антифрикционных материалов, предназначенных для изготовления поршневых колец стоит отметить углеграфитовые и фторопластовые композиции, а также текстолит. Машины объемного действия в том числе, в бессмазочном исполнении цилиндропоршневой группы комплектуются неметаллическими поршневыми кольцами. Актуальность данной проблемы рассмотрена в источниках [20, 21, 25, 29, 32] В данной работе рассматривается данный вид уплотнений.

Подробный подбор поршневых колец рассматривается в исследовательской части данной работы в п.3.1 с учетом анализа различных методик [4, 8, 9, 11, 12].

Общий вид спроектированного в гл.2 выпускной квалификационной работы компрессора представлен в приложении А.

3 ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ

3.1 МЕТОДИКА ПОДБОРА ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

При подборе количества уплотнительных поршневых колец компрессора и их геометрических размеров, необходимо учитывать ряд факторов, таких как:

- Характер перепадов давления на поршне;
- Излишнее число колец приводит к неоправданному увеличению потерь мощности на трение;
- При увеличении частоты вращения уменьшаются относительные утечки через комплект уплотнительных колец (при росте частоты вращения можно уменьшить количество колец);
- Излишнее число колец увеличивает стоимость поршня в сборе;
- С ростом число колец увеличивается осевой размер поршня;
- При выборе числа колец следует принимать во внимание диаметр уплотняемого поршня, конструкцию и материал колец.

Авторы [4] дают рекомендации по подбору количества уплотнительных колец на поршне z для компрессоров без подачи смазки в цилиндры (т.е. для неметаллических поршневых колец) в соответствии с эмпирической формулой [14]:

$$\sqrt{10} \geq z \geq \sqrt{5\Delta p}, \quad (3.1)$$

где Δp – уплотняемый перепад давления.

Аналитический анализ источников [4; 8; 9; 11; 12; 13] показал наличие различных методик подбора количества уплотнительных поршневых колец компрессора z и их геометрических размеров в зависимости диаметра поршня, воспринимаемой поршнем разности давлений (перепадов давления в ступени компрессора) и материала кольца. Поэтому, при решении данной задачи, помимо формулы (3.1) следует также взять во внимание прочие имеющиеся эмпирические зависимости и справочные данные. При таком подходе численные значения искомых характеристик не всегда совпадают. Рассмотрим выбор параметров поршневых колец компрессора подробнее.

Для целостного сравнения результатов расчета, также рассмотрим порядок подбора металлических колец. Число металлических уплотнительных поршневых колец z для традиционных поршней со смазкой подбирается в соответствии с уравнением [11]:

$$z = (10\Delta p)^{0.5}. \quad (3.2)$$

Опыт отечественного компрессоростроения предполагает принятие меньшего числа уплотнительных колец, чем в соответствии с рекомендациями [11]. Таким образом, количество чугунных колец выбирают в следующей зависимости от Δp [8]:

Δp , МПа	z , шт.	Δp , МПа	z , шт.	Δp , МПа	z , шт.
< 0,4	2	1,6...2,5	4 – 5	10...16	8 – 10
0,4...0,7	2 – 3	2,5...4,0	5 – 6	16...25	10 – 12
0,7...1,0	3	4,0...7,0	6 – 7	25...40	12 – 15
1,0...1,6	3 – 4	7,0...10	7 – 8		

Кольца из самосмазывающихся фторолоновых композиционных материалов хорошо прирабатываются, благодаря чему утечки рабочего вещества через них меньше, чем через чугунные. М. И. Френкель в своем труде [9] предлагает выбирать число фторопластовых колец, руководствуясь следующими данными:

Δp , МПа	z , шт.
< 0,4	2
0,4...2,0	3
2,0...7,5	4
7,5...15	5

Зарубежная фирма France Compressor Product, при выборе числа фторопластовых уплотняющих поршневых колец, учитывает тип цилиндра компрессора [8]¹:

Δp , МПа	z , шт. (цилиндр простого действия)	z , шт. (цилиндр двойного действия)
< 2	3	2
2...4	4	3
4...10	5	4
10...20	6	5

¹ France Compressor Product, bulletin 200-A.

Наряду с фторопластовыми кольцами имеют место в применении поршневые кольца, изготовленные из композиций на основе графита, которые также представляют из себя сухую смазку. Для графитовых уплотнительных колец на поршне z определяют по зависимости [4]:

$$z \geq \sqrt{20\Delta p}. \quad (3.3)$$

Еще одним распространенным неметаллическим материалом, применяемым в отечественном компрессоростроении для воздушных и газовых компрессоров, является текстолит. Учитывая хорошую плотность текстолитовых колец, их число в комплекте уплотнения поршня выбирают меньшим, чем для колец из чугуна, при том же уплотняющем перепаде давления [8]:

$$\sqrt{10} < z < \sqrt{5\Delta p}. \quad (3.4)$$

Основные размеры колец из неметаллических материалов отличаются от размеров чугунных. Радиальный b_k и осевой h_k размеры сечения поршневых колец (рис. 3.1) являются функцией его диаметра D , равного диаметру его цилиндра. Величины b_k и h_k постепенно увеличиваются с ростом D , что обусловлено необходимостью придания определенной упругости, за счет которой в монтажном состоянии кольца предварительно поджимаются к внутренней поверхности цилиндра.

Выбор геометрических параметров для колец из разных материалов осуществлялся следующим образом: для чугунных – [8, прил. 23]; для фторопластовых – [12]; для текстолитовых – [8, прил. 25]²; для графитовых поршневых колец, автор [9] рекомендует увеличить в 1,5 раза габаритные размеры соответствующие чугунным поршневым кольцам.

Рассмотрим подбор уплотнительных колец поршня на примере компрессора, спроектированного в конструкторской части (гл. 2) настоящей работы. Расчетные данные сведены в табличную форму (табл. 3.1):

² По РТМ ЛенНИИхиммаша.

Таблица 3.1 Результаты подбора поршневых уплотнительных колец для воздушного компрессора на нормализованной базе 2ВУ - 4/8. $P_{вс}=0.1$ МПа; $P_{нз}=0,8$ МПа.

Номер ступени, i	Диаметр цилиндра D , мм	Перепад давления ΔP , МПа	Исполнение	Материал	Ссылка на источник при подборе z	Количество уплотняющих колец z , шт.	Ссылка на источник при подборе b_k и h_k	Размеры уплотняющего кольца, мм	
								Радиальная толщина b_k , мм	Высота h_k , мм
1	230	0.1828	Металлическое	Чугун	[11]	2	[8]	8.0	6.0
2	140	0.5172				3		5.0	3.5
1	230	0.1828	Неметаллическое	Фторопласт	[8,9]	2	[12]	10.0	10.0
2	140	0.5172				3		8.0	8.0
1	230	0.1828			[8] ¹	3		10.0	10.0
2	140	0.5172				3		8.0	8.0
1	230	0.1828		Текстолит	[8] ²	1	[8]	10.0	10.0
2	140	0.5172				2		6.0	8.0
1	230	0.1828		Графит	[4]	2	[9]	6.4	8.75
2	140	0.5172				4		6.1	8.75

Примечание: ¹ France Compressor Product, bulletin 200-A; ² По РТМ ЛенНИИхиммаша.

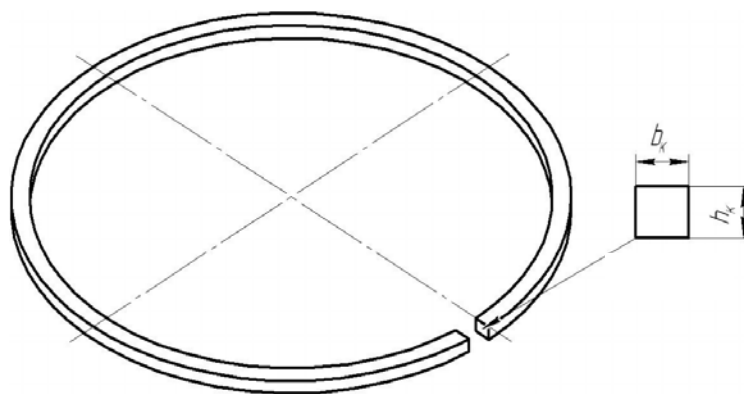


Рис. 3.1 Поршневое кольцо с указанными геометрическими параметрами

Конструкционный текстолит является слоистым пластиком, который изготавливается путем прессования слоев асбестовой или хлопчатобумажных тканей технического назначения, пропитанный эпоксидными смолами [9]. Применяется в качестве узлов трения благодаря своей механической прочности, однако склонен к расслаиванию и обугливанию ввиду низкой теплоемкости армирующих материалов.

Графитовые кольца, наряду с очевидными преимуществами (отвод тепла с поверхности трения из-за высокой теплопроводности, малый коэффициент трения и т.д.) имеют свои недостатки. Для улучшения технических свойств графитов необходимо проведение следующих мероприятий: пропитка в вакууме расплавленным металлом (баббит, свинцовая бронза), введение в состав молибдена и натирание цилиндра дисульфидом молибдена, тщательная шлифовка цилиндра, хромирование и пр. Данное обстоятельство является источником дополнительных материальных и трудовых затрат. Пористость графитовых материалов увеличивает их газопроницаемость и уменьшает прочность. При сжатии сухих газов может выделяться графитовая пыль, а при высокой влажности газа возможно образование графитовой пасты, что ведет к недопустимому возрастанию износа [9, 20].

Фторопластовые композиции имеют более низкий коэффициент теплопроводности, однако обладают рядом значительных преимуществ по сравнению с остальными неметаллическими материалами, применяемыми для

изготовления поршневых колец. К достоинствам данного материала можно отнести: высокие антифрикционные качества, эластичность и отсутствие хрупкости, технологичность изготовления, удобство в эксплуатации, срок службы при низких давлениях достигает 20000 – 30000 ч (в 3 – 4 раза выше графитовых) [9, 20].

Средняя стоимость (на осень 2019 г.) рассматриваемых самосмазывающихся материалов представлена на рис. 3.2:

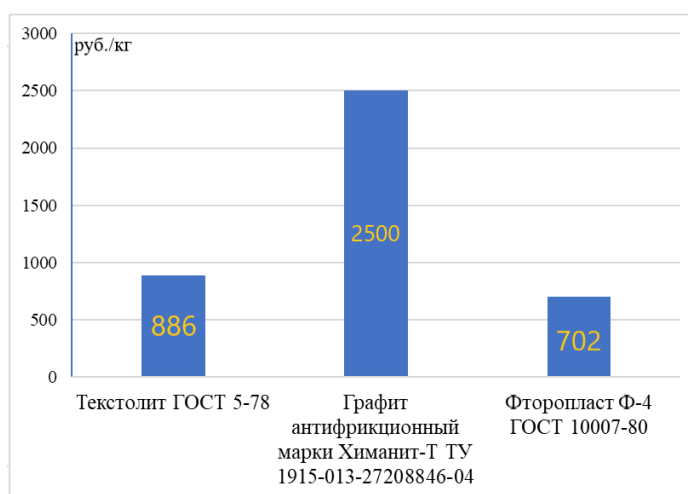


Рис. 3.2 Сравнение стоимости рассматриваемых материалов

Материалоемкость, необходимая для комплекта поршневых колец в соответствии с данными табл. 3.1 представлена на рис. 3.3:

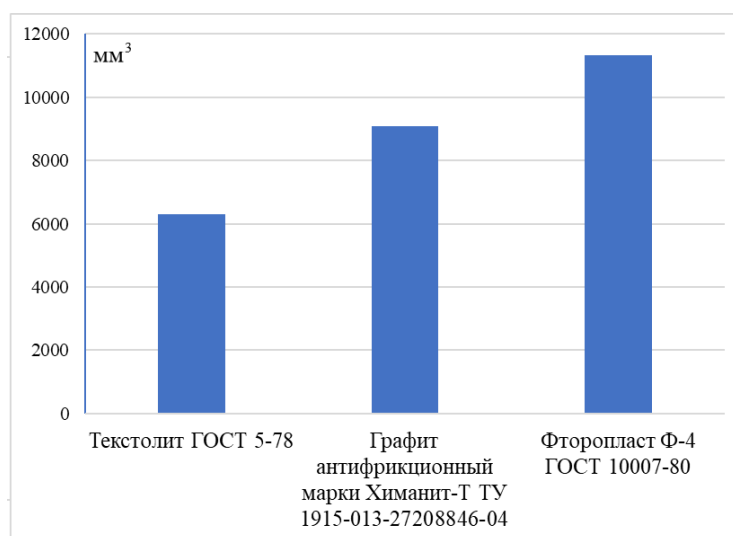


Рис. 3.3 Сравнение материалоемкости для комплектов поршневых колец компрессора

Анализ источников [4, 8, 9] дает данные о максимальной работоспособности поршневых колец из рассматриваемых материалов (рис. 3.4):

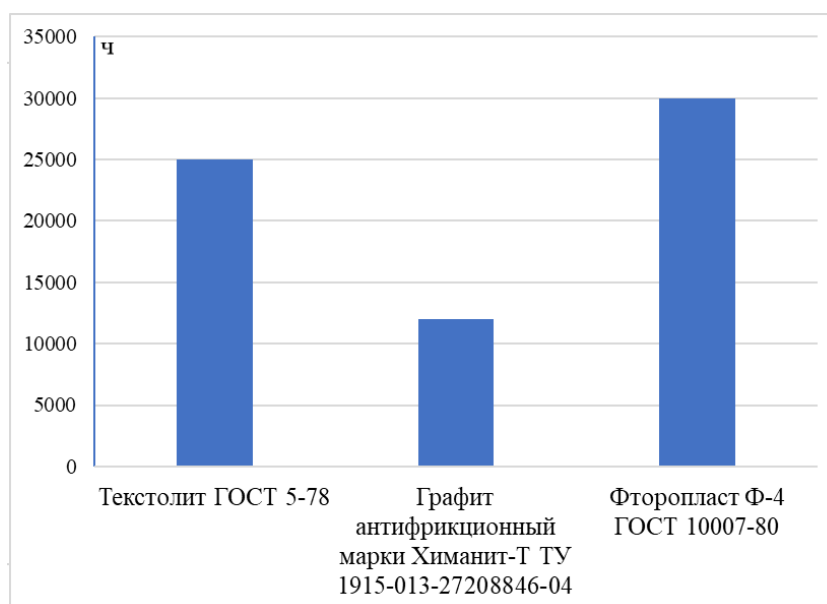


Рис. 3.4 Сравнение максимальной работоспособности поршневых уплотнений в часах

По результатам проведенного исследования и представленным на рис. 3.2 – рис. 3.4 данным, следует констатировать о преимуществах исполнения уплотнений поршня компрессора из фторопласта. На данном этапе, при неметаллическом исполнении поршневого кольца, оптимальным вариантом считаем фторопласт. Остается произвести выбор количество уплотнительных колец для первой ступени сжатия компрессора $z=2$ или $z=3$ (табл.3.1). Решение данной задачи представлено в п.3.3.3 выпускной квалификационной работы, на основании анализа распределения перепадов давления газа Δp по поршневым кольцам.

Обобщение результатов литературного обзора и расчетов показывает необходимость рассмотрения различных конструктивных решений уплотнительного узла компрессора. Наличие нескольких вариантов позволит произвести дальнейшую проработку каждого из них с учетом особенностей работы уплотнения (трение, температурное воздействие, износ, учет эллипсоидности цилиндра и пр.) и массообмена через него. Такой подход обеспечит выбор

оптимальной компоновки поршневого уплотнения, гарантируя его эффективность, долговечность и экономическую целесообразность

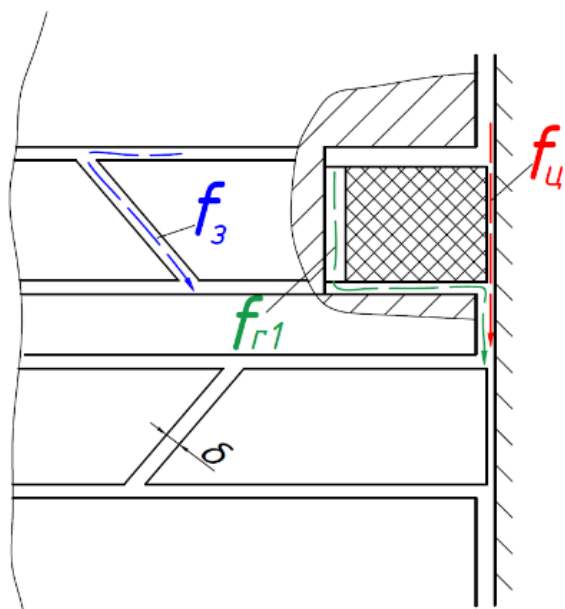
3.2 ОСНОВНЫЕ ТЕОРИТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О ТЕЧЕНИИ ГАЗА В ПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

3.2.1 СХЕМА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА ЧЕРЕЗ ПОРШНЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

При исследовании течения газа в уплотнительных узлах ступени компрессора поршневыми кольцами с диаметром цилиндра $D_{ц}$ (рис.3.5) в расчет принимается некоторая условная площадь $f_{щ}$, через которую и происходит процесс утечки. Сечение кольцевого канала $f_{щ}$, определяется по формуле:

$$f_{щ} = \pi D_{ц} \delta_r^* = f_{ц} + f_{r1} + f_3 \quad (3.5)$$

где $D_{ц}$ – диаметр цилиндра; δ_r^* – приведенный радиальный зазор; $f_{ц}$ – сечение кольцевого канала между поршневым кольцом и внутренней поверхностью цилиндра, f_{r1} – сечение радиальной щели с торцевым зазором между поршневым кольцом и боковой поверхностью поршневой канавки, f_3 – сечение канала, образованного зазором в замке кольца.



Щели, совокупность сечений которых представлена в формуле (3.5) являются источниками негерметичности рабочей камеры. Разгерметизация уплотнений в данном случае вызвана перекладкой колец [4, 2].

Сведения о герметичности уплотнений машин объемного действия в отечественной литературе отражены в недостаточной мере.

Уплотнительные узлы зачастую комплектуются одинаковыми по конструкции уплотнительными кольцами, что не всегда является подходящим решением, а их

Рис.3.5 Схема течения газа через кольцевое уплотнение [16]

количество рассчитывается по известным формулам. Данные обстоятельства позволяют планировать более тщательные методики расчета [16].

Одной из основных проблем при проектировании поршневого уплотнения является неравномерное распределение давления на кольцах, которое провоцирует неравномерный износ колец и преждевременный выход из строя отдельных из них.

3.2.2 ЗАДАЧА О ТЕЧЕНИИ ГАЗА В УЗКОЙ ОСЕВОЙ КОЛЬЦЕВОЙ ЩЕЛИ, РАСПОЛОЖЕННОЙ МЕЖДУ СООСНЫМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

В источнике [14] профессор Ден Г.Н. подробно рассматривает примеры вывода упрощенных дифференциальных уравнений для течения в узких щелях и пограничных слоях – в радиальной щели, у поверхности диска и в кольцевой щели.

Особый интерес, по теме данной выпускной квалификационной работы, представляет п.3 [14, с. 102 – 111], в котором представлена постановка задачи о течении газа в узкой кольцевой щели, расположенной между соосными цилиндрическими поверхностями. Рассмотрим данную задачу далее.

