

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
“САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ,
МЕХАНИКИ И ОПТИКИ”

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБА ОТСЕКАТЕЛЯ
ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАЧИ**

Автор Жигновская Диана Валерьевна _____
(Фамилия, Имя, Отчество) (Подпись)

Направление подготовки (специальность) 16.04.03
(код, наименование)

Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения

Квалификация магистр _____
(бакалавр, магистр)*

Руководитель Пронин В.А., профессор, д.т.н _____
(Фамилия, И., О., ученое звание, степень) (Подпись)

К защите допустить

Зав. кафедрой Пронин В.А., профессор, д.т.н _____
(Фамилия, И., О., ученое звание, степень) (Подпись)

“ _____ ” _____ 2018 г.

Санкт-Петербург, 2018 г.

Студент Жигновская Д.В. Группа W4225 Кафедра ИПСЖ Факультет НТЭ
(Фамилия, И.О.)

Направленность (профиль), специализация Моделирование процессов и надежность в холодильной, криогенной технике и системах жизнеобеспечения

Консультант (ы):

а) _____
(Фамилия, И., О., ученое звание, степень) (Подпись)

б) _____
(Фамилия, И., О., ученое звание, степень) (Подпись)

ВКР принята “ ____ ” _____ 2018 г.

Оригинальность ВКР _____ %

ВКР выполнена с оценкой _____

Дата защиты “ ____ ” _____ 2018 г.

Секретарь ГЭК _____
(ФИО) (подпись)

Листов хранения _____

Демонстрационных материалов/Чертежей хранения _____

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**“САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ,
МЕХАНИКИ И ОПТИКИ”**

АННОТАЦИЯ

ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Студент Жигновская Диана Валерьевна

Наименование темы ВКР: Оценка влияния основных параметров зуба отсекателя винтового компрессора на его коэффициент подачи

Наименование организации, где выполнена ВКР Университет ИТМО

ХАРАКТЕРИСТИКА ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

- 1 Цель исследования совершенствование рабочих органов винтового компрессора
- 2 Задачи, решаемые в ВКР оптимизация толщины зуба исходя из условий прочности, жесткости и минимизации протечек рабочей среды
- 3 Число источников, использованных при составлении обзора 29
- 4 Полное число источников, использованных в работе 29
- 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 |
| 4 | 2 | 11 | 2 | 3 | 7 |

6 Использование информационных ресурсов Internet нет

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

| Пакеты компьютерных программ и технологий | Параграф работы |
|---|-----------------|
| Microsoft Office | 3 |
| MathCAD | 3 |
| AutoCAD | 3 |
| Comsol | 3 |

8 Краткая характеристика полученных результатов получение целого ряда конкретных рекомендаций для расчёта и проектирования рабочих органов винтовых однороторных компрессоров, а также по упрощению технологии изготовления и уменьшению стоимости производства с использованием новых неметаллических материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами

9 Полученные гранты, при выполнении работы Нет

10 Наличие публикаций и выступлений на конференциях по теме выпускной работы Да

а) 1 Григорьев А.Ю., Жигновская Д.В. Обзор и анализ аэро- и термодинамических процессов в проеме с воздушно-тепловой завесой // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование -2016. - № 4(24). - С. 6-15;

2 Минакаев А., Пронин В.А., Жигновская Д.В., Кузнецов Ю.Л. Использование методов

- компьютерного моделирования для разработки профилей рабочих органов винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода -2018. - № 1(66). - С. 61-66;
- 3 Пронин В.А., Жигновская Д.В., Кузнецов Ю.Л. Особенности проектирования винтовых компрессоров для нефтегазовой отрасли//ОмГТУ - 2018. - С. 155;
- 4 Жигновская Д.В., Миникаева Н.В., Пронин В.А. К вопросу определения оптимальной толщины зуба отсекаателя винтового однороторного компрессора // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых. – СПб: Университет ИТМО – 2018;
- 5 Жигновская Д.В., Крапивко П.В., Миникаев А.Ф., Миникаева Н.В., Пронин В.А. К вопросу оптимизации рабочих органов ВКО // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых.– СПб: Университет ИТМО – 2018;
- б) 1 Международная научно-практическая конференция «Проектирование, строительство и эксплуатация гидротехнических сооружений водных путей» ГУМРФ им.адм. С.О. Макарова -2017;
- 2 XLVII Научная и учебно-методическая конференция Университета ИТМО – 2018;
- 3 VII Всероссийский конгресс молодых ученых (ВКМУ) – 2018;
- 4 Конференция молодых специалистов и работников ООО «РПК-Высоцк «Лукойл-П»-2018;
- 5 VII международная научно-техническая конференция ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ НЕФТЕГАЗОВОГО ПРОИЗВОДСТВА «Oil and gas engineering 2018» - 2018.

Студент Жигновская Д.В. _____
(ФИО) (подпись)

Руководитель Пронин В.А. _____
(ФИО) (подпись)

“ _____ ” _____ 2018 г.

Содержание

| | |
|--|----|
| Введение | 6 |
| 1. Современное состояние винтового компрессоростроения | |
| 1.1. Обзор существующих типов винтовых компрессоров..... | 11 |
| 1.2. Перспективы применения и развитие винтовых компрессоров в промышленности..... | 24 |
| 2. Анализ основных процессов и особенностей построения рабочих органов винтового однороторного компрессора. Теоретическая объёмная производительность | 34 |
| 2.1. Оценка влияния различных факторов на эффективность работы ВКО | 42 |
| 2.2. Влияние основных параметров зуба отсекаателя на теоретическую объёмную производительность | 49 |
| 3. Оптимизация толщины зуба отсекаателя из условия прочности и жёсткости, с учётом минимизации протечек рабочей среды | 54 |
| 3.1. Определение расчётной схемы. Алгоритм расчёта из условия прочности и жёсткости | 54 |
| 3.2. Расчёт протечек рабочей среды..... | 63 |
| Результаты исследований | 74 |
| Литература..... | 76 |

Введение

Актуальность работы. На сегодняшний день широкое применение получили винтовые компрессоры среди компрессоров объёмного сжатия. Все винтовые компрессоры можно разделить по конструкции на:

- Однороторные;
- Двухроторные;
- Многороторные.

Многороторные в силу своих конструктивных особенностей не получили широкое распространение.

Двухроторные занимают на рынке основное место в процентном соотношении с однороторными компрессорами. Но и однороторные компрессоры широко используются в промышленности: в холодильной технике и кондиционировании, также в нефтегазовой отрасли, выпускаются как и в зарубежных, так и в российских фирмах. В XIX веке шведский инженер А.Лисхольмом в 1935 году получил первый патент на промышленный образец, где описывался принцип работы винтов, которые сжимают рабочую среду. Эффективность работы такой машины была оценена немцами в годы второй мировой войны, ими было освоено производство для использования компрессоров на подводных лодках. В России в 60-х годах прошлого века начали изготавливать и разрабатывать машины объёмного сжатия. Значительный вклад в развитие компрессостроения внес И.А. Саун, по сегодняшний день труды профессора И.А. Сауна актуальны и используются в производстве.

Основные достоинства винтовых компрессоров:

- Увеличение ресурса работы компрессоров с помощью минимизации узлов трения;
- Плавная регулировка производительности в широком диапазоне из-за особенной конструкции ВК;
- Отсутствие инерционных нагрузок в рабочих органах и динамическая уравновешенность;
- Скорость процессов охлаждения компримируемой среды возрастает при

подаче жидкой фазы в рабочие полости компрессора.

Основные недостатки винтовых компрессоров:

- Увеличение массы габаритных характеристик и силовых нагрузок на узлы подшипников является следствием возрастания производительности и давления рабочей среды;

- Энергетические показатели машины и параметры компримируемой рабочей среды оказывают существенное влияние на расчётную окружную скорость;

- Негативное воздействие на эффективность работы машины оказывает пульсирующий процесс нагнетания рабочей среды.