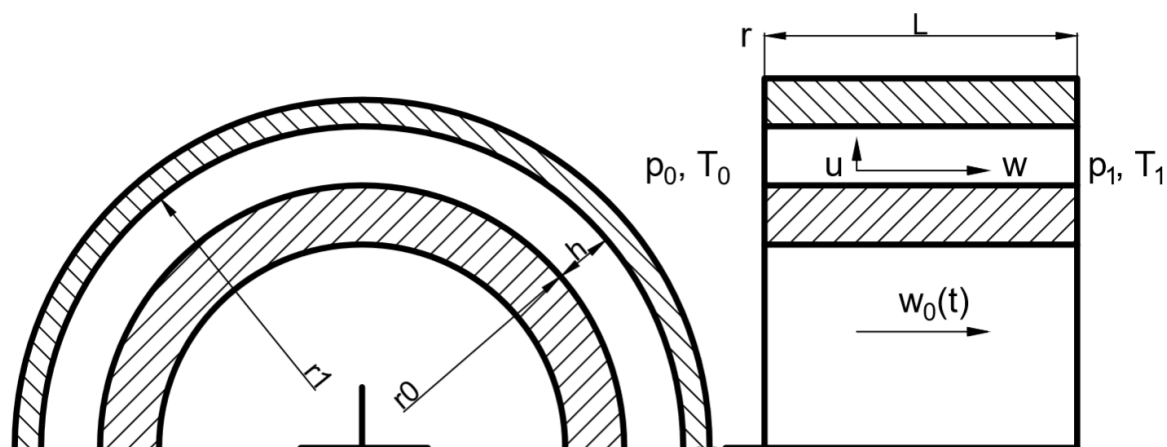


Рис. 3.6 Схема кольцевой щели

Пусть кольцевая щель (рис. 3.6) имеет осевую протяженность $L \gg h$, радиус внутреннего цилиндра r_0 , радиус наружного цилиндра $r_1 = r_0 + h$. Поток будем полагать осесимметричным и незакрученным, имеющим осевую составляющую скорости w и радиальную составляющую u , при окружной составляющей $v = 0$. Заданы параметры газа во входном сечении щели: начальное давление газа p_0 , начальная температура газа T_0 , динамическая вязкость газа μ_0 , теплопроводность

λ_0 при $z = 0$ и давление в выходном сечении p_L при $z = L$. ρ – плотность газа. Все дифференциальные уравнения записываются в цилиндрической системе координат, течение полагаем стационарным.

Решение задачи начнем с оценки порядка членов всех дифференциальных уравнений с целью отбросить малые величины.

При осесимметричном нестационарном течении уравнение неразрывности в нашем случае удобно записать в виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial z} + \frac{\rho u}{r} = 0. \quad (3.6)$$

Введем обезразмеривающие масштабы для всех величин: t_0, r_0, L, U, W и ρ_0 и соответствующие безразмерные величины, помеченные чертой сверху. Заменяем переменную r на новую переменную x , положив $r = r_0 + x$, приняв в качестве масштаба для x величину $h = r_1 - r_0$ и введя $\bar{x} = \frac{x}{h}$. Тогда $\bar{r} = 1 + x/r_0 = 1 + \bar{x}h/r_0$,

$\frac{\partial}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x}$, $0 \leq \bar{x} \leq 1$ и уравнение неразрывности можно записать так:

$$\frac{\rho_0}{t_0} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{t}} + \frac{\rho_0 U}{h} \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u})}{\partial \bar{x}} + \frac{\rho_0 W}{L} \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{\omega})}{\partial \bar{z}} + \frac{\rho_0 U}{r_0} \frac{\bar{\rho} \bar{u}}{1 + \frac{h}{r_0} \bar{x}} = 0. \quad (3.7)$$

Если $\frac{h}{r_0} \ll 1$, то $1 + \frac{h}{r_0} \bar{x} \sim 1$. Разделим все члены уравнения на $\frac{\rho_0 U}{h}$, тогда:

$$\frac{h}{t_0} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u})}{\partial \bar{x}} + \frac{hW}{LU} \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{\omega})}{\partial \bar{z}} + \frac{h}{r_0} \bar{\rho} \bar{u} = 0. \quad (3.8)$$

Потребуем, чтобы \bar{u} и $\bar{\omega}$ имели одинаковый порядок. Для этого выберем масштабы U и W так, чтобы $hW = LU$ или $U = (h/L)W = \varepsilon W$, причем у нас $\varepsilon = h/L \ll 1$.

При таких условиях $\frac{h}{(t_0 U)} = \frac{L}{(t_0 W)} = Sh$ – число Струхала. Отбросив последний член уравнения, как малый по сравнению с остальными членами, получаем:

$$Sh \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u})}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{\omega})}{\partial \bar{z}} = 0. \quad (3.9)$$

Полученное уравнение неразрывности (3.9) приобрело такой же вид, как в случае плоской щели при использовании декартовых координат x и z . Такой результат является следствием малости ширины щели по сравнению с радиусами кривизны цилиндрических поверхностей.

Продольная составляющая скорости газа ω может быть при больших разностях давлений $p_0 - p_L$ или малых соотношениях p_L/p_0 соизмерима со скоростью звука в газе a_s и тогда можно принять $W = a_s$. Если внутренняя цилиндрическая поверхность представляет собой поверхность движущегося поршня, то масштаб времени t_0 можно выбрать из условия что L/t_0 – это средняя скорость поршня. При малой скорости поршня число Струхала Sh будет малой величиной и нестационарное движение газа в щели можно рассматривать как стационарное, отбросив в уравнении неразрывности его первый член. Тогда:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial z} = 0, \quad (3.10)$$

а в размерном виде:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial z} = 0. \quad (3.10)$$

На стр. 104 –105 [14] автор необходимые математические преобразования и представляет уравнение движения газа в проекции на радиальное направление в виде:

$$\varepsilon^3 Re \bar{\rho} \left(Sh \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \omega \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\varepsilon^3 Re Eu \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \varepsilon^2 O, \quad (3.11)$$

Из этого уравнения следует, что левая часть и последний член в правой части по крайней мере в ε^2 раз меньше первого члена в правой части. Это позволяет полагать величину $\frac{\partial \bar{p}}{\partial x}$ малой порядка ε^2 и в дальнейшем считать, что $\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = 0$, $\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} = \frac{d \bar{p}}{d z}$. Данные обстоятельства позволяют сделать вывод о том, что давление газа можно считать неизменным по ширине узкой щели (или тонкого пограничного слоя около твердой поверхности).

3.2.3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В УПЛОТНЕНИИ ПОРШНЯ КОЛЬЦАМИ

Особенность математического моделирования рабочих процессов в поршневых компрессорах — непрерывное воспроизведение изменений всех параметров состояния рабочего тела в рабочих полостях и динамики движения рабочих и распределительных органов посредством вычисления последовательности чисел,

выражающих эти параметры, на ЭВМ. Математическое моделирование отличается от расчета. Если при расчете определяется численное значение какого-либо параметра, какой-либо характеристики или размера, то при математическом моделировании непрерывно и одновременно воспроизводится множество параметров рабочего процесса (В простейших случаях это может быть непрерывное воспроизведение одного параметра. Например, при моделировании индикаторной диаграммы — это последовательное воспроизведение значений давления газа в цилиндре) [15].

Метод физического моделирования является способом получения наиболее точных расчетных параметров при проектировании поршневых уплотнений. Однако постановка эксперимента требует дополнительных финансовых издержек, время- и трудозатрат. В связи с этим данный метод уступает методу математического моделирования и расчету в программных комплексах с использованием ЭВМ [15].

Математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами основана на использовании уравнений термодинамики переменной массы. Компрессорный цикл в цилиндре происходит за время поворота коленчатого вала на 2π . Этот угол разбивают на z участков $\Delta\varphi = 2\pi/z$, и задаются произвольно начатыми условиями параметров газа при угле поворота $\varphi = 0$ по всему уплотнению. Определяем изменение параметров газа в межкольцевых объемах при повороте на угол $\Delta\varphi$ (в разностном виде для двух соседних точек j и $j+1$), используя уравнения:

$$\Delta U_{s(j+1)} = [\omega \Delta Q_s / \Delta\varphi + i_{s-1} \bar{m}_{s-1} - i_s \bar{m}_s]_j (\Delta\varphi / \omega); \quad (3.12)$$

$$\Delta m_{s(j+1)} = (\bar{m}_{s-1} - \bar{m}_s)_j (\Delta\varphi / \omega); \quad (3.13)$$

$$U_{s(j+1)} = U_{s(j)} + \Delta U_{s(j+1)}; \quad (3.14)$$

$$m_{s(j+1)} = m_{s(j)} + \Delta m_{s(j+1)}; \quad (3.15)$$

$$p_{s(j+1)} = (k - 1) (U_{s(j+1)} / V_s); \quad (3.16)$$

$$T_{s(j+1)} = p_{s(j+1)} V_s / m_{s(j+1)} R, \quad (3.17)$$

где ΔU_s , Δm_s — изменение внутренней энергии газа в межкольцевом пространстве с номером s и масса газа в нем; \bar{m}_s — расход газа из цилиндра в

уплотнение ΔQ_s – теплообмен газа со стенками за время поворота вала на $\Delta\varphi$; $p_{s(0)}$, $T_{s(0)}$, $U_{s(0)}$, $m_{s(0)}$ – начальные давления, температура, внутренняя энергия и масса газа в межкольцевом пространстве с номером s [4].

Решаем задачу методом последовательных приближений. Счет начинается обычно с положения поршня в наружной мертвой точке, когда объем цилиндра минимальный. Переход от участка к участку происходит до увеличения угла поворота вала на $\Delta\varphi$.

Граничными условиями для расчета являются давление газа по обе стороны уплотнения. В ступенях с тронковым поршнем давление за уплотнением равно атмосферному. С целью упрощения расчета давление в цилиндре принимается при всасывании постоянным, равным его значению перед всасывающим патрубком, а при нагнетании – после нагнетательного патрубка, т.е. давлениям, указанным в задании на проектирование. Давление в процессе сжатия и расширения принимается изменяющимся по адиабатному закону.

В одноступенчатых компрессорах с дисковым поршнем по обе стороны уплотнения имеются рабочие камеры. Изменения давления в них будут соответствовать схематизированным диаграммам, т.е. состоять из двух адиабат и двух изобар. Но эти диаграммы будут смещены относительно друг друга на угол поворота коленчатого вала, равный π .

3.3 ДЕЙСТВИЕ ГАЗОВЫХ СИЛ НА ПОРШНЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

3.3.1 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ДЕЙСТВИЯ ГАЗОВЫХ СИЛ НА ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО. ДЕФОРМАЦИЯ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ГАЗОВЫХ СИЛ

Кольцевая щель в паре «поршневое кольцо-зеркало цилиндра» представляется в виде $f_u = \pi D_u \delta_r$. В предлагаемой расчетной схеме действия газовых сил на поршневое кольцо (рис. 3.4) давление газа на входе в щель $p_1 = const$ действует на верхнюю и левую (внутреннюю) грани уплотнения. При протекании газа через зазор δ_r давление p_1 падает и на выходе из щели принимает значение p_2 , поэтому характер распределения давления на правую (наружную) грань кольца

является линейным. При такой комбинации распределения давлений по граням кольца, становится очевидным уменьшение зазора на некоторую величину Δd , которую необходимо учесть при анализе массообмена через уплотнение.

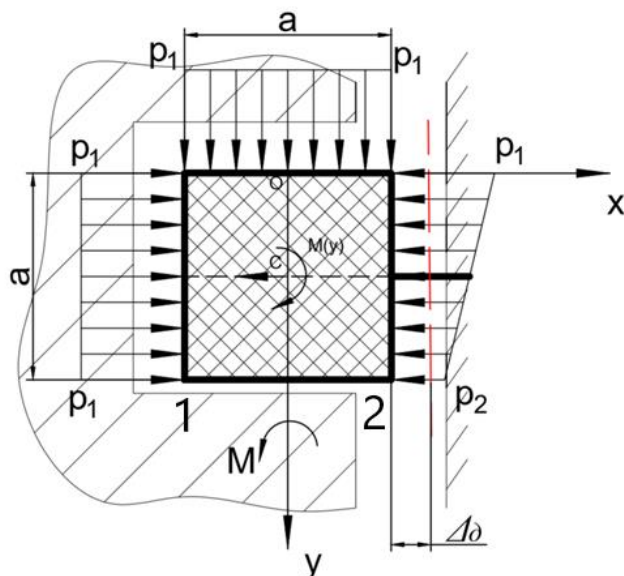


Рис.3.7 Схема к расчету деформации поршневого кольца под действием газовых сил [16].

Рассмотрим адекватность применения выражения (3.5) для проектирования поршневого уплотнения с учетом течения газа через него. Данная формула справедлива для расчетов при компоновке уплотнительного узла из металлических колец. Величина модуля упругости при сжатии E , например, для чугуна марок СЧ30...СЧ35 составляет $14000...15500 \text{ кгс/мм}^2$ [17] ($\sim 1,37 \times 10^5...1,52 \times 10^5 \text{ МПа}$). В случае исполнения кольца из неметаллических материалов, например, из самосмазывающейся фторолоновой композиции Графелон-10, значение E составит $0,34 \times 10^{-3} \text{ МПа}$ [8]. Таким образом, кольцо из Графелона-10, имея гораздо меньшее значение модуля упругости, под действием газовых сил, будет деформироваться. В соответствии со схемой, изображенной на рис. 3.4, деформация способствует изменению размеров сечения кольцевого канала f_u , а именно его уменьшению. Отсюда следует, что для анализа процессов массообмена в уплотнении поршня неметаллическими кольцами (из материалов с относительно низким значением

модуля упругости на сжатие E) формула (3.5) в текущем виде не совсем корректна и нуждается в поправке.

Для определения величины деформации дадим пояснения к схеме рис.3.7:

- в сечении 1-2 кольцо имеет жесткую заделку;
- при $y=a \rightarrow x=a$; при $y=a \rightarrow \frac{dx}{dy} = 0$.

Запишем уравнения статики:

$$\sum X = -X + p_1 \cdot a - p_2 \cdot a - \frac{p_1 - p_2}{2} \cdot a = 0; \quad (3.18)$$

$$\sum Y = -Y + p_1 \cdot a = 0; \quad (3.19)$$

$$\sum M_O = M - X \cdot a + p_1 \cdot \frac{a^2}{2} - p_2 \cdot \frac{a^2}{2} - \frac{p_1 - p_2}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{a}{3} = 0. \quad (3.20)$$

Определим опорные реакции, действующие в сечении 1-2 на единицу длины кольца:

$$X = \frac{p_1 - p_2}{2} \cdot a; \quad (3.21)$$

$$Y = p_1 \cdot a; \quad (3.22)$$

$$M = (p_1 - p_2) \cdot \frac{a^2}{6}. \quad (3.23)$$

Тогда, перерезывающая сила $Q(y)$:

$$Q(y) = \frac{p_1 - p_2}{2} \cdot \frac{y^2}{a}. \quad (3.24)$$

Изгибающий момент $M(y)$:

$$M(y) = \frac{p_1 - p_2}{6} \cdot \frac{y^3}{a}. \quad (3.25)$$

Прогиб кольца определяется с помощью дифференциального уравнения изогнутой оси:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M \quad (3.26)$$

После интегрирования (3.26) и преобразований, получим:

$$x(y) = (p_1 - p_2) \frac{y^5 - 5a^4 \cdot y + 4a^5}{10Ea^4} \quad (3.27)$$

Проведя расчет деформации кольца, можно ввести уточнение в формулу (3.5), в соответствии с которым щель в уплотнительном узле в данном случае принимает значение:

$$f_{щ} = \pi D_{ц} (\delta_r^* - x). \quad (3.28)$$

Внесенное уточнение в методику расчета позволяет наиболее точно анализировать процессы массообмена в межкольцевых пространствах уплотнительного узла ступени ПК при его проектировании [16].

3.3.2 ИЗМЕНЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРОГИБА ПО ВЫСОТЕ ПОРШНЕВОГО КОЛЬЦА (НЕПОСТОЯНСТВО УСЛОВНОГО ЗАЗОРА В ПАРЕ «ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО-ЗЕРКАЛО ЦИЛИНДРА»)

Основные положения, рассмотренные в п. 3.3.1 данной работы отражают необходимость учета влияния высоты поршневого кольца h_k и величины условного зазора δ_r на распределение давления газа по высоте кольца в случае их неметаллического исполнения.

В таком случае имеет место ввести зависимость изменения величины зазора между наружной гранью поршневого уплотнения и стенкой цилиндра компрессора δ_r и прогибом самого кольца x . Введение такой зависимости (рис. 3.8) количественно представит изменение переменного зазора в паре «поршневое кольцо-зеркало цилиндра».

Воспользовавшись выражением (3.28) были рассчитаны прогибы $x(y)$ при различных перепадах давления Δp . Рассматривалось поршневое кольцо из Графелона-10 со значением $E=0,34 \times 10^{-3}$ МПа, $h_k=10,0$ мм, $b_k=10,0$ мм.

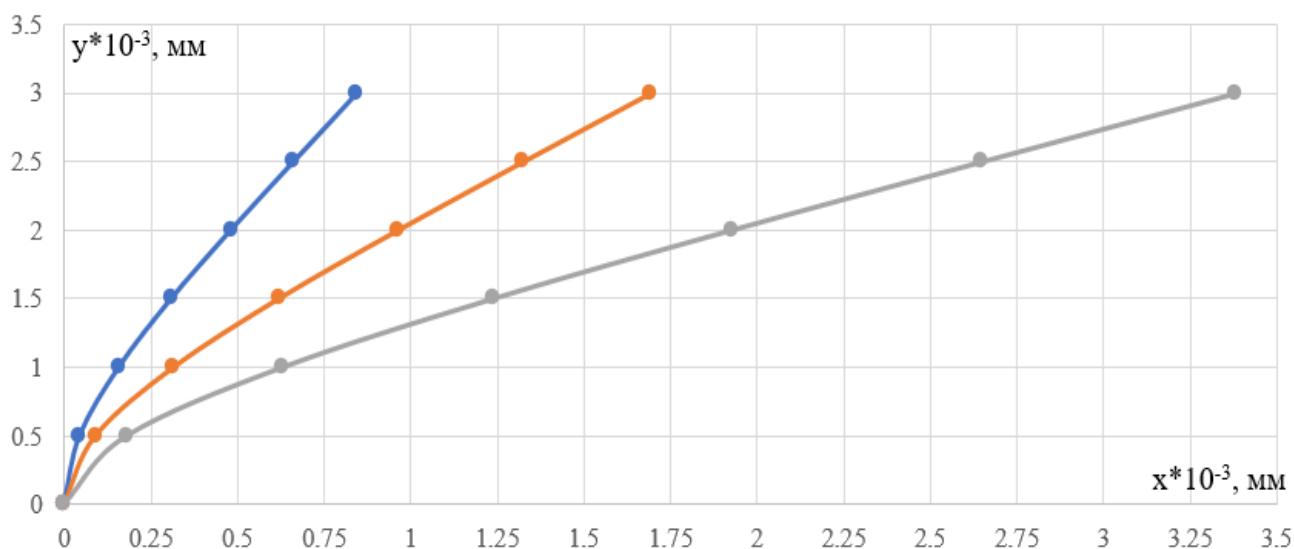


Рис. 3.8 Расчет прогиба x по оси y при разных значениях Δp

— при $\Delta p = 0,25 \text{ МПа}$; — при $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$;
 — при $\Delta p = 1 \text{ МПа}$.

Таким образом, зазор в щелях поршневого уплотнения в случае его неметаллического исполнения, является переменным.

Выполним расчет деформации поршневого кольца 1 и 2 ступени сжатия компрессора по принятой методике расчета и в программном комплексе ANSYS.

ANSYS – это многоцелевой пакет программ для численного моделирования физических процессов и явлений в области прочности, гидро-газодинамики, теплофизики, электромагнетизма, акустики [50]. Комплекс базируется на методе конечных элементов и эффективен по своему инструментарию, приемлем для проектирования поршневых уплотнений и компрессоростроения в целом [7].

Графические материалы расчета деформаций поршневых колец в модуле Static Structural программы ANSYS представлены в приложении 2.

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.2:

Таблица. 3.2 Расчет деформации поршневого кольца

№ ступени сжатия, действующее давление p	Деформация поршневого кольца, мм					Величина зазора δ_r , мм
	Ступень 1, $P=0.2828$ МПа		Величина зазора δ_r , мм	Ступень 2, $P=0.8$ МПа		
	Материал поршневого кольца	Чугун (СЧ30)		Фторопласт (Графелон-10)	Чугун (СЧ30)	
Принятая методика расчета	$9.5361e^{-6}$	0,00089	0,0023	$1,4255e^{-5}$	0,0019	0,0014
Расчет в ANSYS	$7.2175 e^{-6}$	0,00060953		$1,1969e^{-5}$	0,001012	

Полученный материал (табл.3.2) позволяет сделать вывод, что результаты расчета на базе ANSYS и принятой методике качественно совпадают, так как величина деформации поршневого кольца в обоих случаях имеет одинаковый порядок. Также стоит отметить, что величина прогиба не превосходит величину зазора между зеркалом цилиндра и поршневым кольцом, которую находят по эмпирической зависимости, рекомендованной в [48]:

$$\delta_r = D_{ц} * 10^{-5} \text{ мм} \quad (3.29)$$

3.3.3 АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕПАДОВ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА Δp НА ПОРШНЕВЫХ КОЛЬЦАХ

Проблема неравномерного перепада давлений газа Δp на поршневых кольцах рассматривалась в ряде работ [19 – 23] и др.

В п. 3.1 настоящей работы при подборе количества уплотнительных колец для 1-й ступени сжатия рассматриваемого компрессора по разным источникам предлагается укомплектовать поршень 2 или 3 неметаллическими уплотнительными кольцами. В данном случае является целесообразным выяснить оптимальное количество колец по результатам проведения анализа текущих значений p и Δp в камерах уплотнительного узла.

Для проведения исследования течения газа в уплотнительном узле ступени компрессора возможно использование программы КОМДЕТ. Прикладная программа расчета КОМДЕТ была разработана научной группой профессора И. К. Прилуцкого, она предназначена для изучения рабочих процессов, протекающих в машинах объемного действия, прогнозирования интегральных и текущих параметров компрессионных и детандерных ступеней, поиска и обоснования «оптимальных» технических решений на стадии проектирования новых или модернизации существующих компрессионных и расширительных машин [23].

Программа адаптирована для получения следующих параметров газа в межкольцевом пространстве уплотнения: давление p и температура T на входе в щели, расход газа M , перепад давления на поршневых кольцах Δp . При расчете возможен выбор конструктивных параметров уплотнения и анализ интересующих параметров газа в уплотнительном узле при его различных вариантах [7]. Исследование динамики потоков газа в уплотнительном узле проводилось методом численного эксперимента с использованием программы КОМДЕТ.

Результаты проведенного исследования обобщены в графической форме на рис. 3.9:

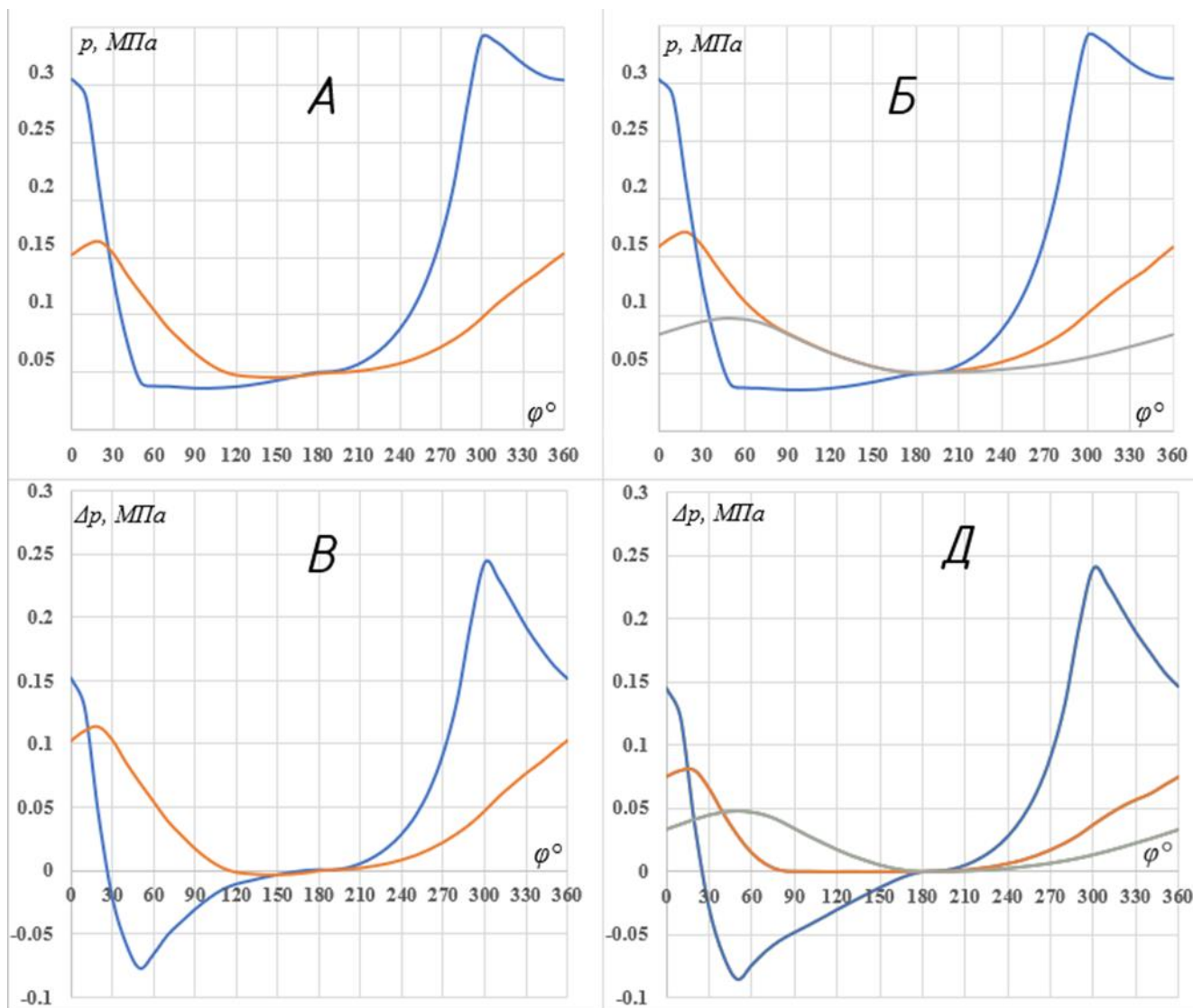


Рис. 3.9 Текущие значения давления p (А, Б) и перепада давлений Δp (В, Д) в случае комплектации поршня двумя уплотнительными кольцами: А, В; тремя уплотнительными кольцами: Б, Д.

- - полость цилиндра (перед входом в щель кольца №1);
- - полость межкольцевого объема между кольцами №1 и №2;
- - полость межкольцевого объема между кольцами №2 и №3.

На рис. 3.9 А и Б, текущие значения p для колец №1 и №2 практически идентичны, что говорит об отсутствии необходимости в установке третьего поршневого кольца; Аналогичная ситуация наблюдается на рис. 3.9 В и Г, значения Δp на кольцах №1 совпадают. За счет добавления кольца №3, кривая Δp кольца №2 «сглаживается», по сравнению с данными рис. 4 В, в незначительной мере.

Сравним сохранение герметичности рассматриваемой ступени компрессора при 2 и 3 уплотнительных кольцах поршня. Увеличение размеров условного радиального зазора δ_r^* и зазора в замке кольца Δ_3 предполагается в результате износа колец в процессе эксплуатации компрессора. Степень износа ψ считаем предельно допустимой и задаем как $\psi \leq \Delta b_k / b_k$ [33]. Данные для дальнейшего расчета в соответствии со степенью износа представлены в таблице 3.3:

Таблица 3.3 Изменение зазоров в уплотнении 1-й ступени компрессора

Степень износа ψ	Условный радиальный зазор (текущий) δ_r^* , мкм	Зазор в замке Δ_3 , мм
0	0,23	0,4
0,083	2,11	2,2
0,167	3,39	4,1
0,250	4,44	5,9
0,333	5,59	7,7

Графики на рисунке 3.10 построены с учетом внесения в программу расчета данных табл.3.3.

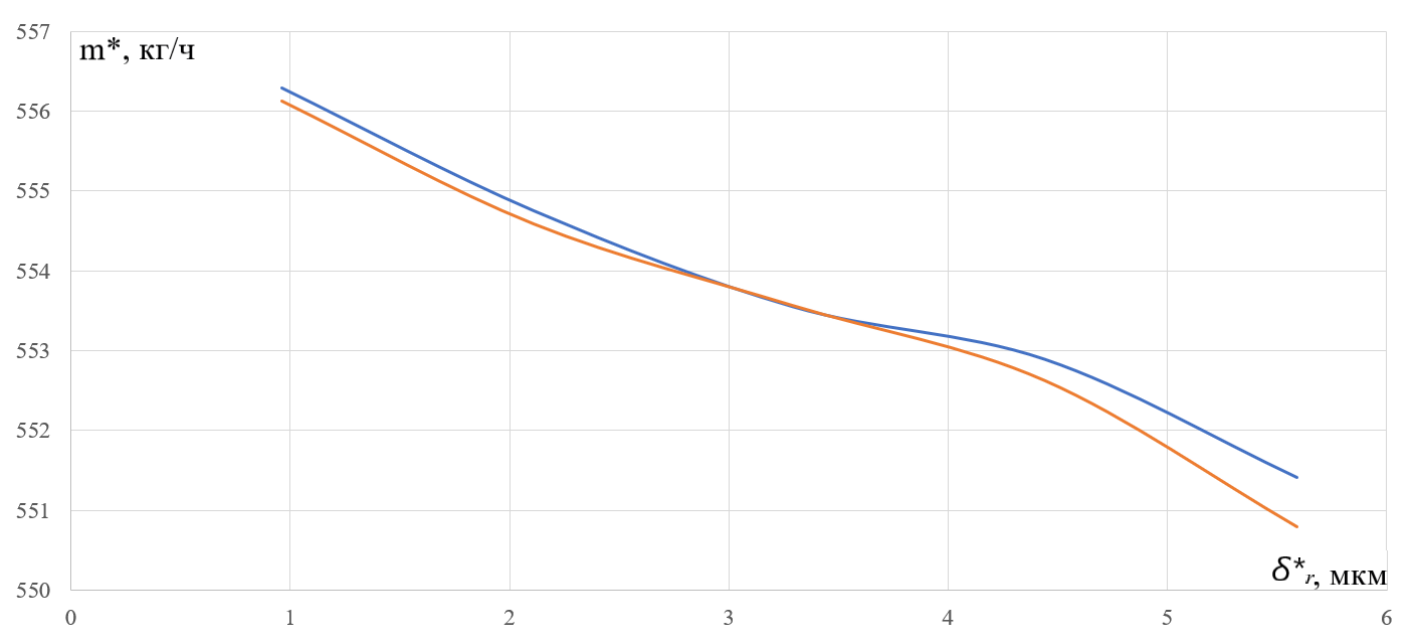


Рис.3.10 Зависимость массовой производительности m^* от величины условного радиального зазора δ_r

- - количество уплотнительных колец – 3;
- - количество уплотнительных колец – 2.

График рис.5 показывает, что увеличение числа колец в данном случае повышает герметичность ступени компрессора в малой с степени, при $\psi = 0$ не более 0,03% (0,16 кг/ч) и при предельно допускаемой степени износа $\psi = 0,33$ не более 0,11% (0,68 кг/ч). Однако добавление дополнительных колец приводит к увеличению затрат энергии на преодоление трения и увеличению осевых габаритных размеров поршня.

В результате оценки данных рис. 3.9 и рис. 3.10 можно прийти к выводу о целесообразности использования числа уплотнительных поршневых колец $z_k=2$.

3.4 РАСЧЕТ СИЛ И РАБОТЫ ТРЕНИЯ В ПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

При проектировании поршневых компрессоров очень важно иметь математический аппарат, позволяющий рассчитывать уплотнительный узел ЦПГ. Это позволяет оценить такие параметры, как затраты работы на трение и собственно силы трения, что в совокупности с путем пробега уплотнения позволит рассчитать в первом приближении и износ уплотняющих элементов и обоснованно назначать межремонтный пробег. Силы трения в уплотнении возникают от действия давления газов на кольцо (85%) и от сил упругости колец (15%) [4, 24 – 27].

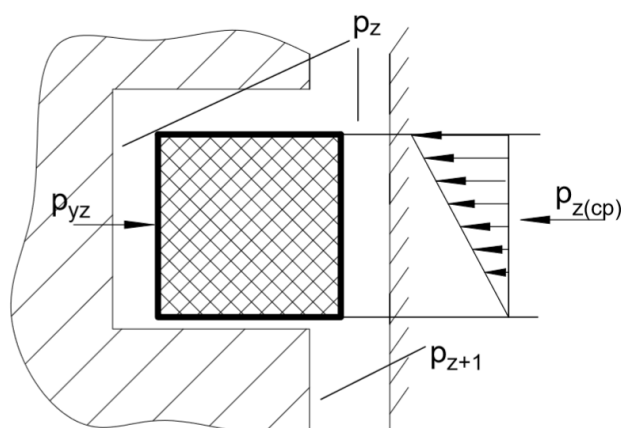


Рис.3.11 Схема к расчету сил и работы трения в поршневом уплотнении

Уравнение для определения величины работы трения L_K в кольцевом уплотнении имеет вид [25]:

$$L_k = \sum_{z=1}^n \int_0^{2S} F_{\text{тр}(z)}(S) * dS, \quad (3.29)$$

где n – число колец в поршневом уплотнении; $F_{\text{тр}(z)}(S)$ – функция зависимости силы трения $F_{\text{тр}(z)}(S)$ z – го кольца от хода поршня, которая определяется в виде [29]:

$$F_{\text{тр}(z)}(S) = f_{\text{тр}} * (W_z(S) + p_{yz}), \quad (3.30)$$

где $W_z(S)$ – функция зависимости усилия W_z , действующего на z -е уплотнительное поршневое кольцо в направлении контакта с зеркалом цилиндра под действием переменного перепада давления на кольце, от хода поршня S , P_{yz} – усилие пружины (экспандера) z -го поршневого кольца или усилие упругости самого кольца, $P_{yz} = \text{const}$ для каждого кольца и не зависит от положения поршня во время его движения, $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения кольца о зеркало цилиндра.

В уравнении (3.30) неизвестной величиной является $W_z(S)$, которую для кольца прямоугольного сечения можно выразить следующим образом [29]:

$$W_z(S) = p_z(S) * A_{\text{нв}} - p_{z(\text{cp})}(S) * (A_H - A_{\phi}(S)), \quad (3.31)$$

где $P_z(S)$ – функция зависимости давления P_z в закольцевом объеме от хода поршня, $P_{z(\text{CP})}(S)$ – функция зависимости среднего давления $P_{z(\text{CP})}$ в зазоре между z -тым поршневым кольцом и зеркалом цилиндра от хода поршня, A_H – номинальная (общая) площадь контакта поверхности кольца, контактирующая с зеркалом цилиндра, $A_{\phi}(S)$ – зависимость фактической площади контакта A_{ϕ} от хода поршня, $A_{\text{нв}}$ – площадь поверхности кольца, обращенная в сторону канавки поршня. Разность площадей A_H и $A_{\phi}(S)$, умноженная на среднее давление в зазоре между кольцом и зеркалом цилиндра, дает усилие, отжимающее кольцо от зеркала цилиндра.

В том случае, когда имеет место пластическая деформация в зоне трения поверхностей кольца и зеркала цилиндра, фактическая площадь контакта может быть определена несколько иначе. В источниках [28,29] даются рекомендации по расчету A_H , $W_z(S)$, $P_z(S)$ в данном случае.

Однако, при работе на низких и средних давлениях газа, наиболее часто применяемых в промышленности и бытовых установках, а также при использовании достаточно широких (вдоль образующей цилиндра) колец деформация в контакте не доходит до пластического состояния и носит упругий или упругопластический характер. В этом случае при расчете фактического давления между двумя трущимися шероховатыми поверхностями можно допустить, что они имеют одинаковый микрорельеф, поскольку на рабочей поверхности кольца, изготовленного из менее твердого по сравнению с цилиндром материала, будет воспроизводиться микрорельеф, близкий по своим характеристикам к микрорельефу зеркала цилиндра. Можно также предположить, что если условия контакта близки к упругим, и в результате приработки трущихся поверхностей фактическая площадь контакта становится максимальной, то при малых и средних давлениях и повторных нагружениях будет иметь место в основном упругое взаимодействие поверхностей. Тогда для определения фактического давления P_{ryz} при упругом контакте двух поверхностей, имеющих одинаковые параметры шероховатости возможно применение уравнения [31]:

$$p_{ryz}(S) = \frac{0.61 * \left(\frac{R_a}{r_s}\right)^{0.43} * (p_{Cz}(S))^{0.14}}{\left(\frac{1-\mu_{P1}^2}{E_1} - \frac{1-\mu_{P2}^2}{E_2}\right)^{0.86}}, \quad (3.32)$$

где $p_{Cz}(S)$ - функция, описывающая зависимость контурного давления p_{Cz} от хода поршня, R_a и r_s - среднеарифметическое отклонение профиля микронеровностей поверхности зеркала цилиндра и радиус закругления выступов микрорельефа, $\mu_{P1,2}$ и $E_{1,2}$ - коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов поршневого кольца и гильзы цилиндра.

Учитывая, что после приработки колец и зеркала цилиндра макроискажения в зоне контакта становятся пренебрежимо малыми, можем записать равенство $p_{Cz}(S)$ в виде:

$$p_{Cz}(S) = \frac{W_z(S)}{A_H}, \quad (3.33)$$

Поскольку величину A_ϕ при упругом контакте определяют как произведение числа пятен контакта на их площадь [30, 31], будет справедливо следующее выражение:

$$A_\phi(S) \sim A_H * \frac{p_{cz}(S)}{p_{ryz}(S)} = \frac{W_z(S)}{P_{ryz}(S)}. \quad (3.34)$$

В соответствии с (3.34) и (3.31) можно записать уравнение для определения усилия, действующего в направлении упругого контакта:

$$W_z(S) = \frac{A_H * (p_z(S) - p_{z(ср)}(S))}{1 - \frac{p_{z(ср)}(S)}{p_{ryz}(S)}}. \quad (3.35)$$

Принимая во внимание (3.34), (3.31) и (3.35) определение величины $W_z(S)$ можно производить путем решения следующего нелинейного алгебраического уравнения:

$$W_z(S) = \frac{A_H * (p_z(S) - p_{z(ср)}(S))}{1 - (1.64 * \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} - \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^{0.86} * \left(\frac{r_s}{R_a} \right)^{0.43} * \left(\frac{W_z(S)}{A_H} \right)^{0.14}}. \quad (3.36)$$

Использование данного расчета поршневого самосмазывающегося уплотнения позволяет рассчитать силы, действующие на уплотнитель, и при известной закономерности износа от сил и пробега уплотнения определить сроки межремонтного обслуживания уплотнительного узла.

Потери на преодоление трений поршня и поршневых колец в компрессорах со смазкой составляют 60—70 % от суммарных потерь на преодоление трений поршневого компрессора [4]. Силы трения в уплотнении возникают от действия давления газов на кольцо (85 %) и от сил упругости колец (15 %). Они создают радиальное давление колец на стенку цилиндра, которое определяется по формуле:

$$p'_A = p_c + 0,5\Delta p_d, \quad (3.37)$$

где p_c — давление от сил собственной упругости колец;

p_d — перепад давления на кольце.

Суммарное давление колец всего уплотнения, состоящего из z колец, в упрощенных расчетах будет определяться формулой:

$$p_A = zp_c + 0,5(p_{\text{ц}} - p_a), \quad (3.38)$$

где $p_{\text{ц}}$ — среднецикловое давление газа в цилиндре;

p_a — давление за уплотнением.

Тогда сила трения в уплотнительном узле с числом колец z будет равна:

$$T_s = \sum_1^s \mu p_A = \mu z \pi D h (p_c + (p_{\text{ц}} - p_a)/2z), \quad (3.39)$$

где μ — коэффициент трения колец, осредненный для всех колец комплекта. Мощность, затрачиваемая на преодоление трений колец уплотнения, определится уравнением:

$$N_{\text{тр}} = 2T_s n \quad (3.40)$$

Коэффициент трения μ определяется из зависимости, справедливой для двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессоров

$$\mu = 2.15^3 \sqrt{\eta c_{\text{ср}} / n p_A}, \quad (3.41)$$

где $c_{\text{ср}}$ — средняя скорость поршня, м/с;

η — вязкость масла при рабочей температуре смазочного слоя, Па*с. Средний коэффициент трения поршня о втулку цилиндра составляет 0,06—0,085 [29].

Приведенные выше выкладки базировались на гипотезе, что для поршневых колец, работающих со смазкой, давление на кольцо со стороны цилиндра падает от p_1 до p_2 линейно. Практически падение давления происходит по некоторой кривой, характер кривизны которой зависит от многих факторов. С учетом этого рассмотрим работу уплотнения при отсутствии смазки цилиндров.