Для дальнейшего положительного развития винтовых компрессоров нужны новые технологические и конструктивные предложения и решения.

Регулирование производительности, совершенствование профилей рабочих органов ВК, разгрузочные устройства для уменьшения осевых и радиальных сил в подшипниках являются перспективными и актуальными направлениями в развитии компрессостроения.

Цель и задачи работы

На сегодняшний день актуальной задачей является повышение эффективности и надежности работы винтовых компрессоров. Одной из существующих проблем считается проблема совершенствования рабочих органов винтового компрессора.

Для достижения настоящей цели была поставлена и решена задача оптимизации толщины зуба исходя из условий прочности и жесткости и минимизации протечек рабочей среды.

Теоретическая и практическая значимость работы

Предложенные в работе алгоритмы расчетов могут быть внедрены при проектировании винтового компрессора с новым профилем зуба.

1. Современное состояние и перспективы применения винтовых компрессоров.

1.1. Обзор существующих типов винтовых компрессоров.

Обеспечение параметров компримируемой среды для потребителя - это основное назначение и применение всех типов компрессоров. Сжатие рабочего вещества, преобразование динамической энергии в потенциальную энергию потока позволяет решить задачу обеспечения параметров рабочей среды. Компрессоры делятся на ряд основных типов по принципу работы, их классификация представлена на рисунке 1.

Одним из «старейших» типов компрессоров является *поршневой компрессор (ПК)*. Поршневой компрессор занимал одно из ведущих мест до середины XX столетия в компрессостроении.

Основными требованиями компрессорной техники:

- Повышение энергоэффективности, уменьшение массы одновременно с повышением производительности;
- Повышение производительности при увлечении суммарного объёма цилиндров и числа оборотов двигателя;
- Диаметр цилиндр, ход поршня и число рабочих цилиндров имеют существенное влияние при определении объемной производительности поршневого компрессора.

Перечень определенных ограничений каждого из указанных способов имеет место быть:

- Зависимость роста протечек компримируемой среды от увлечения геометрических параметров цилиндра и хода поршня;
- Рост сил инерции и динамических нагрузок при повышении скоростных параметров;

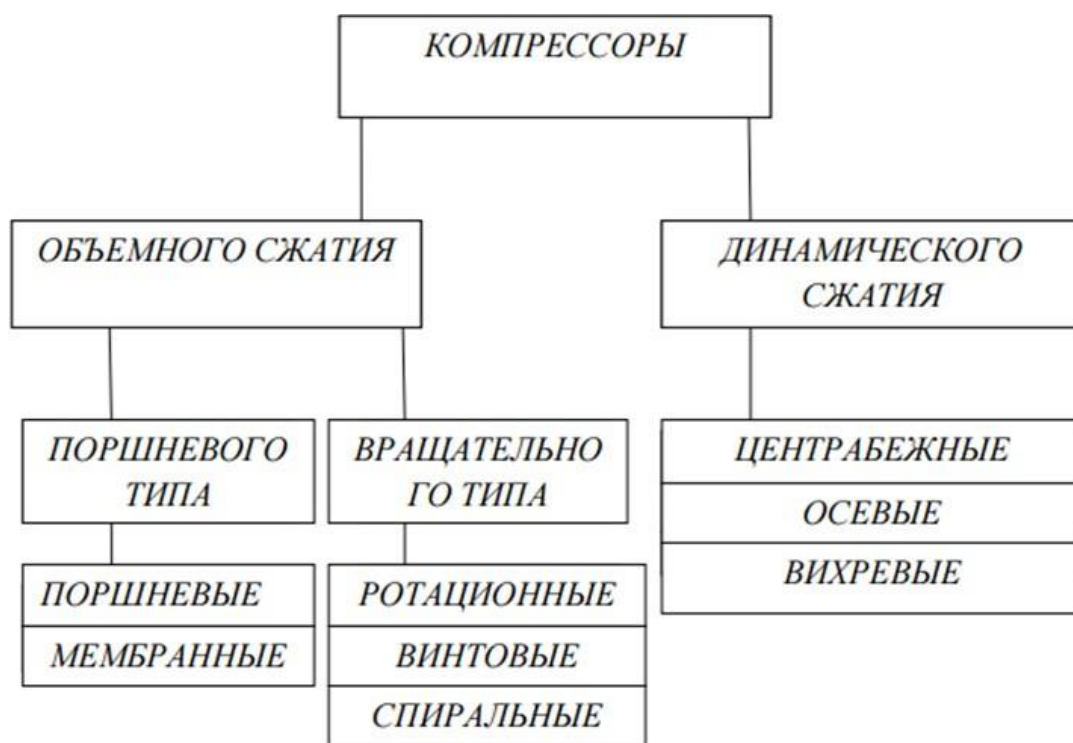


Рис.1. Классификация компрессоров по принципу работы.

- Ограничение роста числа цилиндров из-за конструктивных технологических особенностей эксплуатации и производства ПК;
- Рост динамических нагрузок, повышение износа, снижение долговечности и надёжности работы основных элементов компрессора (клапан) зависит от увеличения частоты вращения.

Целесообразно обозначить характерные недостатки этого типа машин для оценки перспектив и развития поршневых компрессоров.

Недолгий рабочий ресурс клапанных узлов, значительное число трущихся деталей, ограничения при регулировании производительности, механизмы преобразования вращательное движение в возвратно-поступательное движение двигателя и поршневых групп.

Поршневые компрессоры широко применялись до нашего времени особенно при малых производительностях и высоких давлениях, несмотря на вышеизложенные недостатки.

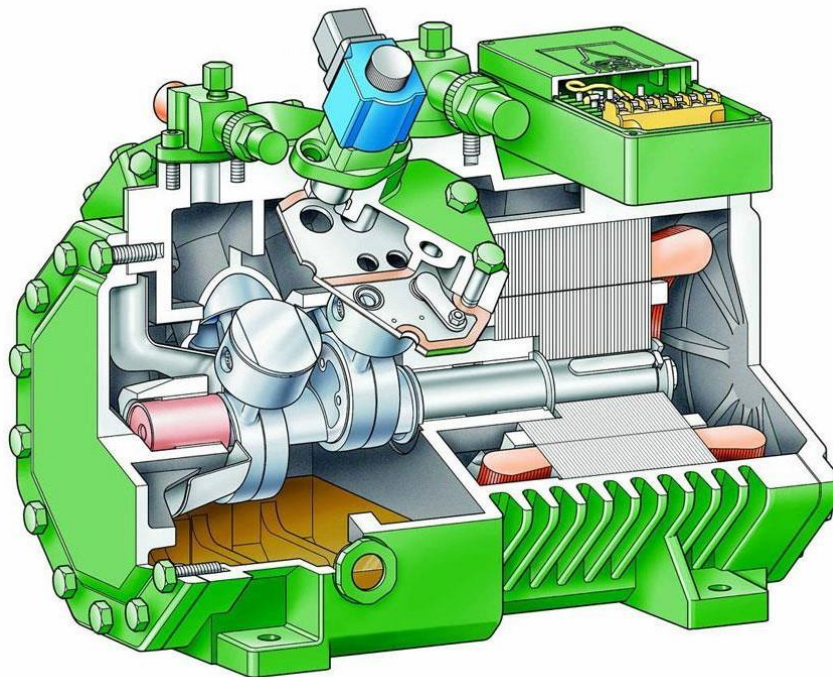


Рис.2. Поршневой компрессор.

Решение задачи регулирования производительности с учётом снижения энергопотребления компрессора появилось с использованием электродвигателей частного управления, а уменьшение потерь на трение и износ и решение этой задачи произошло с появлением новых материалов и технологий изготовления. Далее была решена задача преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное двигателя и поршней путем повеления линейного компрессора, который позволил уменьшить динамические нагрузки, габариты и массу конструкций, при этом увеличить энергоэффективность и надёжность машины.

Новые перспективы в развитии поршневых компрессоров позволяют сделать всё вышеизложенное.

Сравнительно недавно, в 80-х годах XX века, на рынке появились *Спиральные компрессоры (СПК)*, ещё более 100 лет назад был известен принцип их работы. Но получить промышленный образец этого типа компрессора и воплотить идею в реальность удалось благодаря передовым технологиям и точному станочному оборудованию.

На сегодняшний день этот тип компрессора прочно занимает своё место на рынке и нишу в компрессорной технике. СПК широко применяются в системах кондиционирования и в холодильной технике при малых и средних производительностях. Рабочие органы этого типа компрессора состоят из двух спиралей, спирали расширяются от центра цилиндра к краю, обе спирали вставлены друг в друга, внешняя спираль вращается относительно внутренней, а неподвижной остаётся внутренняя спираль. Спиральный компрессоры можно классифицировать в зависимости от наличия жидкой фазы в рабочих полостях сжатия:

- Маслозаполненные (вспрыск капельной жидкости) – ВКМ;
- Компрессоры сухого сжатия – ВКС;
- Компрессоры мокрого сжатия – ВКМС.

В ВКМ масло впрыскивается в малом объёме в рабочее пространство после того, как полости сжатия разъединяются от камеры всасывания. Смазывание пар трения, уплотнение зазоров, снижение уровня шума в машинах происходит благодаря маслу. При подаче масла в полость работы ВК будет увеличиваться коэффициент подачи, так же конструкция становится более простой и тем самым может происходить снижение частоты вращения.

В компрессорах мокрого сжатия и сухого касание обоих винтов друг с другом не допускается, синхронное вращение возможно только при наличии шестерен связи, расположенные на валах ведущего и ведомого винта. Более низкую температуру конца сжатия в компрессорах мокрого сжатия можно получить при впрыске капельной жидкости.

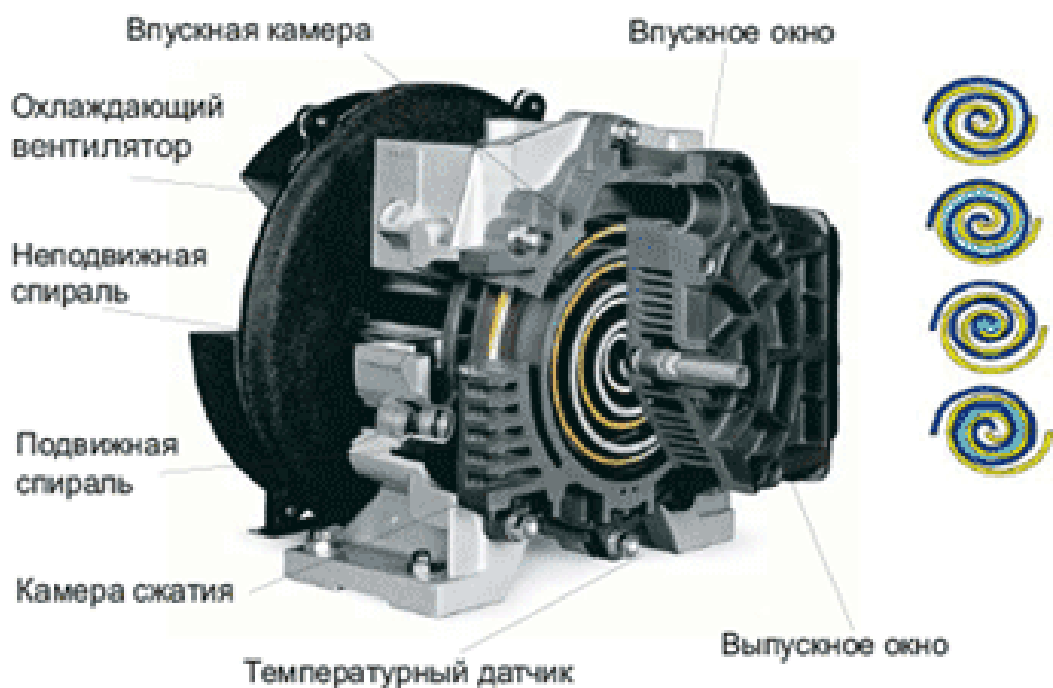


Рис.3. Спиральный компрессор.

Так можно разделить спирали в зависимости от формы рабочего профиля на Архимедовы, кусочко – окружные, эвольвентные и др.

Обе спирали обеспечивают объёмное сжатие за счет перекачивания без скольжения относительно друг друга, тем самым обеспечивая процесс сжатия рабочей среды.

Основные достоинства спирального компрессора:

- энергетическая эффективность;
- низкий уровень шума;
- динамическая уравновешенность
- надежность и долговечность;

Повышенные и особенные требования к точности сборки и изготовления и действие осевых и радиальных сил на подшипниковые узлы это является рядом недостатков этого типа компрессорной машины.

Вышеизложенные недостатки влияют на производительность, степень

повышения давления, что ограничивает рабочие параметры спирального компрессора. Этот тип машин, не смотря на свои недостатки имеет положительные перспективы развития, так как существуют более совершенные конструктивные материалы и технология производства.

Компрессорами динамического сжатия являются *осевые компрессоры (ОК)*, принцип работы заключается в преобразовании механической работы в кинетическую энергию потока и далее во внутреннюю энергию, что повышает рабочее давление.

В состав осевого компрессора входят ряд ступеней, где расположены вращающиеся рабочие колеса с профилированными лопатками и неподвижные лопаточные аппараты. Межлопаточный канал - это пространство между соседними лопатками, оно есть в рабочем колесе и в направляющем аппарате. Межлопаточный канал имеет форму диффузора. У роторов ОК частота вращения может достигать десять тысяч оборот в минуту, скорость компримируемой среды может превышать сверхзвуковую скорость.

Основные проблемы при проектировании осевых компрессоров:

- прочностные характеристики рабочих колес;
- Эффективное регулирование производительности;
- Эффективность и надёжность работы подшипниковых узлов.

В дальнейшем усовершенствовать этот тип машины возможно при использовании более современного привода.

Как и поршневые и спиральные, так и ротационные компрессоры относятся к машинам объемного принципа действия. Путем уменьшения замкнутого объема рабочие органы компрессора сжимают определенный объем всасываемого рабочего вещества. Такие рабочие процессы характеризуются строгой последовательностью, дискретностью, цикличностью. В класс машин типа ротационных входят пластинчатые, с катящимся ротором, компрессорные машины Рутса, трохойдные (роторно-поршневые), спиральные.

Общее между вышеперечисленными компрессорами: отсутствие у роторов поршней возвратно-поступательного действия и вращательное движение самих рабочих роторов.

24 марта 1878 года в Ганновере был зарегистрирован патент ученым Хайнрихом Кригаром, где описывался принцип действия ВК.

В 1936 году шведский инженер Альф Лисхольм создал ВК наиболее похожий на современный тип винтового компрессора, получив патент на изобретение.

Винтовой компрессор это объёмная роторная машина с зубьями обкатываемого профиля. Роторы основными рабочие органы, которые работают в паре с винтовыми зубьями.



Рис.4. Винтовой компрессор.