Удельная нагрузка на поверхности трения кольца, определяемая перепадом давления на кольце, может быть найдена из выражения:

$$\Delta p = \beta(p_1 - p_2)/2 \quad (3.42)$$

Здесь

$$\beta = 1,4k/\sqrt[3]{h^2}, \quad (3.43)$$

где k — экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий свойства материала, его шероховатость, характер контактирования между цилиндром и кольцом и режимы работы ступени компрессора (для различного типа графитов k — 1,0-3,0; для фторопластовых композиций k — 2,5-3,5).

Силу трения для поршневого кольца T_{TK} можно рассчитать по формуле

$$T_{\text{TK}} = \mu_{\text{T}}P, \quad (3.44)$$

где P — сила радиального (нормального) давления кольца на зеркало цилиндра; μ_{T} — коэффициент трения колец из фторопластовых композиций.

Преобразуя это уравнение и пренебрегая влиянием малых сил, запишем уравнение для средней силы трения колец поршневого уплотнения:

$$T_{\text{TK}} = \mu_{\text{T}}\pi\left(\frac{\beta(\bar{p}_{\text{ц}} - \bar{p}_{\text{к}})}{2} + zp_{\text{ц}}\right), \quad (3.45)$$

где $\bar{p}_{\text{ц}}$ и $\bar{p}_{\text{к}}$ — среднее индикаторное давление за цикл в цилиндре и за поршнем;

$p_{\text{ц}}$ — давление от сил упругости колец;

β — поправочный коэффициент (лежит в пределах от 0,28 до 0,32 для статического и кинетического трения).

Полученное уравнение может быть использовано для приближенного расчета средней силы трения. Значительную погрешность в этом уравнении вносит его член $\frac{\beta(\bar{p}_{\text{ц}} - \bar{p}_{\text{к}})}{2}$, который не отражает влияния действительного распределения перепадов давления по длине поршневого уплотнения на силу трения уплотнения.

Анализ экспериментальных данных по износу уплотнительных колец и расчетных по распределению давлений за кольцами показал, что при изменении уплотняемого перепада давления на поршневом кольце из наполненного фторопласта, его радиальный износ можно считать пропорциональным действующему перепаду давления. В свою очередь от уплотняемого перепада давления на кольце и скорости скольжения поршня $c_{\text{п}}$ зависит его температурный режим, что в совокупности приводит к увеличению износа колец комплекта на участках с повышенным перепадом давления.

Коэффициент трения наполненных фторопластовых материалов типа ФЧК20 с увеличением давления несколько снижается, но в большей степени увеличивается с ростом температуры в зоне трения. Повышение температуры приводит к прогрессивному увеличению износа колец, а очевидно и трения, поскольку показатель степени у параметра, характеризующего температуру кольца, больше единицы. Потери на трение уплотнения необходимо определять для каждого кольца уплотнения с учетом особенностей его работы, а затем их суммировать:

$$T_{\text{тр.у}} = \pi D h \Sigma \mu_{\text{тi}} \left(\frac{p_{\text{icp}} - p_{(i+1)}}{2} + p_{\text{ци}i} \right), \quad (3.46)$$

де p_{icp} — среднее индикаторное давление за цикл перед i -м кольцом.

Потери мощности на трение поршневых колец вычисляются по формуле:

$$N_{\text{тр}} = 2T_{\text{тр.у}} S n \quad (3.47)$$

Таким образом, мощность трения уплотнительных элементов представлена в табл.3.4:

Таблица 3.4 Расчетные значения мощности трения уплотнительных элементов

№ ступени сжатия	Мощность трения уплотнительных элементов $N_{тр}$, Вт			
	Ступень 1		Ступень 2	
Материал поршневого кольца	Чугун (СЧ30)	Фторопласт (Графелон-10)	Чугун (СЧ30)	Фторопласт (Графелон-10)
1 уплотнительное кольцо	55,564	97,278	48,909	117,893
2 уплотнительное кольцо	9,136	20,711	11,887	31,678
3 уплотнительное кольцо	-	-	45,635	98,416
Σ по комплекту	64,7	117,989	106,431	247,987

3.5 ВЛИЯНИЕ ПОДВИЖНОСТИ СТЕНКИ ЩЕЛИ НА ТЕЧЕНИЕ ГАЗА В РАДИАЛЬНОМ ЗАЗОРЕ "ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО – ЗЕРКАЛО ЦИЛИНДРА" КОМПРЕССОРА

Массообменные потери в ступени поршневого компрессора оказывают влияние на рабочий процесс. К ним относят внешние утечки – безвозвратные потери рабочей среды из газового тракта компрессора и перетечки – внутренние утечки газа из полостей с более высоким давлением в полости с более низким давлением. Утечки и перетечки отрицательно влияют на работу поршневого компрессора, уменьшая производительность ступени, увеличивая затраты мощности на компримирование рабочей среды и приводят к снижению коэффициента полезного действия машины в целом. Очевидно, что данные потери будут наблюдаться в уплотнительных узлах поршневого компрессора: утечки через сальниковые уплотнения, а в ряде случаев – через поршневые кольца, а также перетечки в самом уплотнении поршня кольцами.

Математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами основана на использовании уравнений термодинамики переменной массы и подробно рассмотрена в [4]. Также следует отметить, что в работах [20 – 22, 27 – 39] и др. производится, в том числе, анализ работы уплотнения поршня. Однако сведения об учете подвижности стенок, образующих радиальный канал в паре “поршень-цилиндр”, “поршневое кольцо-цилиндр”, в настоящее время в

отечественной литературе отсутствуют. Моделирование течения газа в подвижных каналах отражены в ряде работ [14, 40 – 47] для винтовых компрессоров и машин динамического действия. Для поршневых машин исследование влияния подвижности стенки при анализе массообмена остается актуальным.

Целью данного этапа исследования является определение отличий в характере течения газа в радиальной щели “поршневое кольцо-цилиндр” при движении поршня из положения верхней мертвой точки и изменении направления движения поршня – из нижней мертвой точки. Для достижения поставленной цели определена задача разработки методики расчета массообменных потерь через поршневое уплотнение, с учетом подвижности стенок, ограничивающих рассматриваемый радиальный канал.

Материалы и методы

Система дифференциальных уравнений, описывающих стационарное ламинарное течение реального газа в узкой сухой щели с неподвижными стенками после оценки малости порядка всех их членов и отбрасывания членов, имеющих малую величину по сравнению с остальными, с учетом обозначений на рис.3.12 может быть записана в следующем виде [14]:

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3.48)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad (3.49)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (3.50)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u i^*) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w i^*) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu u \frac{\partial u}{\partial z} + \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.51)$$

Примем: $i^* = i + \frac{1}{2} u^2$ (3.52)

Здесь: w, u – радиальная и осевая составляющие скорости газа в щели;
 p, ρ, T – давление, плотность и абсолютная температура; i – энтальпия;

μ и λ – динамическая вязкость и теплопроводность газа.

При решении принятой системы уравнений сделаны допущения:

1. Щель – радиальная с параллельными стенками, сухая.
2. Течение – стационарное ламинарное адиабатное.
3. Поперечная составляющая скорости в узкой щели w существенно меньше продольной составляющей u .
4. Стенки – неподвижны.

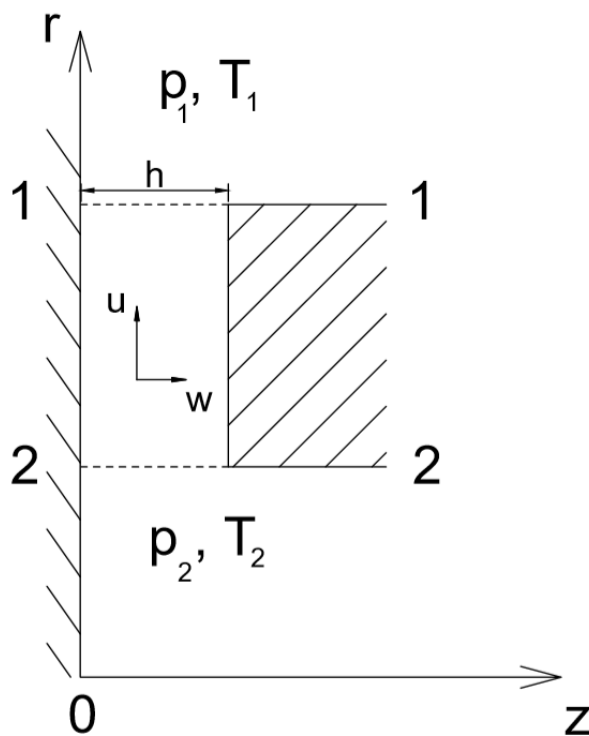


Рис.3.12 Схема радиальной щели

Рассмотрим подробнее ламинарное течение газа в зазоре, образованном двумя параллельными стенками, с учетом последнего допущения.

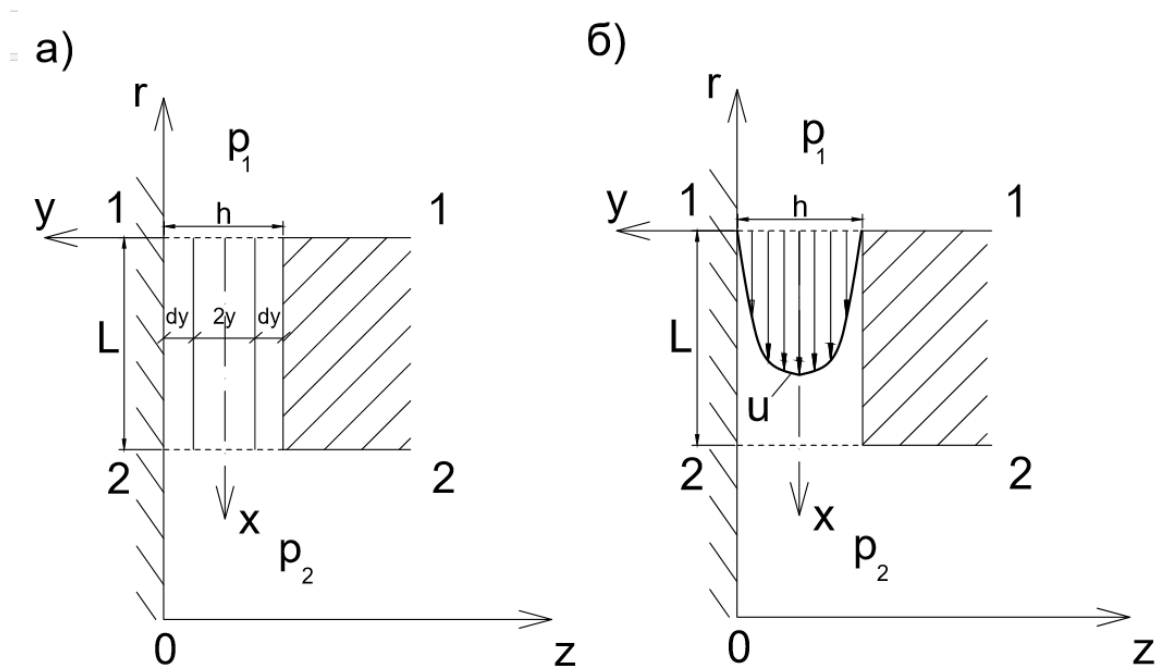


Рис. 3.13 Схема течения газа в радиальном зазоре

(без учета подвижности стенки):

а – расчетная схема; б – эпюра распределения скоростей

Возьмем для рассмотрения часть потока между двумя произвольными сечениями 1-1 и 2-2, расположенными на расстоянии L друг от друга (глубина зазора), и высотой зазора h . Обозначим высоту взятой части потока $2y$ (по y в обе стороны от оси x , проведенной вдоль потока на одинаковом расстоянии от ограничивающих стенок) (рис.3.13а). Шириной потока является площадь кругового кольца, заключенного между двумя концентрическими окружностями с радиусами R_1 – радиус цилиндра компрессора, R_2 – радиус поршневого кольца по наружной поверхности. В таком случае эпюра распределения скоростей газа без учета подвижности стенки будет соответствовать рис.3.13б.

Составим уравнение сил, действующих на выделенный объем, при его равномерном движении:

$$2yh (p_2 - p_1) = -\mu \frac{du}{dy} \pi (R_1^2 - R_2^2). \quad (3.53)$$

Приняв $h = 1$ и обозначив перепад давления в радиальной щели $p_2 - p_1 = \Delta p$, определим из выражения (3.53) приращение скорости, соответствующее приращению координаты dy :

$$du = -\frac{\Delta p}{\mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} y dy. \quad (3.54)$$

Проинтегрировав выражение (3.54), получим:

$$u = -\frac{\Delta p}{\mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} y^2 + C. \quad (3.55)$$

Граничными условиями для нахождения постоянной интегрирования C являются: $y = \frac{h}{2}$, $u = 0$. Тогда $C = \frac{\Delta p}{\mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} * \frac{h^2}{4}$ и формула распределения скорости

в щели примет вид:

$$u = \frac{\Delta p}{\mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right). \quad (3.56)$$

Используя формулу (3.56), определим расход газа \bar{V} , для чего возьмем две элементарные площадки размером dy , которые симметричны относительно оси x (рис.3.13а). Тогда расход составит:

$$d\bar{V} = \frac{\Delta p}{\mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} \int_0^{\frac{h}{2}} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) 2dy, \quad (3.57)$$

Из выражения (3.54) получим:

$$\bar{V} = \frac{\Delta p h^3}{12 \mu (R_1^2 - R_2^2)}. \quad (3.58)$$

На практике одна из стенок, образующих зазор (в нашем случае наружная поверхность уплотнительного кольца), перемещается параллельно другой стенке (зеркалу цилиндра) с некоторой скоростью c_n – скоростью поршня. Рассмотрев в таком случае безнапорное движение газа в щели (давление в зазоре по длине постоянно $\Delta p = 0$) можно сделать вывод о том, что подвижная стенка будет увлекать за собой некоторую часть газа (рис.3.14).

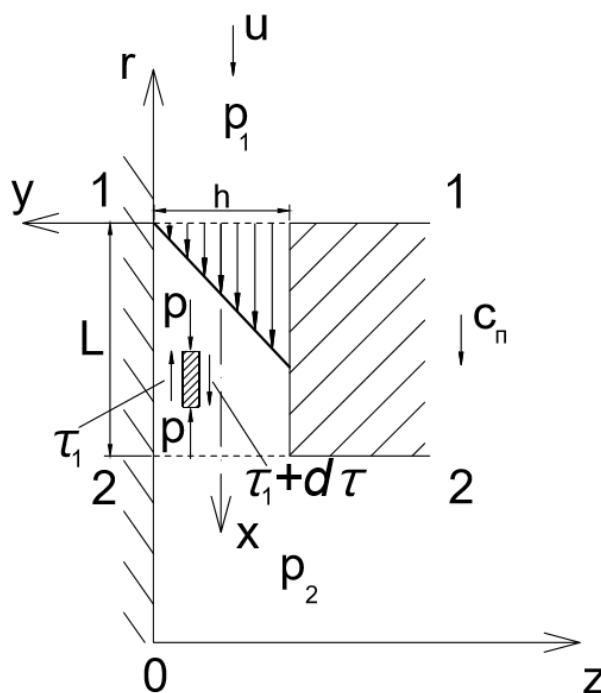


Рис.3.14 Эпюра распределения скоростей в зазоре с учетом подвижности одной из стенок при безнапорном движении

Выделим в произвольной части зазора прямоугольный элемент и рассмотрим действующие на этот элемент силы. Значения давления p на правую и левую грани равны. Для обеспечения равновесия сил необходимо соблюсти равенство касательных напряжений τ на верхнюю и нижнюю грани выделенного элемента, поэтому примем $\tau_2 = \tau_1 + d\tau$. Можно сделать вывод о том, что для расчетной схемы (рис.3.14) значение касательных напряжений будет иметь вид:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dy} = C. \quad (3.59)$$

Проинтегрировав выражение (3.59), получим:

$$u = -\frac{C}{\mu} y + C_1. \quad (3.60)$$

Постоянные интегрирования C и C_1 находятся из граничных условий: при $y = \frac{h}{2}$ $u = 0$ и при $y = -\frac{h}{2}$ $u = c_n$. В таком случае получим: $C = \frac{c_n \mu}{h}$ и $C_1 = \frac{c_n}{2}$. Формула распределения скорости u в щели и значения расхода газа через поршневое кольцо \bar{V} примут вид:

$$u = \left(0.5 + \frac{y}{h}\right) c_n. \quad (3.61)$$

$$\bar{V} = (0.5 c_n) h. \quad (3.62)$$

В процессе работы компрессора поршень совершает возвратно-поступательное движение, а также имеет место перепад давлений в радиальной щели. Данные обстоятельства необходимо учесть, а именно знакопеременное движение стенки (уплотнительного кольца) и напорный характер движения газа в рассматриваемом зазоре. Они будут влиять на распределение скорости газа в радиальной щели, а также на расход газа через поршневое кольцо.

Распределение скоростей найдем как сумму скоростей от действующих факторов, т.е. как сумму выражений (3.56) и (3.61):

$$u = \frac{\Delta p}{\mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \pm \left(0.5 + \frac{y}{h} \right) c_n. \quad (3.63)$$

Значение расхода определим аналогичным образом:

$$\bar{V} = \frac{\Delta p h^3}{12 \mu \pi (R_1^2 - R_2^2)} \pm (0.5 c_n) h. \quad (3.64)$$

Знаки “+” и “-” в выражениях (3.63) и (3.64) обусловлены тем, что возможны два варианта:

1. Направление движения стенки совпадает с направлением течения газа под действием перепада давления. Поршень движется из верхней мертвой точки к нижней мертвой точке. (рис.3.15а);
2. Движение поршня поменяло свое направление. Происходит “налипание” на наружную поверхность поршневого кольца, газ устремляется в цилиндр компрессора. Поршень движется из нижней мертвой точки к верхней мертвой точке (рис.3.15в).

На рис.3.15б изображен момент начала движения поршня из нижней мертвой точки к верхней мертвой точке.

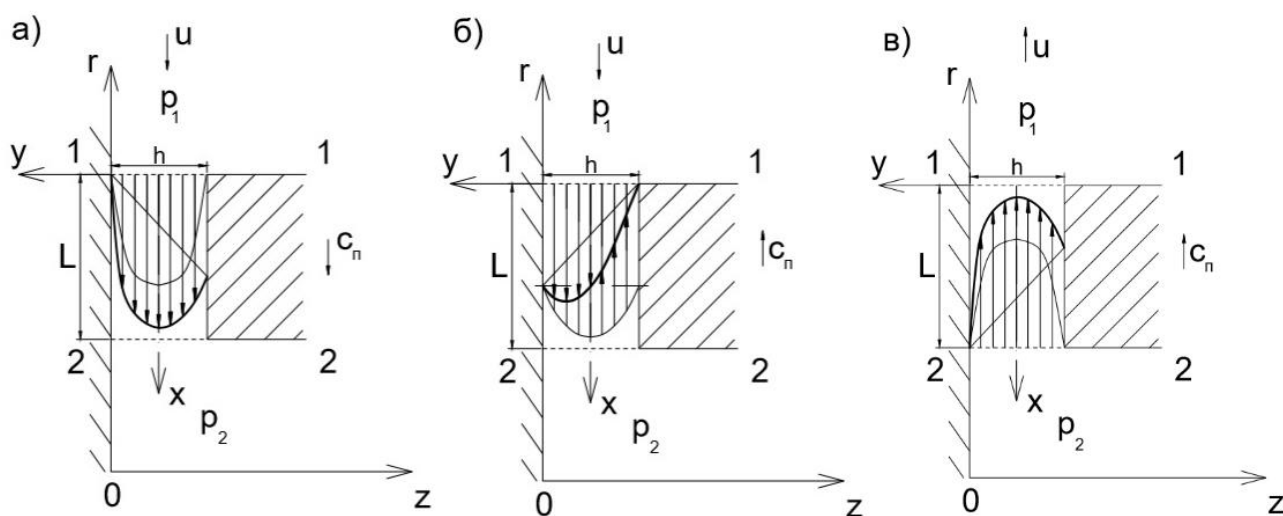


Рис.3.15 Эпюры распределения скоростей в зазоре с учетом подвижности стенки и перепада давлений

Результаты. Адекватность введенных уравнений (3.56), (3.58), (3.63), (3.64) рассмотрена на примере ступени поршневого компрессора со следующими параметрами (табл.3.5):

Таблица 3.5. Параметры 1-й ступени компрессора 2ВУ-4/8

Параметр	Значение
Давление всасывания, $P_{вс}$	0,1 МПа
Давление нагнетания, $P_{нг}$	0,2828 МПа
Температура всасывания, $T_{вс}$	285 К
Ход поршня, S_n	120 мм
Частота вращения вала, n	1000 об/мин
Диаметр цилиндра, $D_{ц}$	230 мм
Относительный мертвый объем ступени, a	0,5
Сжимаемый газ	Воздух

В данном случае уплотнительный узел поршня будет комплектоваться двумя разрезными чугунными кольцами. Рассмотрим изменение параметров u и \bar{V} при перетекании газа через первое уплотнительное кольцо, параметры которого указаны в табл.3.6:

Таблица 3.6. Параметры поршневого уплотнения

Параметр	Значение
Число уплотнительных колец, z_k	2
Толщина кольца (радиальная), b_k	6 мм [8]
Высота кольца (осевая), h_k – глубина рассматриваемого канала L	8 мм [8]
Зазор в замке, Δ_z	0,92 мм [4]
Радиальный зазор, δ_r – высота рассматриваемого канала h	0,0023 мм [48]

График зависимости перепадов давлений по кольцам Δp от угла поворота коленчатого вала φ будет иметь вид (рис.3.16):

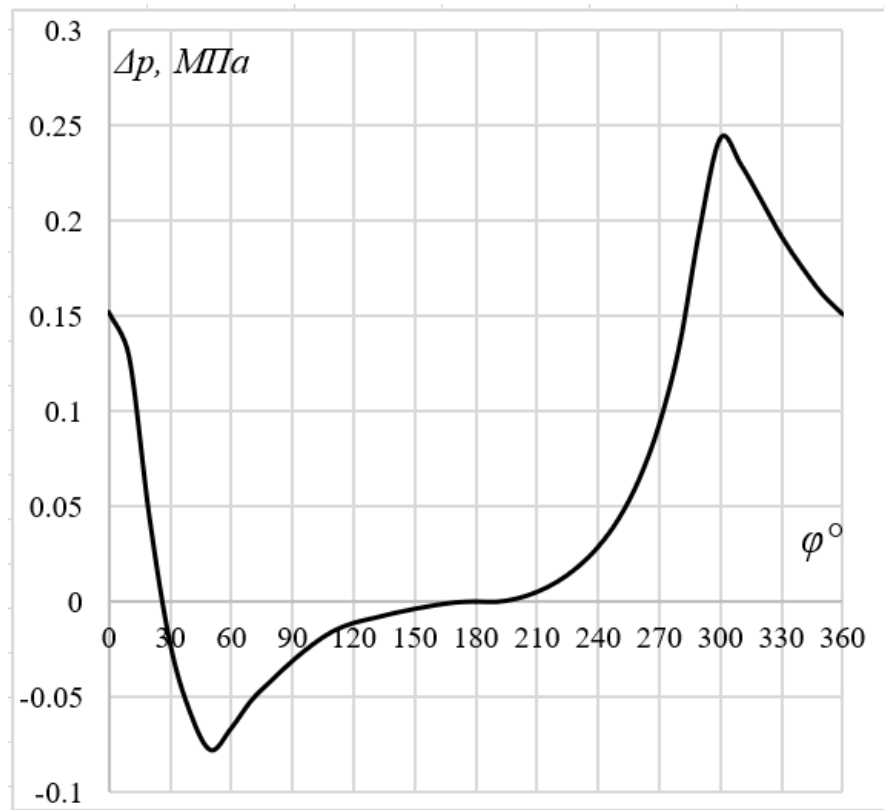


Рис.3.16 График зависимости перепада давлений в поршневом кольце №1 Δp от угла поворота коленчатого вала φ

С учетом (3.56), (3.58), (3.63), (3.64) имеем следующее изменение расхода газа \bar{V} при течении через первое уплотнительное кольцо (из рабочей камеры в межкольцевой объем) (рис. 3.17):

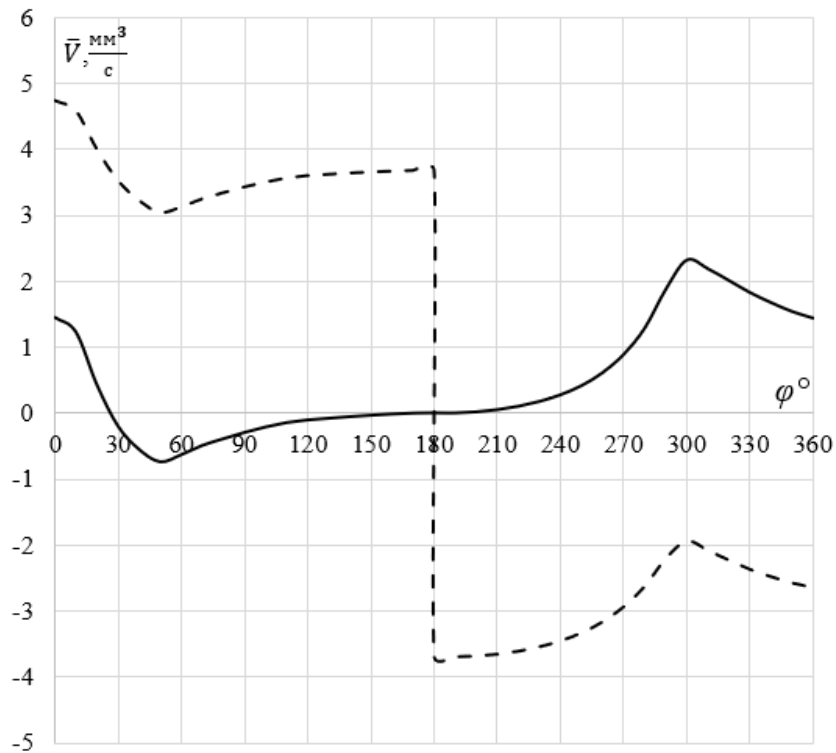


Рис.3.17 Текущие значения расхода воздуха \bar{V} при течении через первое уплотнительное кольцо:

- — без учета подвижности щели;
- — с учетом подвижности щели.

Закключение. Принятые методики расчета протечек и перетечек в зазорах поршневого уплотнения компрессора, которые обычно производятся без учета движения поверхностей, ограничивающих эти зазоры, могут быть откорректированы в сторону повышения точности [49]. Обосновать необходимость учета относительного движения стенок зазоров возможно численными методами для конкретных условий. Учет подвижности рассмотренной радиальной щели будет актуальным при высоких скоростях поршня и перепадах давления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе работы над выпускной квалификационной работой, для достижения поставленной цели, были решены следующие задачи:

1. Выполнен термодинамический расчет поршневого компрессора по инженерной методике в соответствии с выданным заданием на проектирование.

Вывод: спроектирован двухступенчатый двухрядный компрессор на нормализованной базе 2ВУ-4/8 (приложение А);

2. Проанализирована методика подбора поршневых колец и обоснован выбор оптимального варианта комплекта колец.

Вывод: показана целесообразность проведения предварительной оценки возможных компоновочных вариантов, возникающих в процессе подбора уплотнительных колец поршневого компрессора. Данная необходимость выявлена при анализе имеющихся эмпирических зависимостей, накопленного производственного и эксплуатационного опыта.

Приведен краткий обзор неметаллических материалов, применяемых для изготовления уплотнительных узлов, рассматриваются их технологические преимущества и недостатки.

Показано, что наличие нескольких конкурирующих вариантов компоновки уплотнения требует выбора наиболее предпочтительного из них на основе сравнения стоимостных характеристик материалов, материалоемкости и максимальной работоспособности;

3. Выполнен обзор основных теоретических положений о течении газа в поршневом уплотнении компрессора;

Вывод: результаты литературного обзора по теме показали, что на сегодняшний день известна математическая модель рабочего процесса в уплотнении поршня кольцами, основанная на использовании уравнений термодинамики

переменной массы, а также система дифференциальных уравнений, описывающих стационарное ламинарное радиальное течение реального газа в узкой сухой щели с неподвижными стенками. Однако сведения об учете подвижности канала «поршневое кольцо-цилиндр» при моделировании течения газа в поршневом уплотнении, в отечественной литературе отсутствуют. Данный расчет может быть откорректирован для получения более точных результатов;

4. Рассмотрена деформация поршневого кольца под действием газовых сил и распределение перепадов давления по поршневым кольцам;

Вывод: выполнен расчет деформации поршневого кольца 1 и 2 степени сжатия компрессора по принятой методике расчета и в программном комплексе ANSYS (приложение Б). Результаты расчета на базе ANSYS и принятой методике качественно совпадают, так как величина деформации поршневого кольца в обоих случаях имеет одинаковый порядок. Также стоит отметить, что величина прогиба не превосходит величину зазора между зеркалом цилиндра и поршневым кольцом.

Текущие значения p для колец №1 и №2 практически идентичны, что говорит об отсутствии необходимости в установке третьего поршневого кольца.

увеличение числа колец в данном случае повышает герметичность ступени компрессора в малой с степени, при $\psi = 0$ не более 0,03% (0,16 кг/ч) и при предельно допустимой степени износа $\psi = 0,33$ не более 0,11% (0,68 кг/ч). Однако добавление дополнительных колец приводит к увеличению затрат энергии на преодоление трения и увеличению осевых габаритных размеров поршня;

5. Произведен расчет значений мощности трения уплотнительных элементов;

Вывод: потери на преодоление трений поршня и поршневых колец в компрессорах со смазкой составляют 60—70 % от суммарных потерь на преодоление трений поршневого компрессора. Силы трения в уплотнении

возникают от действия давления газов на кольцо (85 %) и от сил упругости колец (15 %). Потери на трение уплотнения необходимо определять для каждого кольца уплотнения с учетом особенностей его работы, а затем их суммировать.

Представлены результаты расчета;

6. Обосновано влияние подвижности стенки щели на течение газа в радиальном зазоре "поршневое кольцо – зеркало цилиндра" компрессора и предложена математическая модель учета подвижности рассматриваемого радиального зазора.

Вывод: принятые методики расчета протечек и перетечек в зазорах поршневого уплотнения компрессора, которые обычно производятся без учета движения поверхностей, ограничивающих эти зазоры, могут быть откорректированы в сторону повышения точности. Обосновать необходимость учета относительного движения стенок зазоров возможно численными методами для конкретных условий. Учет подвижности рассмотренной радиальной щели будет актуальным при высоких скоростях поршня и перепадах давления.

Цель выпускной квалификационной работы – исследование течения газа в уплотнительных узлах ступени поршневого компрессора, достигнута. Теоретическая и практическая ценность результатов исследования заключается в возможности их успешного использования в производстве и образовательном процессе, а также отражает положительные тенденции в развитии современного компрессоростроения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тенденции развития компрессорной техники Д-р. техн. наук, профессор Пронин В. А. Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование» №1, 2014.
2. Тепловые двигатели и нагнетатели : учебное пособие / В.И. Ляшков. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 124 с.
3. ГОСТ 28567-90: Компрессоры. Термины и определения.
4. Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под общ. ред. Б. С. Фотина — Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1987. — 872 с., ил.
5. Национальная платформа «Открытое образование» (<https://openedu.ru/>), курс «Теплотехника УрФУ», раздел: Энергетическое оборудование – Компрессоры – Поршневые компрессоры. Дата открытия раздела: 03.12.2018. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://courses.openedu.ru/courses/course-v1:urfu+TEPL+fall_2018/info. Дата обращения: 23.06.2019.
6. Журнал «Компрессорное оборудование» Москва, Промэнерго № 1/15, 2015.
7. Цветков В.А. Современные тенденции создания поршневых уплотнений // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО -2019. - Т. 5. - С. 222 – 226
8. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2008. – 711 с.: ил.
9. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е издание, переработанное и дополненное. - Л.: Машиностроение., 1969г. – 744 с.
10. Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И. Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров на нормализованных базах. Учебное пособие. – СПб.: СПбГАХИТ, 1995. – 194 с.
11. Chlumský V., Liška A.: Kompresory. – Praha: SNTL/Alfa , 1977. – 195 s.

- 12.РД РТМ 26-12-17-77 Кольца поршневые фторопластовые для поршневых компрессоров без смазки. Типы и основные размеры.
13. Крючков А.Д. Автоматизация поршневых компрессоров: Основы проектирования и расчет. - 2-е изд., перераб. и доп. - Ленинград : Машиностроение. [Ленингр. отд-ние], 1972. - 232 с.
14. Ден Г.Н. Введение в термогазодинамику реальных газов: Курс лекций, прочит. аспирантам СПбГАХПТ в 1997 г./Ден Г. Н. - СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1998. - 139с.
15. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.: ил.
16. Цветков В.А. Уточненный расчет неметаллического поршневого уплотнения при анализе массообмена // Сборник трудов VIII конгресса молодых ученых (Санкт-Петербург, 15-19апреля 2019г.) - 2019. - Т. 5. - С. 33-36
17. Трухов А.П., Маляров А.И. Литейные сплавы и плавка: Учебник для студентов вузов. – М.: Академия, 2004. – 336 с.
18. И.К. Прилуцкий, Д.Н. Иванов, Е.И. Замолоцкая (СПбГУНи ПТ); А.Н. Бессонный, А.И.Прилуцкий (ООО «НИИХИММАШ») Применение методов моделирования при доводке уплотнительных узлов поршневых компрессоров на стадии проектирования // Химическое и нефтегазовое машиностроение №9, 2004.
19. Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К. Оптимизация рабочих циклов, конструкций ступеней и комплектующих узлов компрессорных и расширительных машин объемного действия – 2012
20. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: диссертация ... доктора технических наук: 05.04.03, Санкт-Петербург, 2001.
21. Захаренко В.П., Захаренко А.В. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления // Вестник МАХ. 2012. – №2.

22. Прилуцкий И.К., Арсеньев И.А., Молодов М.А., Прилуцкий А.А., Шевцова А.И. Газовый поршневой детандер низкого давления // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование -2015. - № 3(19).
23. Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И., Иванов Д.Н., Арсеньев И.А. Программа КОМДЕТ (Инструкция пользователю). Метод. Указ. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. – 25 с.
24. Mehmet Samancioglu University Of Mosul, Mechanical Engineering, Faculty Member Compressor Piston Sealing, – 2016. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.academia.edu/36089952/COMPRESSOR_PISTON_SEALING. Дата обращения: 11.08.2019.
25. Е. А. Лысенко, А. П. Болштынский, В. И. Кузнецов, Г. С. Аверьянов, Ю. А. Бурьян Расчет сил и работы трения в поршневом уплотнении холодильного компрессора без смазки для автомобильного рефрижератора // Вестник СибАДИ, выпуск 3 (25), 2012.
26. N. Morris, R. Rahmani, H. Rahnejat, P.D. King and B. Fitzsimon The Influence of Piston Ring Geometry and Topography on Friction // Journal of Engineering Tribology, February 2013, 227 (2):141-153(Accepted version), – 2013.
27. I.G. Ryk, I. Etsion Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction // Wear 261 (2006) 792–796, - 2006.
28. Кондаков Л.А., Голубев А.И., Гордеев В.В., Овандер В.Б., Фурманов В.А., Кармугин Б.В. Уплотнения и уплотнительная техника Справочник. — 2-е издание, перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1994. — 448 с.: ил.
29. Новиков И. И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах/ И. И. Новиков, В. П. Захаренко, Б. С. Ландо. - Л.: Машиностроение, 1981.- 238 с
30. Макушкин А. П. Полимеры в узлах трения и уплотнениях при низких температурах: Справочник. - М.: Машиностроение, 1993. - 228 с.
31. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина.- М.: Машиностроение, 1978. - Кн. 1. - 400 с.

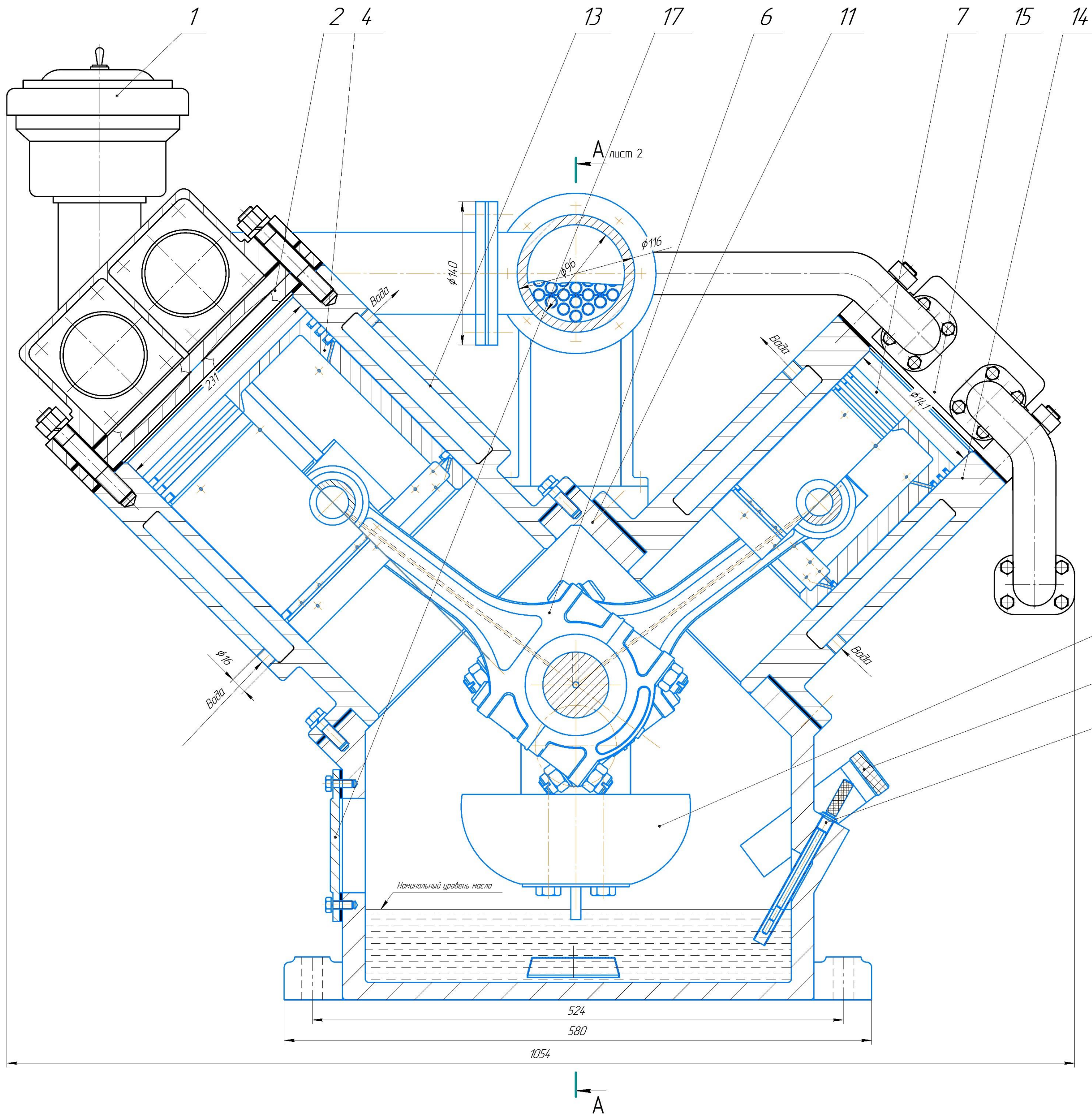
32. Кузнецов Л. Г. Разработка и создание поршневых компрессорных и расширительных машин с сухим картером: дис... д. т. н.: 05.04.03. – СПб., 2001. 379 с.
33. Прилуцкий А. А. Совершенствование поршневых детандер-компрессорных агрегатов: дис... к. т. н.: 05.04.03, 05.04.06. – СПб., 2005. 210 с
34. Маковеева А. С. Совершенствование рабочих процессов и методики расчета поршневых компрессоров: дис... к. т. н.: 05.04.03. – СПб., 2019. 207 с.
35. Кузнецов Л. Г., Иванов Д. Н., Молодова Ю. И., Берлин Е. А., Прилуцкий А. А. Оценка герметичности компрессорных ступеней с учетом износа уплотнений поршней при эксплуатации // Холодильная техника. 2004. № 3. С. 28-31.
36. Deng Y., Liu Y., Li F., Tian P., Miao N. Research on sealing performance in high pressure oil-free miniature air compressor // ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control. – American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2017.
37. Y Qi, X Meng, D Mu, Y Sun, H Zhang. Study on mechanism and factors affecting the gas leakage through clearance seal at nano-level by molecular dynamics method // Energy. – 2016. – No. 102. – pp. 252-259.
38. Braga V. M., Deschamps C. J. Numerical analysis of gas leakage in the piston-cylinder clearance of reciprocating compressors considering compressibility effects // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – Vol. 232. – No. 1. – p. 012006.
39. Yang B., Ziviani D., Groll E. A. Comprehensive model of a hermetic reciprocating compressor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2017. – Vol. 232. – No. 1. – p. 012007.
40. Пронин В. А. Винтовые однороторные компрессоры для холодильной техники и пневматики: дис... д. т. н.: 05.04.03. – СПб., 1998. 226 с.
41. Демихов К. Е., Никулин Н. К., Свичкарь Е. В. Расчет параметров течения газа в тонких каналах с подвижной стенкой // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия: «Машиностроение». 2009. №4. С. 19-27.