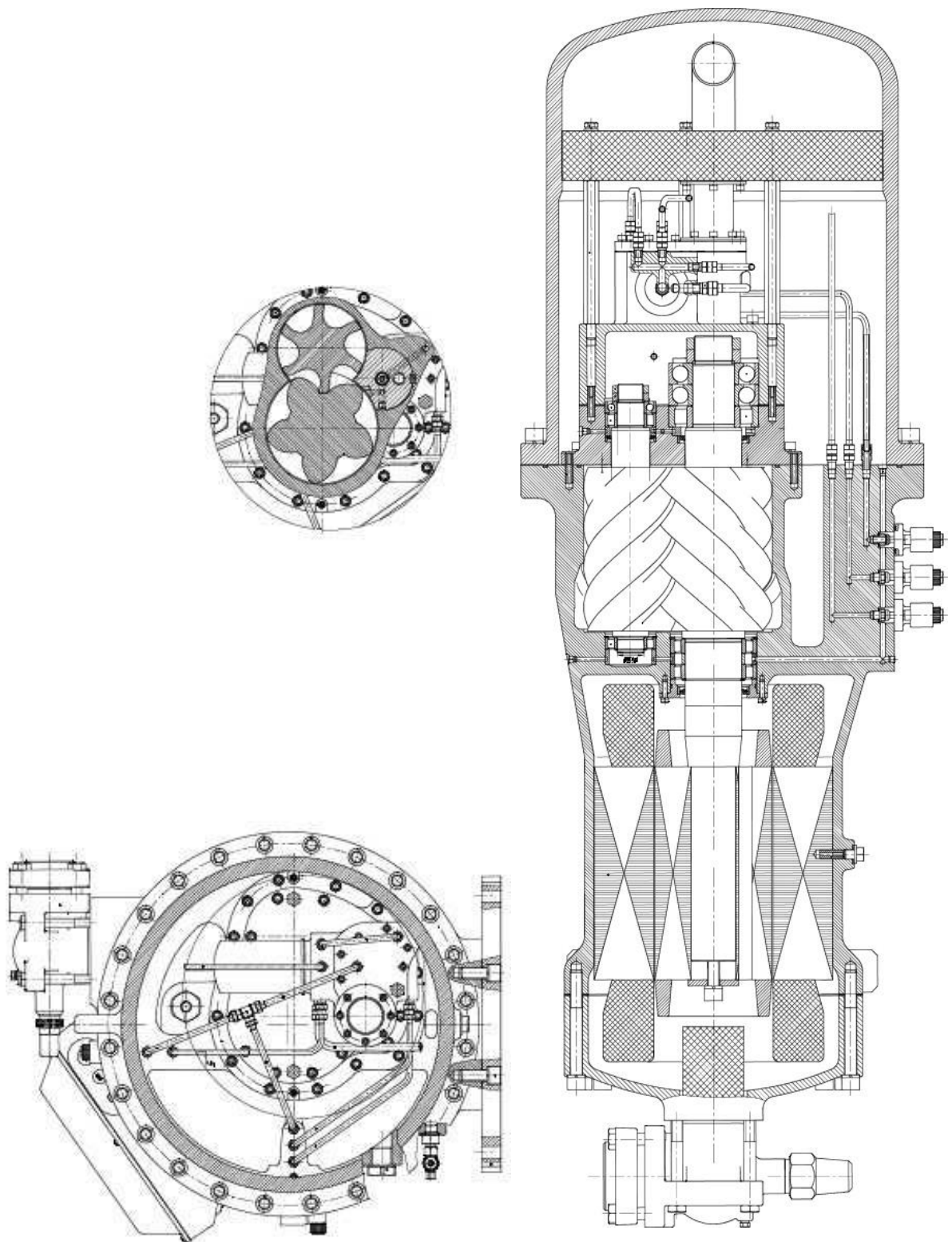
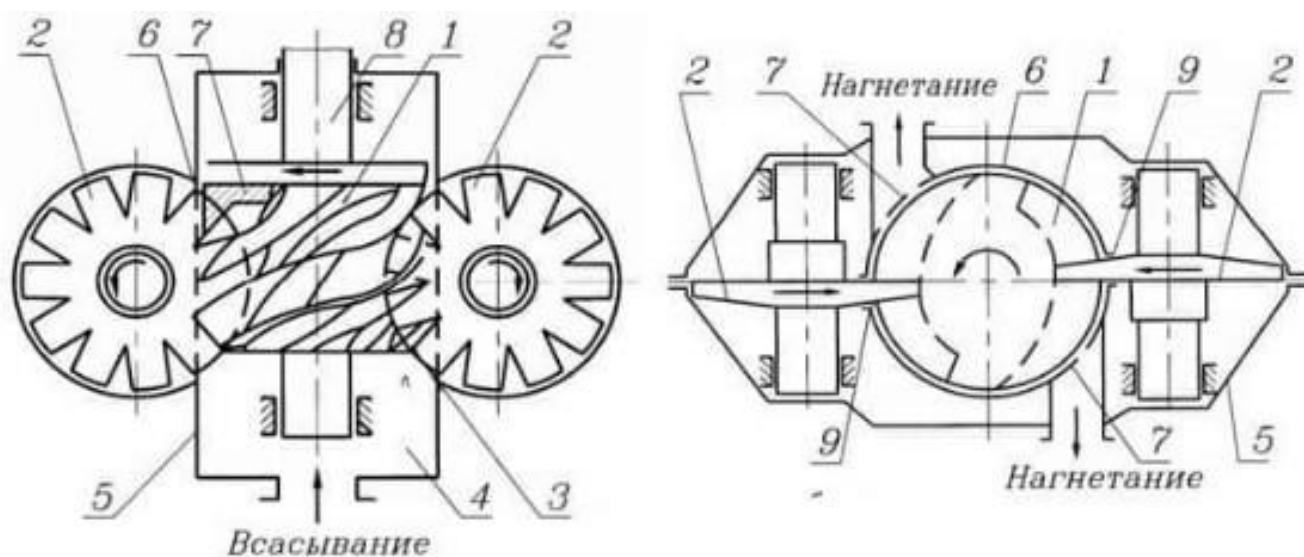


Рис.5. Полугерметичный винтовой маслозаполненный компрессор в разрезе.



Винтовой компрессор однороторный (ВКО): 1 – винт-ротор; 2 – отсекатели; 3 – конический скос; 4 – всасывающая камера; 5 – корпус; 6, 7 – окна нагнетания; 8 – приводной конец вала; 9 – прорезы для ввода отсекателей

Рис.6. Конструкция ВКО

На рисунке 6 изображена конструкция ВКО. Процесс сжатия протекает параллельно в двух противоположных винтовых полостях, что уравнивает радиальные силы, которые действуют на винт-ротор. Уравнивание осевых сил происходит за счёт давления всасывания между корпусом и винтом со стороны торца нагнетания. С помощью особенного конструктивного выполнения ВКО имеют следующие преимущества:

- Уравновешенные радиальные и осевые силы, что оказывает влияние на подшипники;
- малая металлоемкость;
- низкая температура нагнетания;
- низкий уровень шума.

Промышленный образец ВОК впервые был запатентован Зиммерном. Все зарубежные компрессоры выпускаются по схеме: центральный винт и два зубчатых отсека, имеющие прямоугольную форму зуба. В конце 80х годов прошлого века Прониным В.А. был запатентован винтовой однороторный компрессор с окружной формой зуба рабочих органов. Опытный образец компрессора был изготовлен и успешно испытан.

Основные недостатки ВОК:

- Сложность выбора антифрикционной пары материалов;
- Подбор оптимальных зазоров в рабочей полости.

Компрессоры могут быть с вертикальным и горизонтальным расположением роторов. Сальниковые и бессальниковые в составе с электродвигателем. Привод может быть за ведущий или ведомый ротор.