- 42.Сметанников О. Ю., Поносков Н. П. Исследование газодинамического нестационарного потока с подвижными границами в ANSYS CFX // Научно-технический вестник Поволжья. 2012. №5. С. 45-49.
- 43.Демихов К. Е. Молекулярные потоки в высоковакуумных системах: учеб. пособие. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. — 105 с.
- 44.Сметанников О. Ю., Ильиных Г. В. Об одном способе исследования высокоскоростного течения газа в области с подвижными стенками // Научно-технический вестник Поволжья. 2015. №5. С. 43-46.
- 45.Spille-Kohoff A., Hetze F., Du Toit B. Transient CFD Co-Simulation of a 3D Compressor Model in its 1D System Environment //ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- 46.Zhang J. W., Wu Y. R., Hsieh S. H., Huang C. S. Use of CFD to Investigate Flow Characteristics and Oil Distribution Inside an Oil-injected Screw Compressor //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2019. – Vol. 604. – No. 1. – p. 012016.
- 47.I Sezal, N Chen, C Aalburg Introduction of circumferentially nonuniform variable guide vanes in the inlet plenum of a centrifugal compressor for minimum losses and flow distortion //Journal of Turbomachinery. – 2016. – Vol. 138. – No. 9. – p.091008.
- 48.Прилуцкий И. К. Разработка, исследование и создание компрессоров и детандеров для криогенной техники: дис... д. т. н.: 05.04.03, 05.04.06. – СПб., 1991. 510 с.
- 49.Тезис Цветков В.А. Моделирование течения газа в подвижном канале «поршневое кольцо-цилиндр» компрессора // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых. Электронное издание. - [2020, электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://kmu.itmo.ru/digests/article/3127>, своб.
- 50.Федорова Н.Н., Вальгер С.А., Данилов М.Н., Захарова Ю.В. Основы работы в ANSYS 17. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.: ил.

ПРИЛОЖЕНИЯ

КОМПАС-3D v18.1 Учебная версия © 2019 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Формат Зона		Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
							Перв. примен.
				<u>Документация</u>			
A1			00.01.000	Общий вид	2		
				<u>Детали</u>			
		1	00.01.001	Всасывающий фильтр	1		
		2	00.01.002	Клапан полосовой 1 ступени	1		
		3	00.01.003	Газоохладитель	1		
		4	00.01.004	Поршень первой ступени	1		
		5	00.01.005	Маслоуказатель жезловый	1		
		6	00.01.006	Шатун	2		
		7	00.01.007	Поршень второй ступени	1		
		8	00.01.008	Вал коленчатый	1		
		9	00.01.009	Муфта фланцевая	1		
		10	00.01.010	Лопастной масляный насос	1		
		11	00.01.011	Корпус	1		
		12	00.01.012	Противовес	2		
		13	00.01.013	Цилиндр первой ступени	1		
		14	00.01.014	Цилиндр второй ступени	1		
		15	00.01.015	Клапан полосовой второй ступени	1		
		16	00.01.016	Крышка заливная	1		
		17	00.01.017	Люк смотровой	1		
		18	00.01.0018	Пробка сливная	1		
				00.01.000			
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
		Разраб.	Цветков В.А.				
		Проб.	Молодова Ю.И.				
		Н.контр.					
		Утв.					
		Компрессор 2ВУ - 4/8 (общий вид)			Лит.	Лист	Листов
						3	3
					НИУ ИТМО ФНТЭ группа W42271		



Технические характеристики электродвигателя

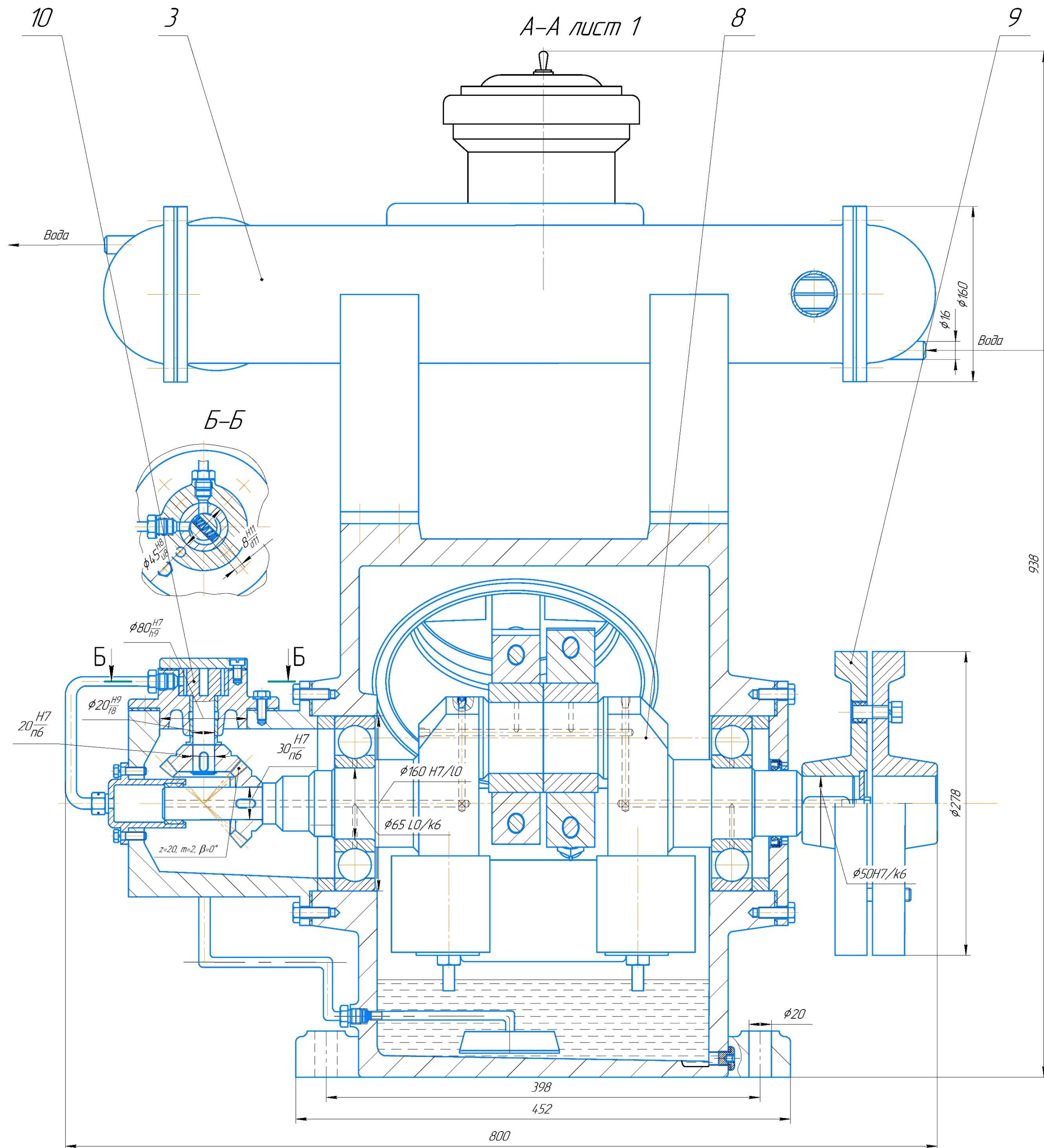
Наименование	4A200L6Y3
Мощность	30 кВт
Частота	1000 об/мин
Число полюсов	6

12
16
5

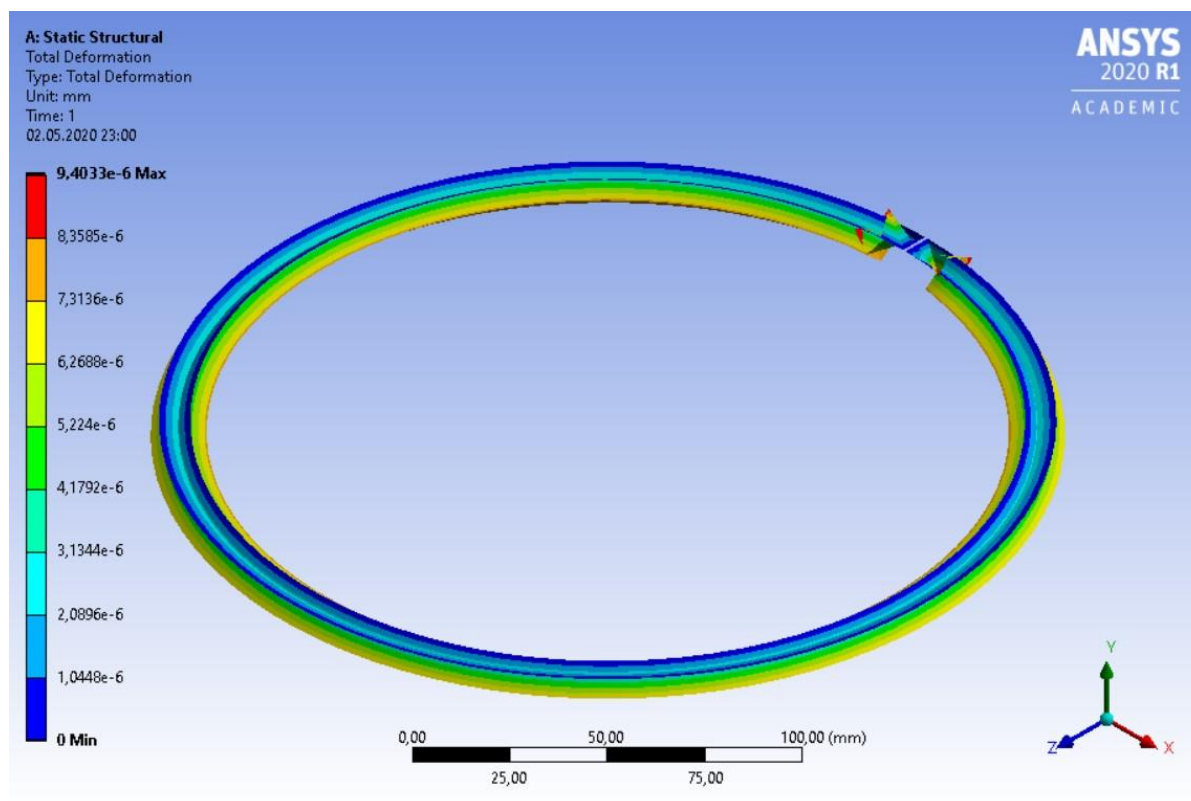
1. Размеры для справок.
2. Покрытие наружных поверхностей Эм. ПФ 115, красно-оранжевый, III, А.
3. Зазоры между днищами поршней и клапанными досками, при положении поршней в верхних мертвых точках, $\delta=0.6..1$ мм регулировать прокладками.
4. Тепловой зазор между корпусом маслонасоса и шарикоподшипником, $\delta=10..0.33$ мм регулировать прокладками.
5. Уплотняющие поверхности паронитовых прокладок протереть порошком графита ГЛ-1 ГОСТ 5279-74.
6. Муфту при работе привода закрыть кожухом

				00.01.000			
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Компрессор 2ВУ - 4/8 (общий вид)	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	Цветков В.А.						1:2
Проб.	Молодова Ю.И.				Лист 1	Листов 3	
Т.кантр.					НИУ ИТМО ФНТЭ группа W4-2271		
Нкантр.							Формат А1
Чтб.				Копировал			

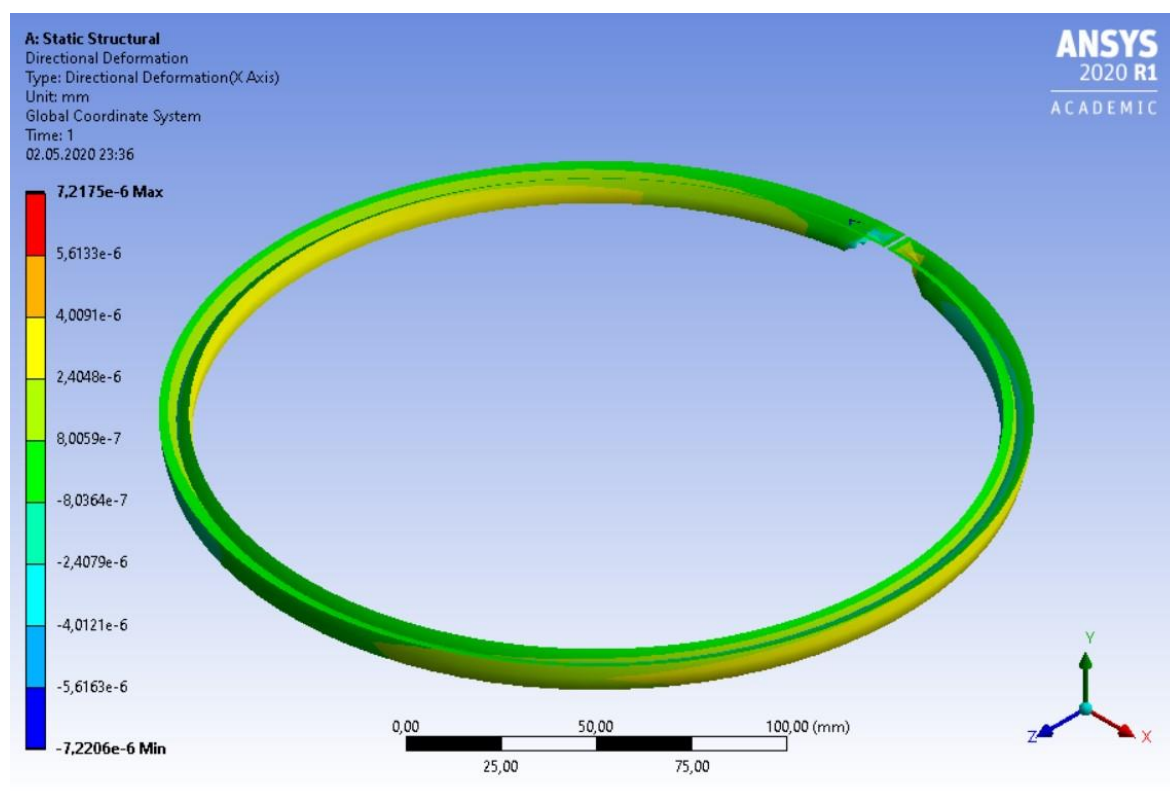
Пред. прамен.
 Стр. №
 Лист и дата
 Инв. № докум.
 Взам. инв. №
 Лист и дата
 Инв. № подл.



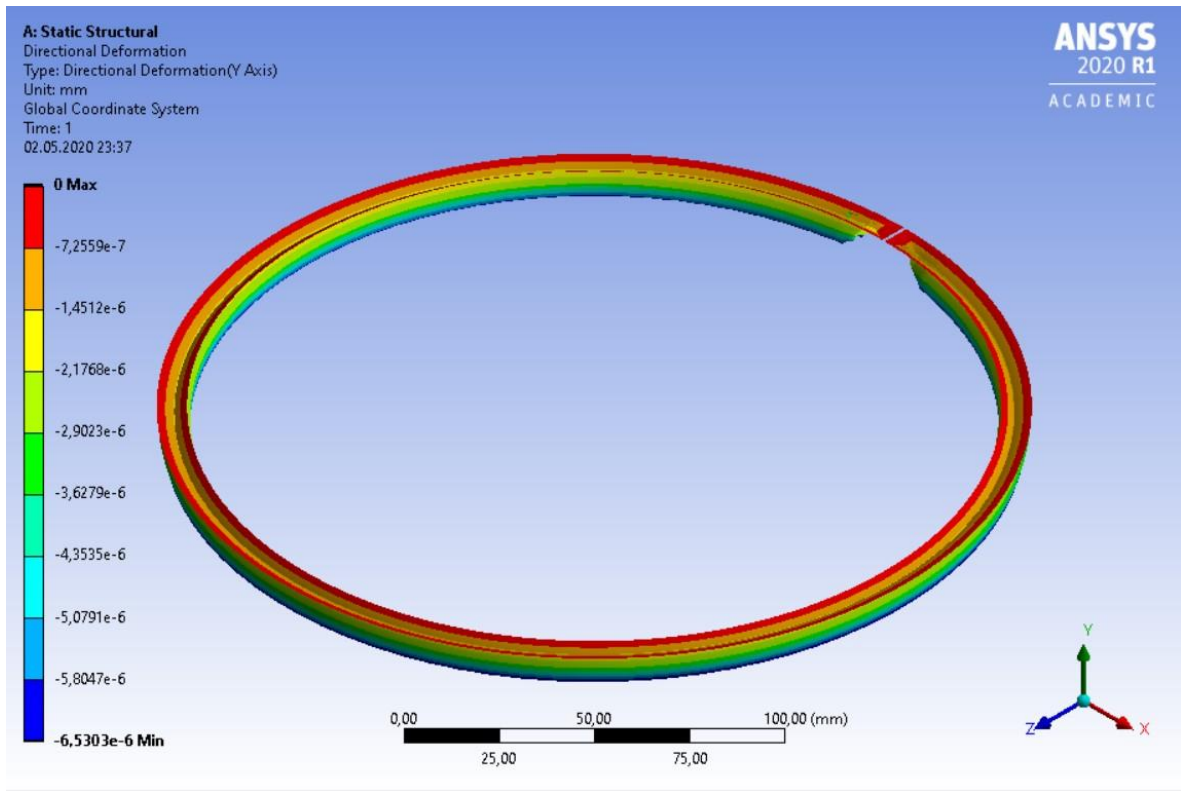
Копиринг-сервис ООО АККОМ-Системы Проектирования. Россия все права защищены.
 Изд. № 001. Лист № 2. Подл. и дата. Власт. инв. №. Изм. № 001. Лист № 2. Подл. и дата.