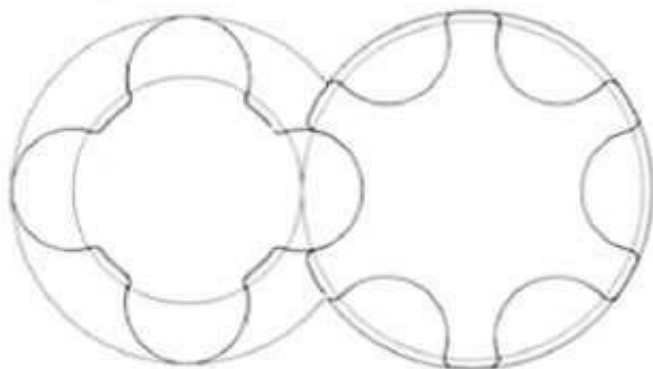
К динамическому сжатию относятся *центробежные компрессоры (ЦК)*. Принцип работы *ЦК* можно сопоставить с принципом действия осевого компрессора, так как они оба относятся к динамическому сжатию. Основным отличием является действие центробежных сил, которое влияет на увеличение давления компримируемой среды. В *ЦК* рабочие колеса образуют диффузорные каналы, так как колеса представляют собой сложные тела вращения с профилированными лопатками. В рабочее колесо попадает поток рабочего вещества, где происходит передача кинетической энергии. Далее происходит торможение компримируемой среды в диффузоре после её выхода из рабочего колеса, где преобразуется кинетическая энергия во внутреннюю энергию. Увеличение рабочих ступеней приводит к повышению конечного давления, но и оказывает влияние на массу и габаритные характеристики компрессора.

Повышение эффективности работы центробежного компрессора состоит из нескольких задач:

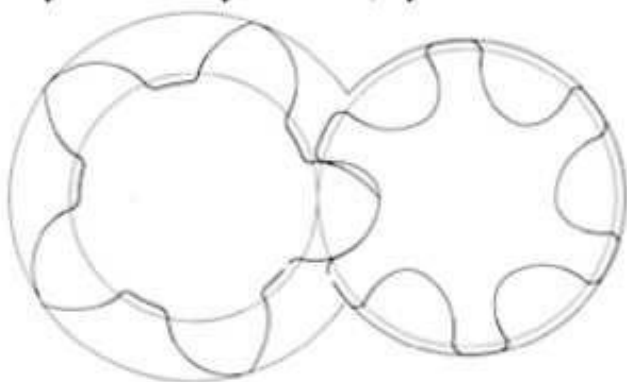
- Использование эффективных уплотнений в подшипниках;
- Улучшение проточной части компрессора;
- Использование современных приводов.

Компрессоры классифицируются по типу профиля за-за применения различных профилей зуба. Название профилей зависит кривой в составе данного профиля зуба, что также говорит об особенностях зацепления винтов. Основные типы профилей представлены на рисунках 7.1. и 7.2.

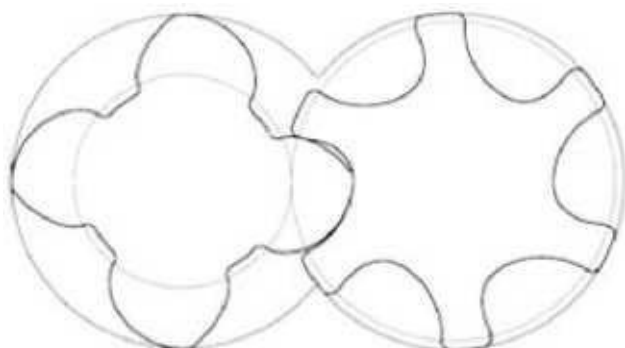
Профиль Нильсона 1952



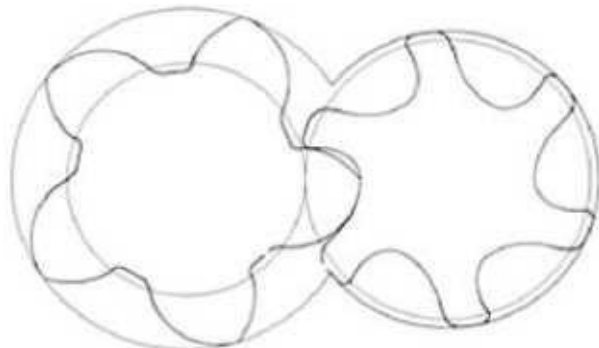
Профиль Лисхольма 1967



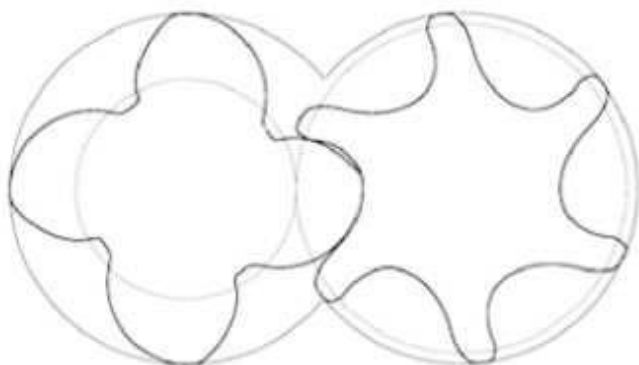
Профиль SRM 'A', 1979



Профиль СКБК, 1977



Профиль SRM "D", 1982



Профиль FuSheng, 1988

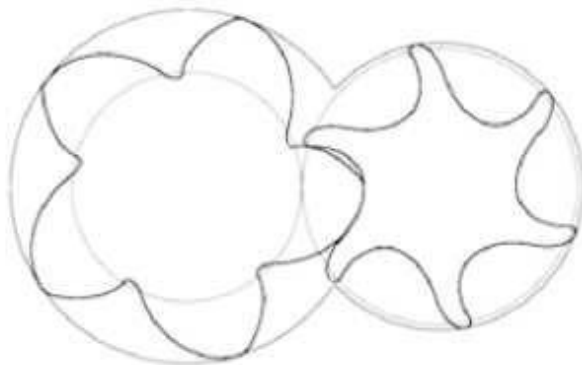
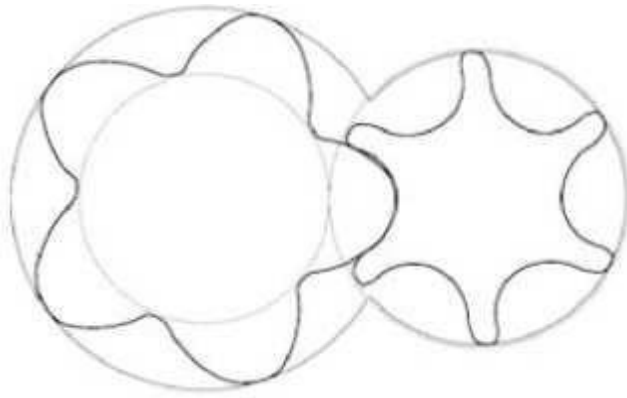
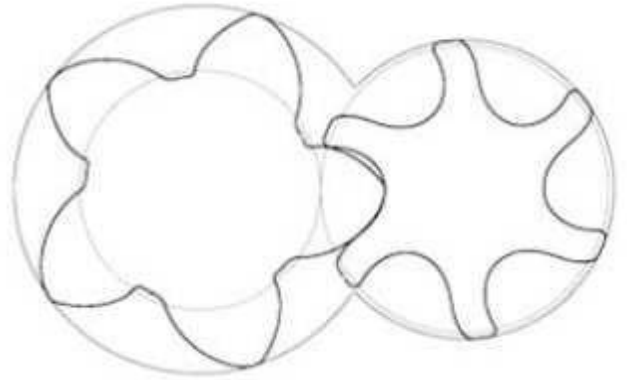


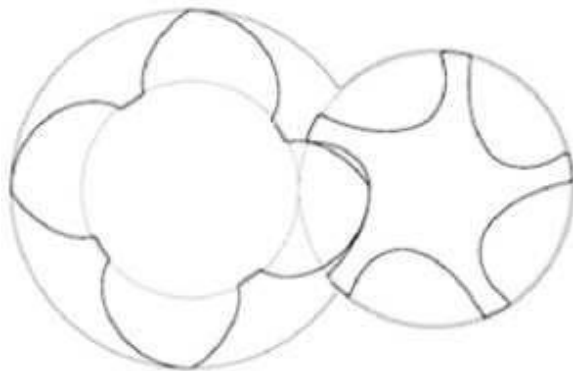
Рис. 7.1. Симметричные и ассиметричные профили винтовых компрессоров.



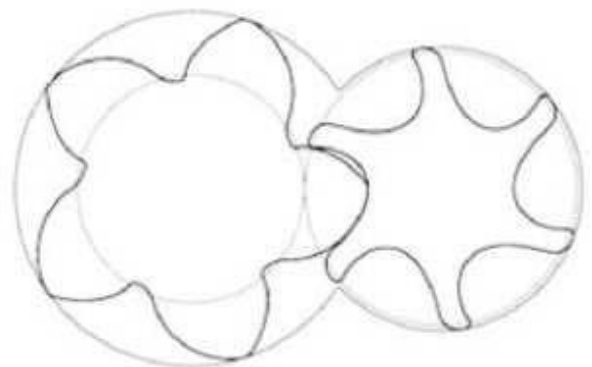
Профиль Hough D, 1984



Профиль Нурер, 1995



Профиль Rinder's, 1987



Профиль 'N', 1996

Рис. 7.2. Типовые профили винтовых компрессоров.

Обзор типов компрессоров и их недостатки помогают открыть новые пути модернизации и совершенствования отрасли компрессостроения, которые затрагивают многие факторы при проектировании и эксплуатации:

1. Усовершенствованные конструктивные элементы рабочих органов компрессора;
2. Новых улучшенные виды материалов для конструкции;
3. Совершенствование технологий изготовления и улучшение культуры производства;
4. Применение электрических приводов с частотной регулировкой числа оборотов.

1.1. Перспективы применения и развитие винтовых компрессоров в промышленности

Использование компрессоров в областях промышленности весьма разнообразно и зависит от условий эксплуатации и потребностей. Таким образом, компрессоры отличаются по рабочим давлениям, производительности, сжимаемой среде и т.д. Компрессоры весьма разнообразны по своей классификации, типам и конструкциям.

ВК производятся многими зарубежными фирмами (Grasso, Holl-Termotank и др.) и нашли применение в холодильной технике в частности в чиллерах систем кондиционирования воздуха..

Винт и два отсекаателя создают две полости зацепления (нагнетания), которые представляют червячные пары. Винт имеет цилиндрическую форму и винтовую канавку. В системе с винтом работают два отсекаателя, расположенные по обе стороны от винта, которые вращаются в противоположных направлениях друг от друга. Как правило, винт приводит в движения отсекаатели, и при их вращении происходит уменьшение объемов в полостях расположенными между винтом и зубьями отсекаателей, что приводит к уменьшению объёма компримированной среды.

По сравнению с другими видами компрессоров, однороторный винтовой компрессор имеет ряд преимуществ, например:

- скорость рабочей среды на всасывающем тракте больше;
- температура нагнетания гораздо ниже;
- небольшая металлоемкость;
- лучшие объёмные свойства;
- система регулирования производительности, гораздо эффективнее[20].

Главным назначением компрессоров является гарантирование характеристик компримируемой среды, необходимых всем потребителям. Эту проблему возможно решить разными способами, в замкнутом объеме сжимать вещество, либо трансформировать в потенциальную энергию потока из динамической, образуя давления в напорных магистралях. Компрессоры

довольно широко применяются и распространены во многих отраслях, связанных с промышленностью. Обеспечение заданных параметров для сжимаемой среды, является основной задачей этих машин [1].

Они нашли своё применение там, где потребность в сжатом воздухе очень велика, в транспортировании природных газов в магистралях, так, газ поступает от мест добычи и разработки к основным его потребителям. Они нашли своё место в комплексах воздушного охлаждения, компрессора применяют для заправки баллонов газами с высоким давлением как для нужд медицины, так и для сварочных работ. Во многих производственных и строительных процессах они применяются для питания всевозможных пневмоинструментов. Для нормализации давления на бортах самолетов, в двигателях с реактивной тягой, в таких как, турбореактивные (Рис. 8) и турбовентиляторные, чтобы гарантировать подачу окислителей, необходимых для сгорания горючего и топлива [2].

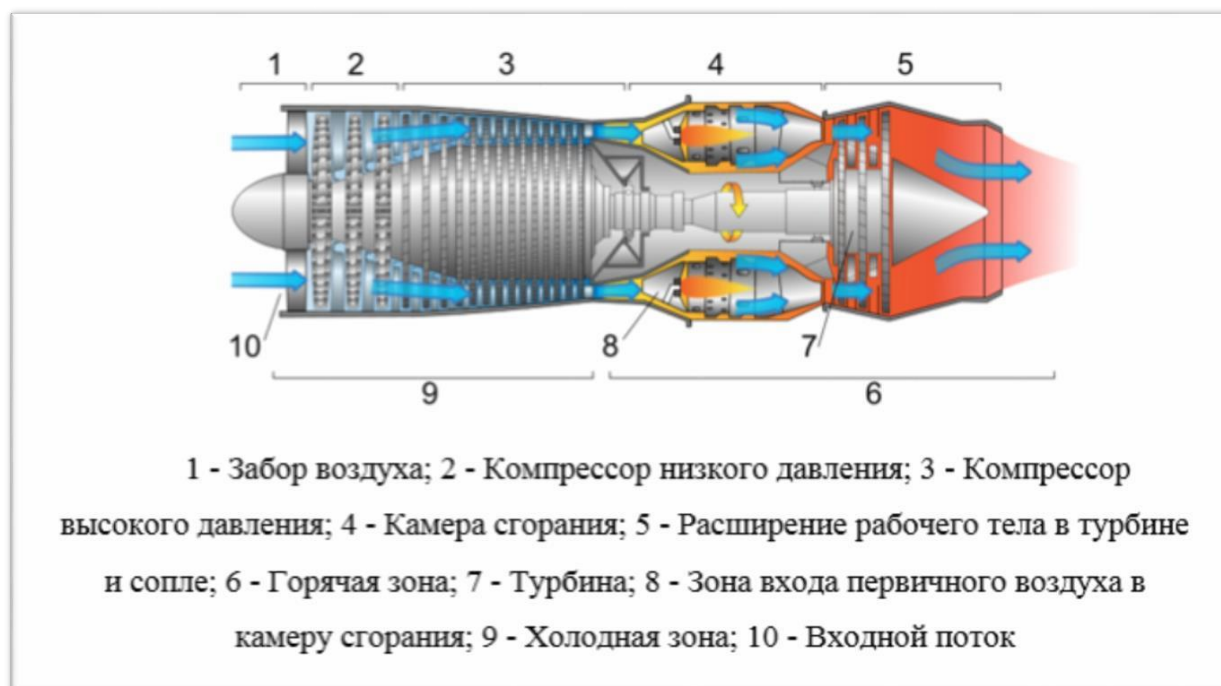


Рис.8. Турбоактивный компрессор

Такие области как дайвинг, активно используют возможности компрессорной техники наполнения баллоны газом. В подводной лодке, для закачивания танков в которых храниться воздух и другие газоздушные смеси, ис целью регулирования глубины. Турбокомпрессор используется с целью повышения производительности двигателя внутреннего сгорания, за счет

повышения расхода [3]. Никак не обойтись без применения компрессоров в железнодорожной технике, где гарантируют работу тормозных системы.

На сегодняшний день компрессоры применяют практически во всех сферах промышленной индустрии. Без компрессора на сегодняшний день не реализуема деятельность индустриальных комплексов страны.

Формирование новейших эффективных научно-технологических процессов невозможно без совершенствования технологического оснащения, в том числе и компрессорных машин, и техники. Техническое совершенство используемых компрессоров во многих случаях определяется экономичностью, надежностью и их КПД [4].