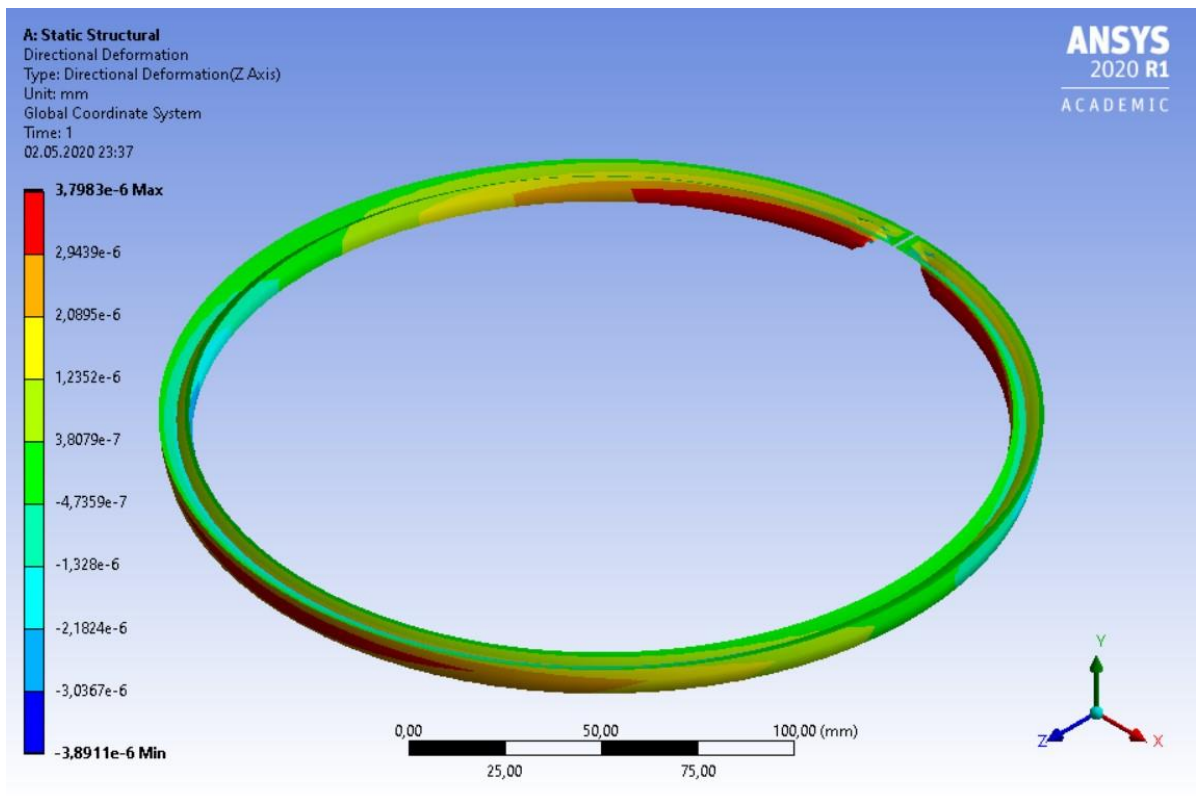
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=6$ мм, $b=8$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал чугуна: СЧ30. Total deformation (полная деформация)



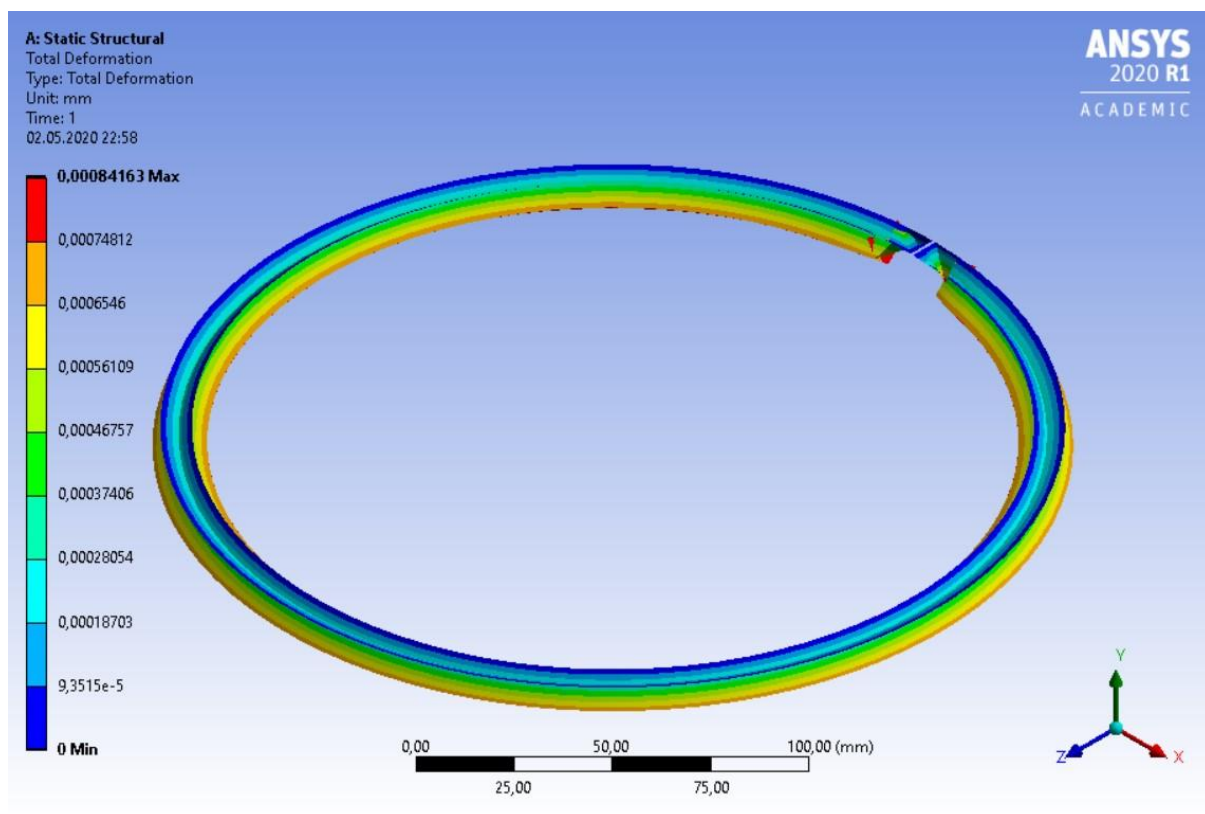
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=6$ мм, $b=8$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: чугун СЧ30. Directional deformation X Axis (деформация по оси X)



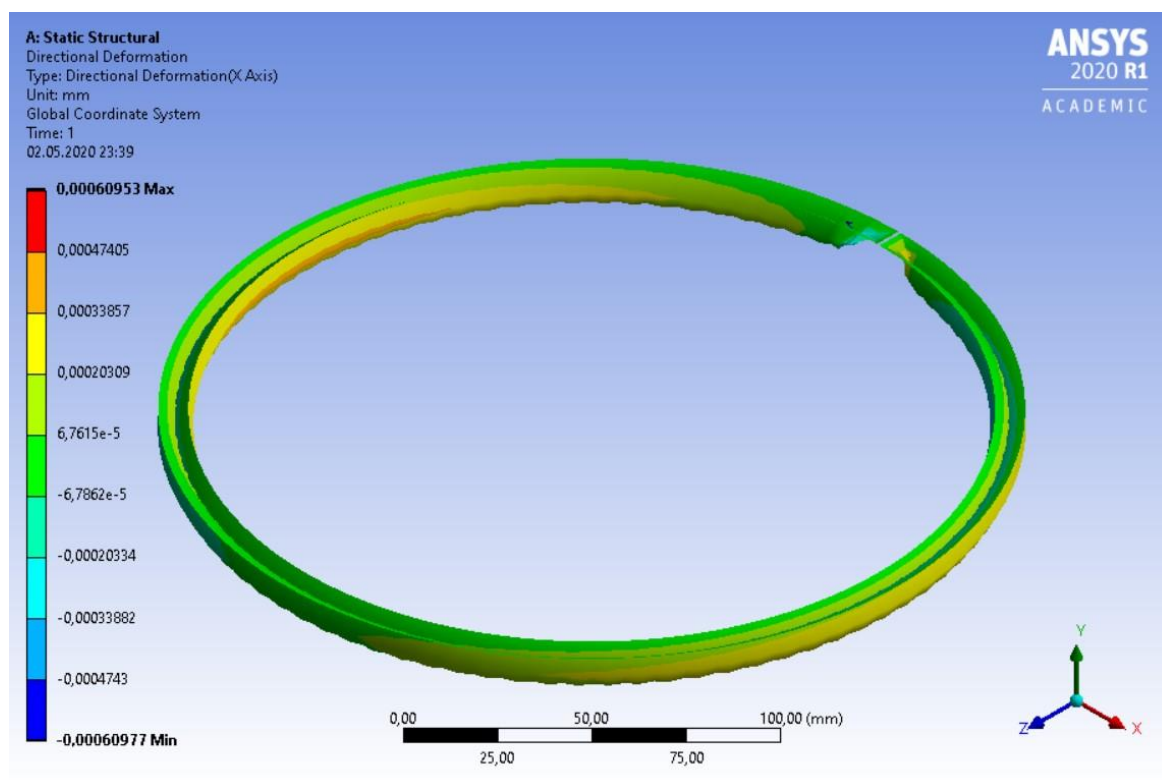
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=6$ мм, $b=8$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: чугун СЧ30. Directional deformation Y Axis (деформация по оси Y)



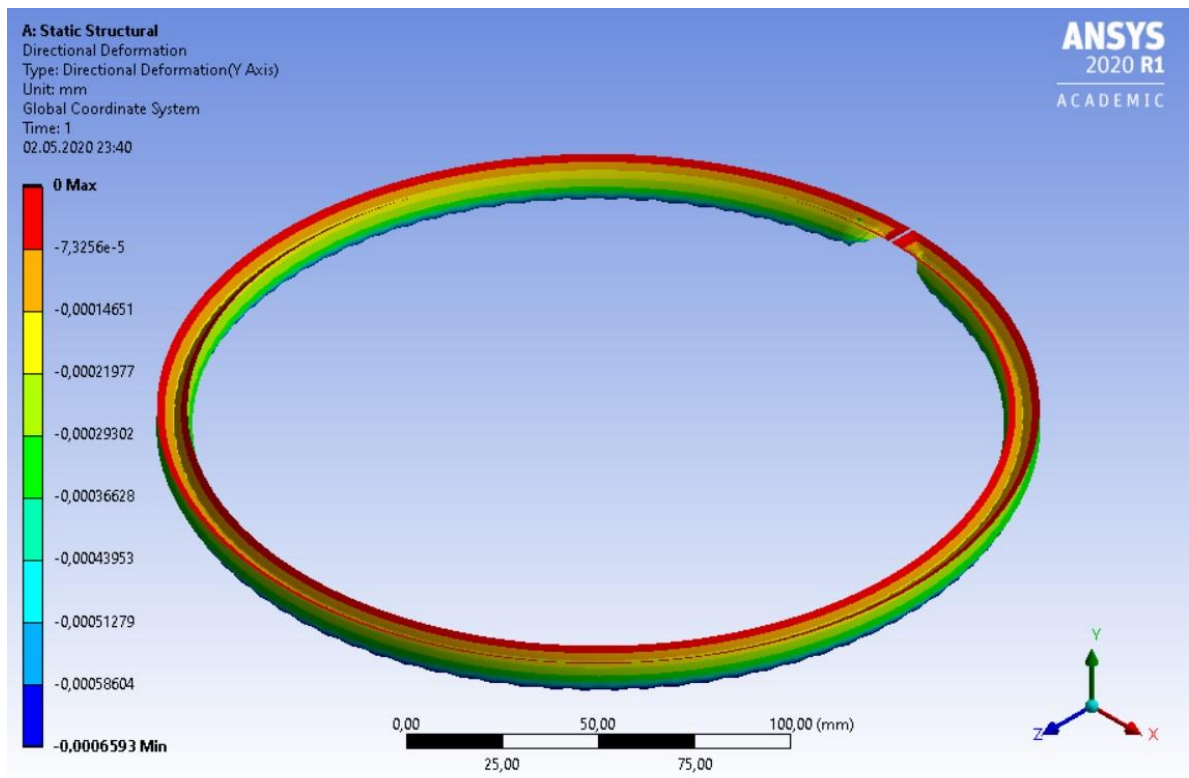
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=6$ мм, $b=8$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: чугун СЧ30. Directional deformation Z Axis (деформация по оси Z)



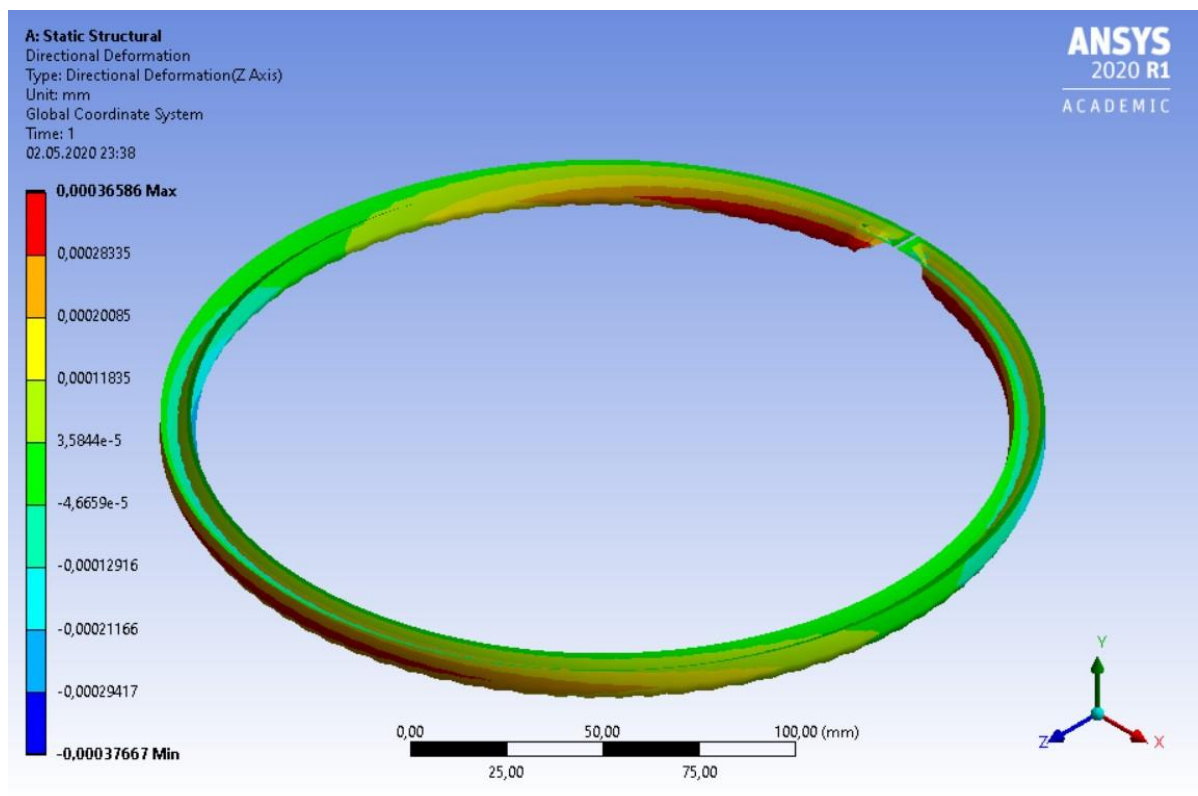
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=10$ мм, $b=10$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Total deformation (полная деформация)



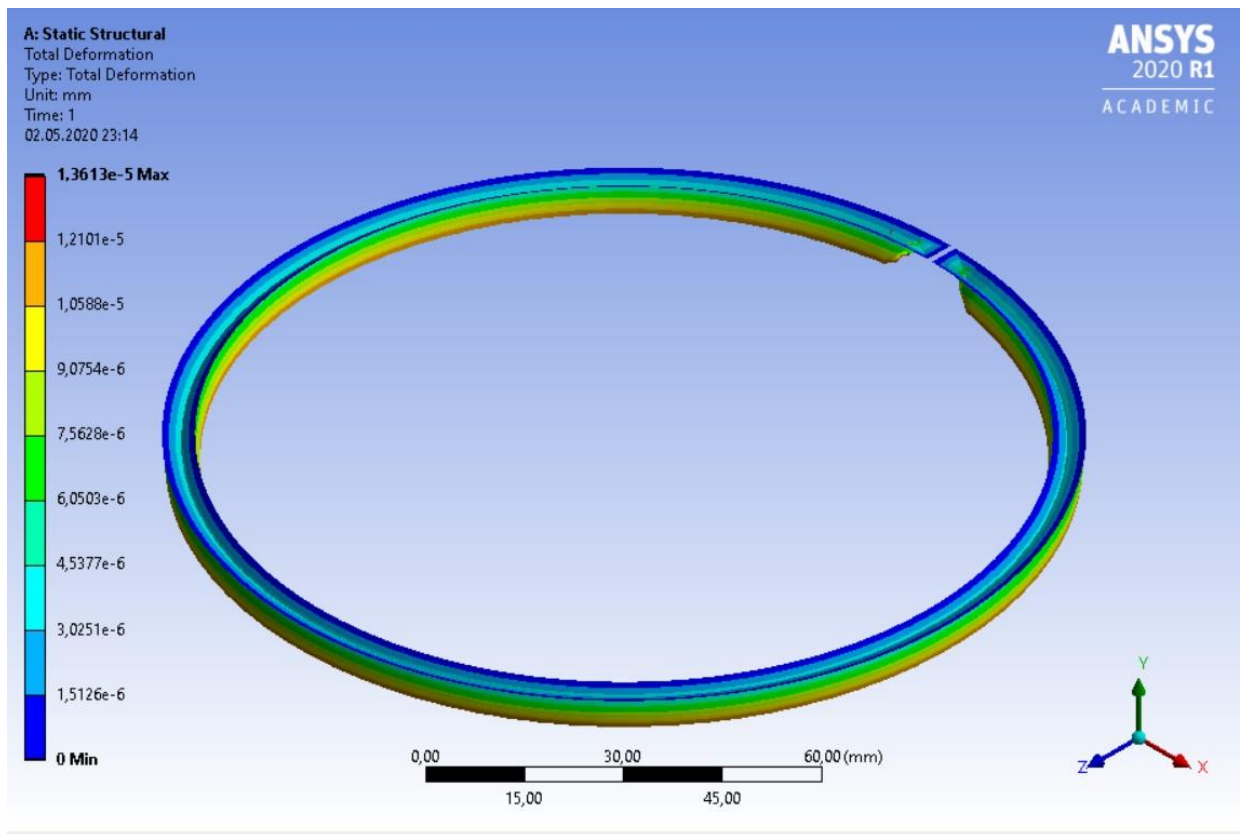
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=10$ мм, $b=10$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Directional deformation X Axis (деформация по оси X)



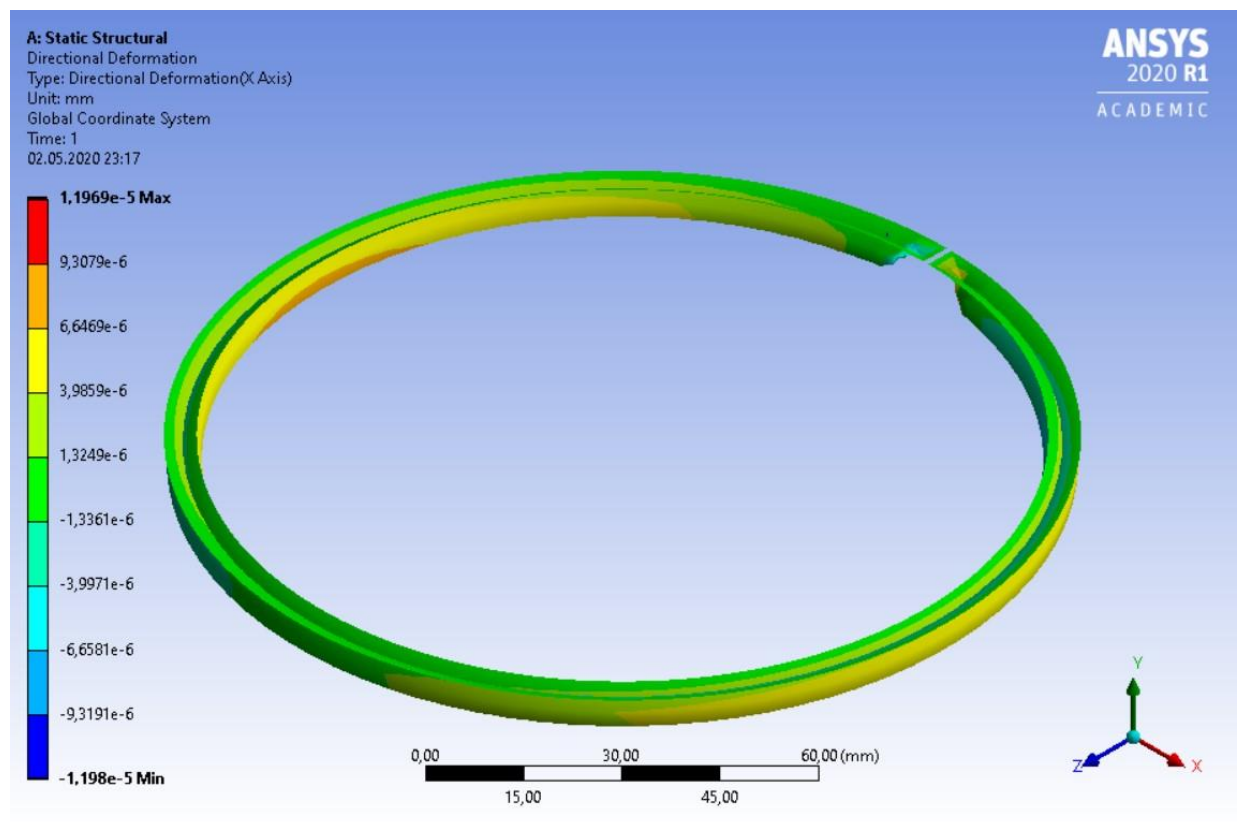
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=10$ мм, $b=10$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Directional deformation Y Axis (деформация по оси Y)