В сферах небольшой производительности широкое распространение приобрели объемные машины роторного типа в связи с их достоинствами: уравновешенностью, простотой конструкции, хорошими массогабаритными показателями и значительным КПД. Класс машин характеризуется различным количеством конструктивных схем, которые отличаются по кинематике движения рабочих органов и по исполнению профилей роторов, винтовых роторов, отсекаелей и зубьев отсекаелей. Это многообразие объясняется попытками ликвидации научно-технических недочётов. [5,6].

В настоящее время ведутся работы по исследованию усовершенствования конструкции винтового компрессора. Существуют современные технические решения, которые показывают стремительное развитие ВКО и их перспективность применения. В технических решениях бывают тупиковые и перспективные, но перспективные решения не всегда получается оценить однозначно. К примеру, появились варианты исполнения ВКО с разгрузочными каналами [45]. К недостаткам такого ВКО относится довольно низкое значение коэффициента подачи, ввиду того, что разгрузочный канал соединен с полостью нагнетания и открыт у поверхности зубчатого отсекаеля со стороны полости всасывания.

Для более эффективной и экономичной работы ВКО разработана схема с наличием системы впрыска масла в рабочие полости машины. Использование

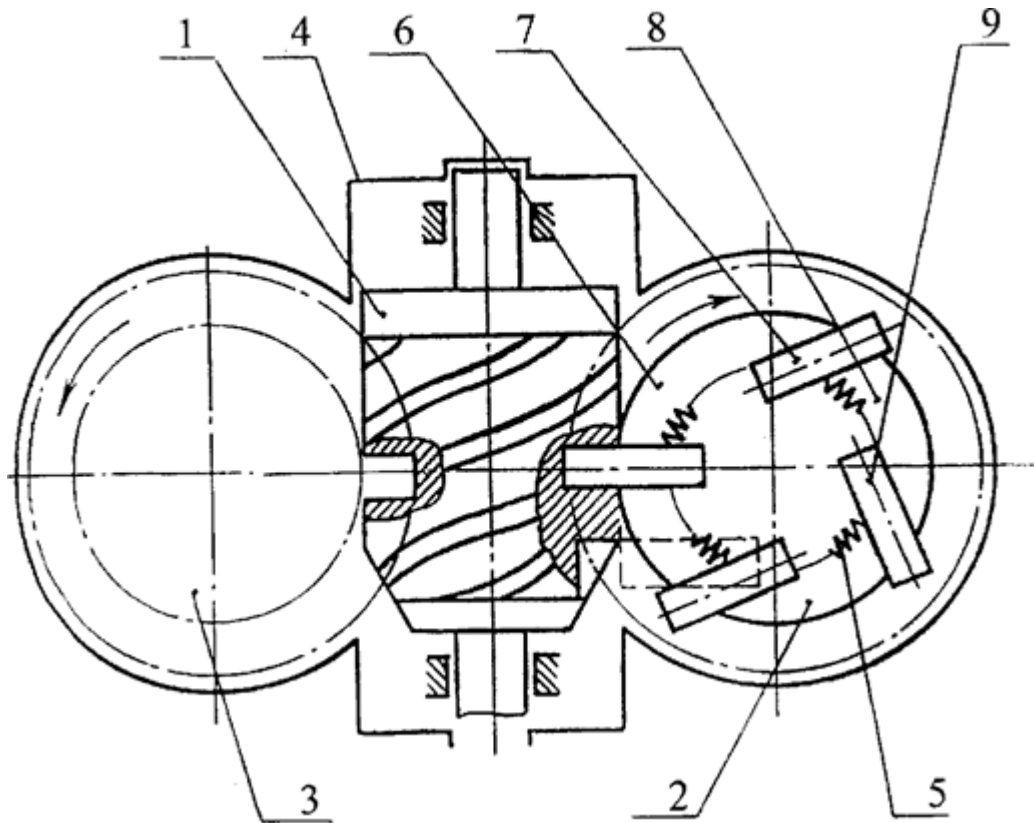
маслопровода, установленного внутри разгрузочного канала ВКО и совместно с полостями всасывания, сжатия и нагнетания в зубьях отсекаателей, Может привести к потерям рабочей среды и увеличению коэффициента подачи.

К новым разработкам относят машину, где используется магнитная разгрузка подшипниковых опор отсекаателей.

Технология изготовления винта ВКО можно упростить, обеспечивая условие перпендикулярности продольной оси зуба отсекаателя, который расположен в зацеплении с винтом [4]. На рис.9. изображена схема зацепления отсекаателя с подвижные зубья и центральным винтом. Может быть при условии наличия впружин и фиксаторов, шарниров, которые дают возможность поворота зуба в плоскости вращения диска. Но пока такой конструкции не существует из-за сложной конструкции ВКО, где своевременно появляются новые узлы работающие в более ограниченных в требованиях режимах эксплуатации.

Существует конструкция винтового компрессора с зубьями отсекаателя, где подшипниковые опоры установлены на продольных осях вращения зубьев. Машины данного класса не были изготовлены, вследствие, более низких энергетических характеристик по сравнению с ВКО, и более высокой металлоемкости и трудоемкости при изготовлении.

Из-за отсутствия оборудования в нашей стране способного нарезать винт, с помощью импортного оборудования был изготовлен и запатентован винтовой компрессор с окружным профилем зуба. В 1985 году в нашей стране был уже создан ВКО внешнего вида, которого был с окружным



1 -винт; 2,3 - зубчатый отсекатель; 4 - корпус ВКО; 5 - возвратная пружина; 6- фиксатор; 7- ось поворота зуба; 8- диск зубчатого отсекателя; 9- зуб отсекателя.

Рис.9. Конструктивная схема ВКО с поворотными зубьями отсекателя.