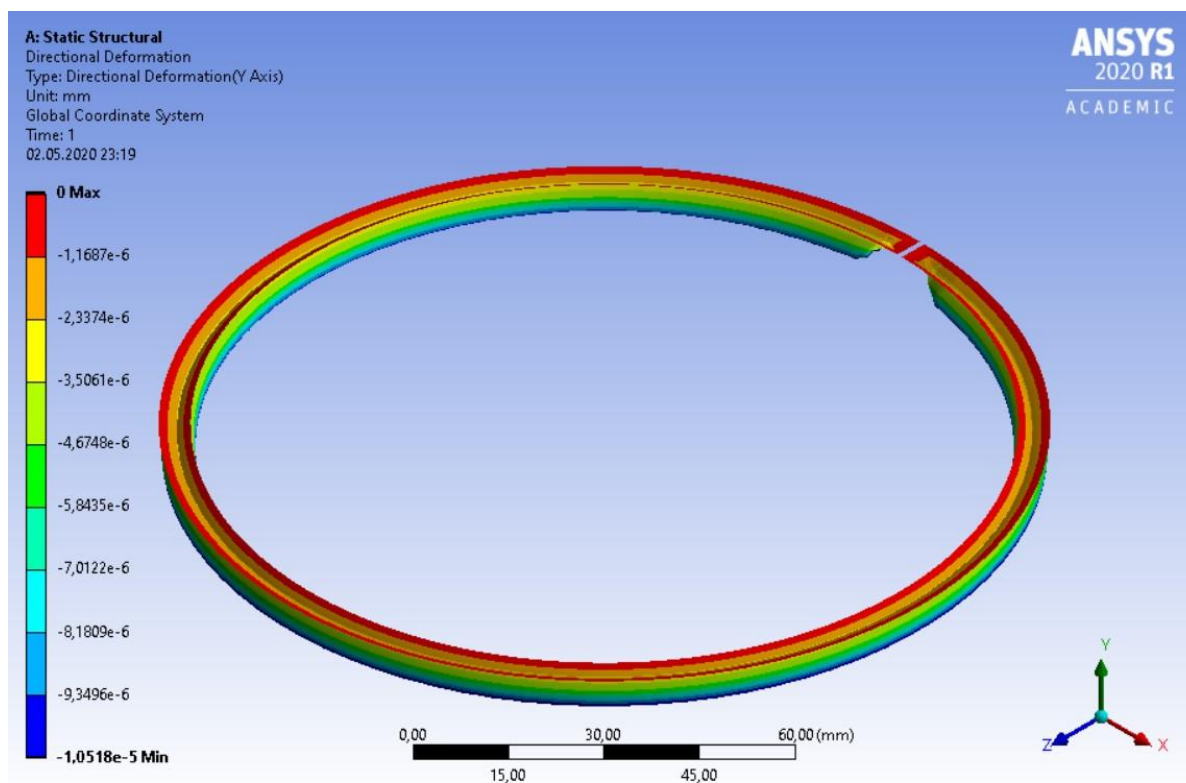
Поршневое кольцо первой ступени компрессора, $D=230$ мм, $h=10$ мм, $b=10$ мм, $p=0.2828$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Directional deformation Z Axis (деформация по оси Z)



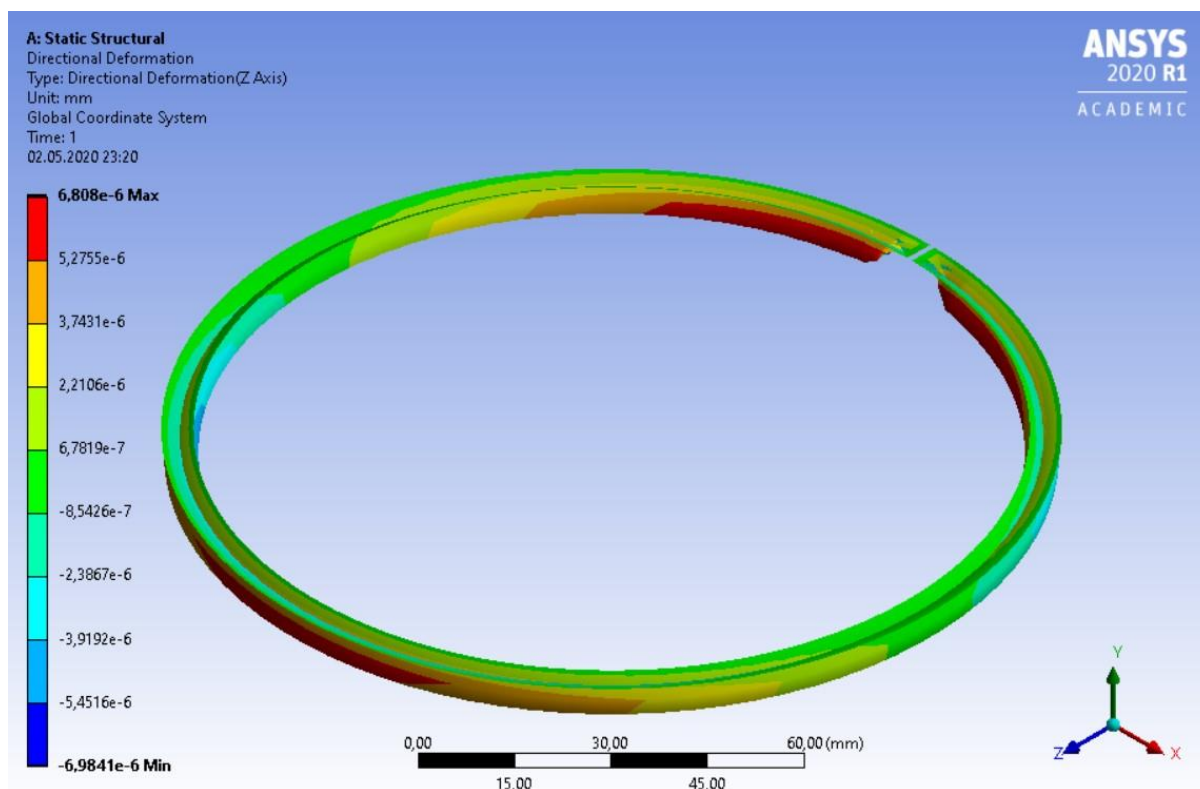
Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=3.5$ мм, $b=5$ мм, $p=0.8$ МПа, материал чугуна: СЧ30. Total deformation (полная деформация)



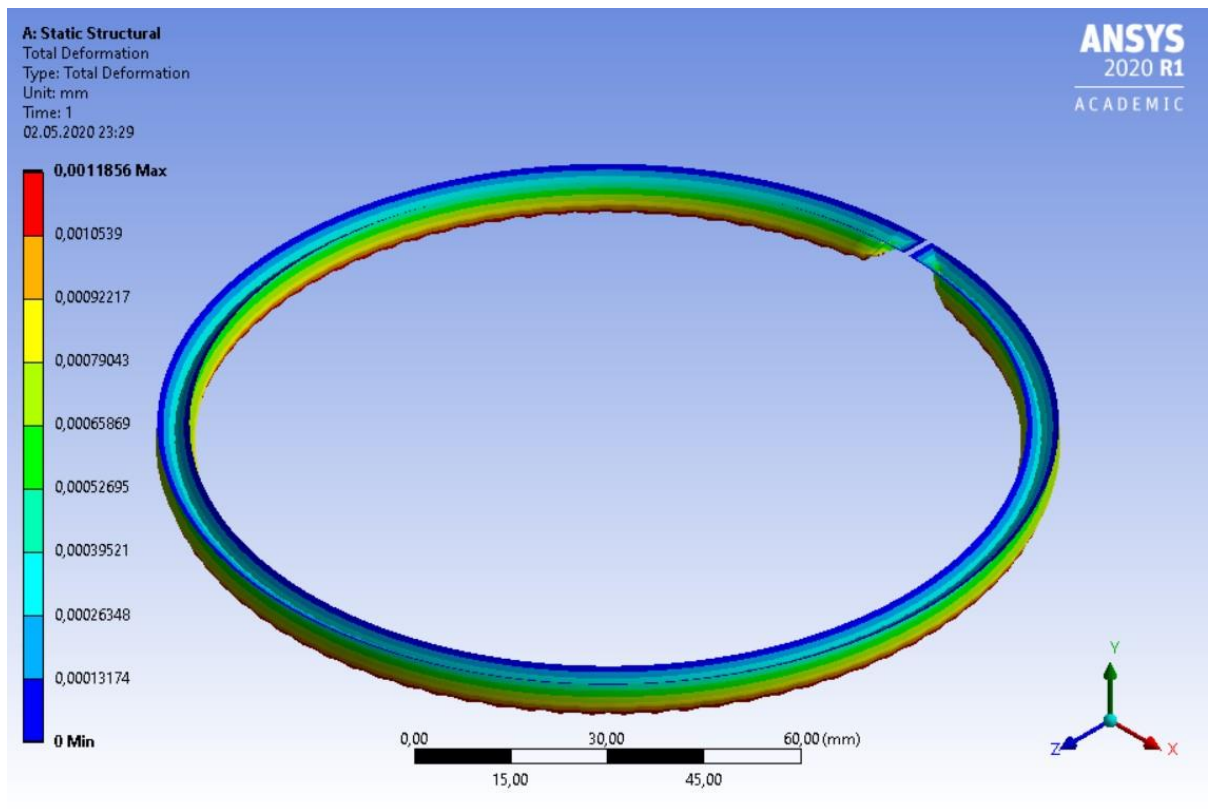
Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=3,5$ мм, $b=5$ мм, $p=0.8$ МПа, материал чугуна: СЧ30. Directional deformation X Axis (деформация по оси X)



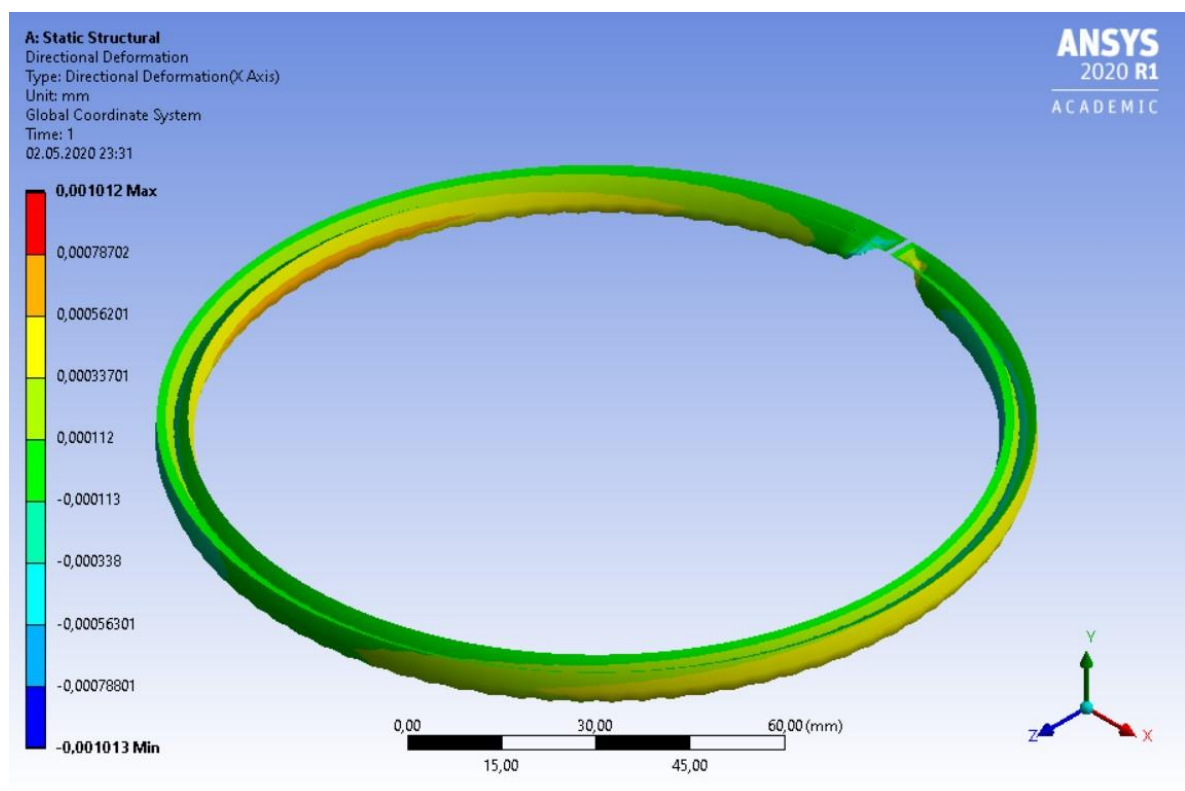
Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=3,5$ мм, $b=5$ мм, $p=0.8$ МПа, материал чугун: СЧ30. Directional deformation Y Axis (деформация по оси Y)



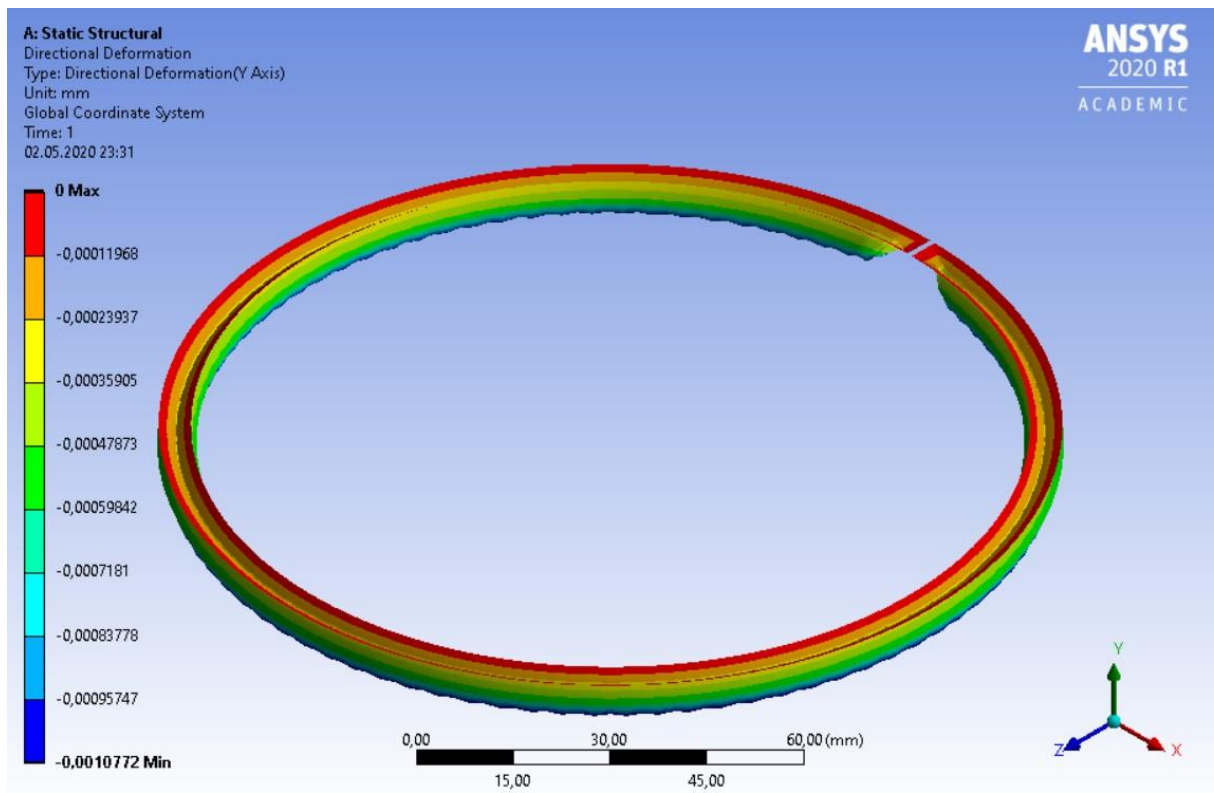
Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=3,5$ мм, $b=5$ мм, $p=0.8$ МПа, материал чугун: СЧ30. Directional deformation Z Axis (деформация по оси Z)



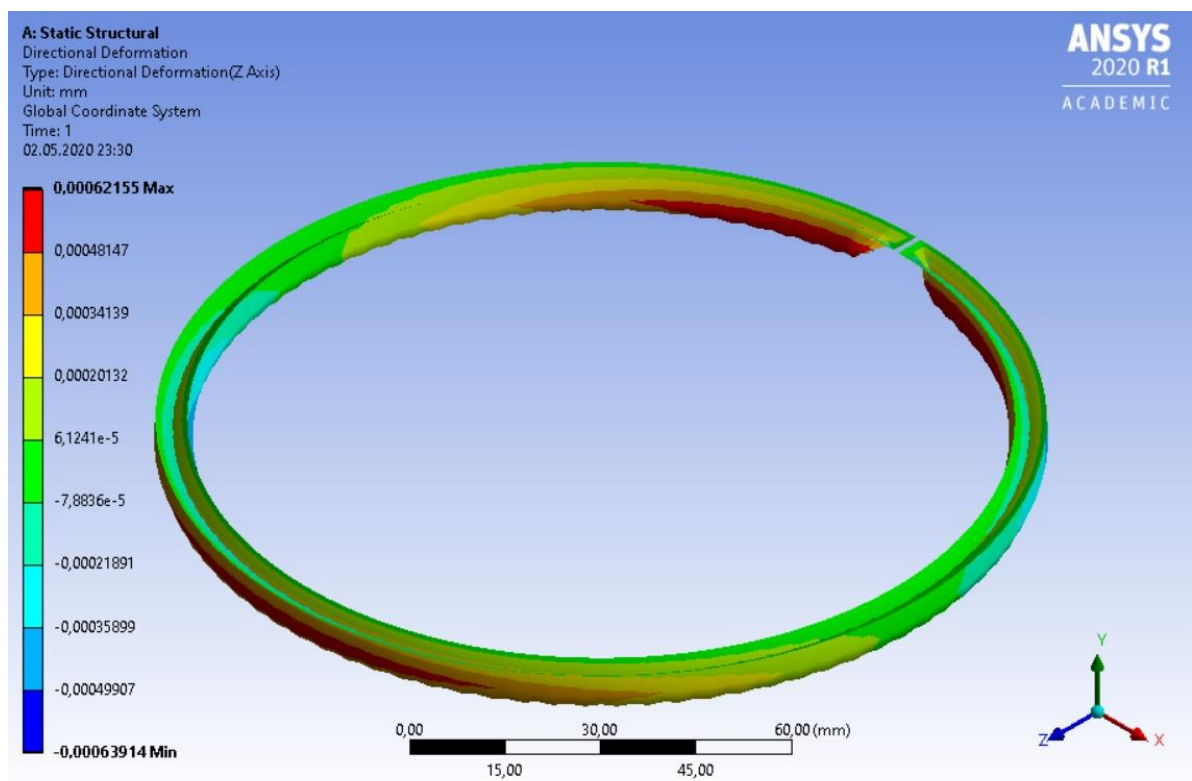
Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=8$ мм, $b=8$ мм, $p=0.8$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Total deformation (полная деформация)



Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=8$ мм, $b=8$ мм, $p=0.8$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Directional deformation X Axis (деформация по оси X)



Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=8$ мм, $b=8$ мм, $p=0.8$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Directional deformation Y Axis (деформация по оси Y)



Поршневое кольцо второй ступени компрессора, $D=140$ мм, $h=8$ мм, $b=8$ мм, $p=0.8$ МПа, материал: фторопласт Графелон-10. Directional deformation X Axis (деформация по оси Z)