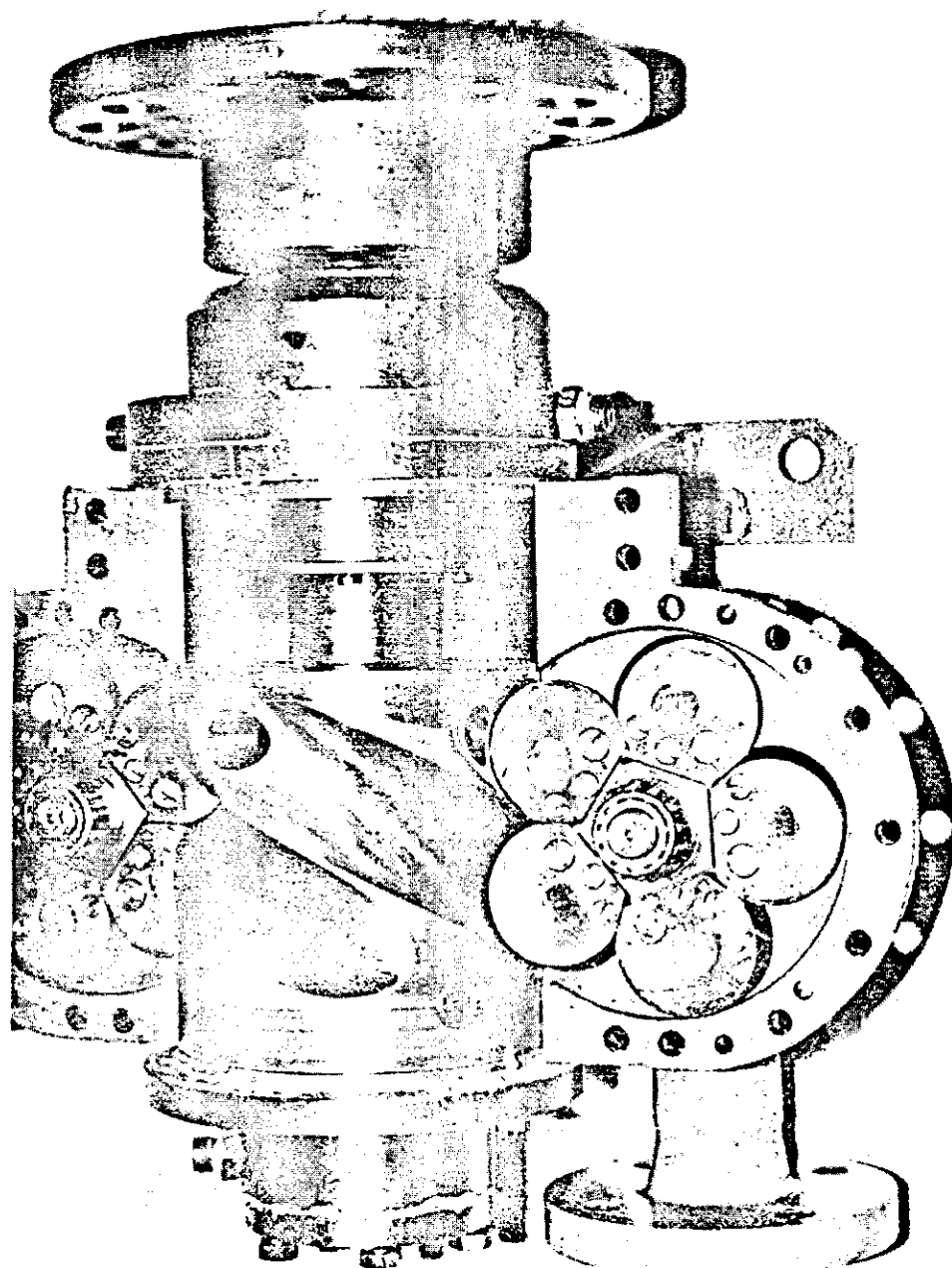
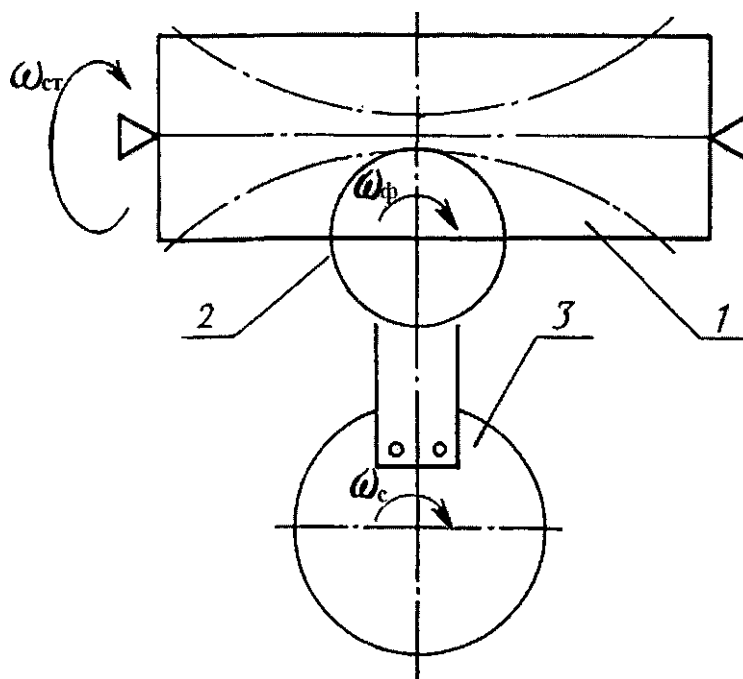


Рис. 10.1. ВКО с окружным профилем зуба без верхней крышки.

профилем зуба, который изображен на рис. 10.1. Данная конструкция компрессора изготавливается с помощью универсальных фрезерных станков, обрабатывающие центры с автоматическим управлением [26]. Использование универсальных станков ЧПУ помогает повысить качество выпускаемой продукции, ручное управление процессами в производстве заменяется машинным управлением без участия человека, что увеличивает степень совершенствования производственного процесса за счет сокращения времени и

более легкого процесса работы станка.

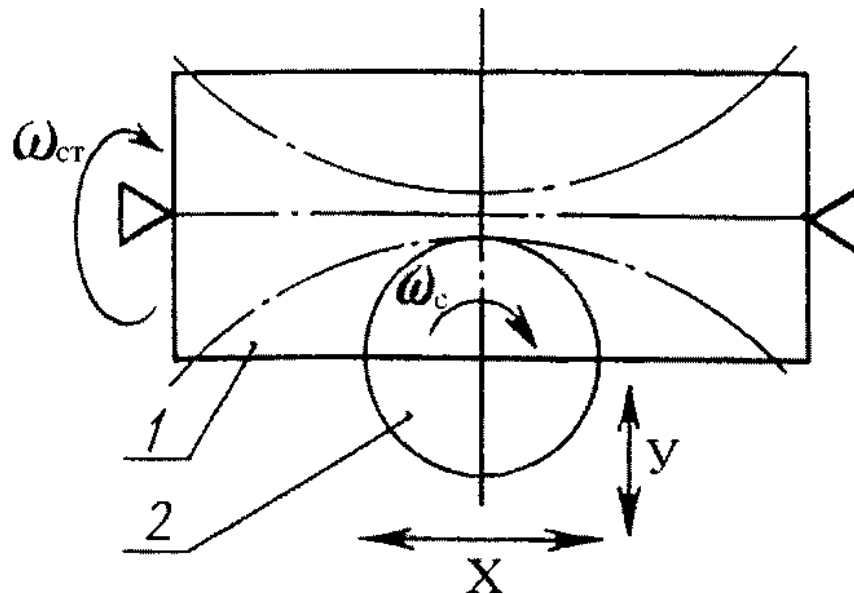
На рис. 10.2. изображена принципиальная схема нарезки винта. Изготовление (нарезка) винтов ВКО с окружным профилем полостей заключается в следующем: заготовка винта (1) устанавливается в шпинделе универсального станка.



1 - заготовка винта; 2 - фреза; 3- поворотная часть.

Рис. 10.2. Принципиальная схема нарезания винта.

Инструмент для резания выглядит как двухсторонняя фреза, которая расположена на столе станка. Фреза (2) вращается со скоростью, которая называется скоростью главного движения. Скорость вращения заготовки обеспечивает круговую подачу. Режущий инструмент (2) установлен на столе (3) станка. Стол (3) станка вращается относительно своей оси с определённой угловой скоростью. Заготовка винта в процессе вращения, который (1) происходит в плоскости перпендикулярной вращения (3) стола и режущего инструмента (2).



1 - заготовка винта; 2 - фреза; X и Y - степени свободы.

Рис.10.3. Принципиальная схема нарезания винта.

Следующий вариант изготовления показан на рис. 10.3. Данный метод нарезки похож на метод , который показан на рис. 10.2. только режущий инструмент (2) находится на тележке (3) которая перемещается в плоскости проходящей через ось вращения заготовки винта.

В первом случае точность изготовления винта зависит только от степени изношенности режущего инструмента и точности синхронности угловых скоростей. При обработке вторым способом степень изношенности фрезы и точность изготовления оказывает влияние на конечное число точек позиционирования обрабатывающего центра, что приводит в движение по окружности перемещения каретки по двум взаимно перпендикулярным координатам, необходимо согласование этого движения с вращением заготовки винта.

Для изготовления винта используют дисковую двухстороннюю фрезу, от которой зависит форма канавки винта и профиль зубьев отсекателя ВКО.

Вследствие такого профиля канавки, зуб окружного профиля представляет собой «винтовой столб» [4]. Это наклонный цилиндр с параллельными основаниями в виде кругов одинакового диаметра. На рис.10.4. изображен зуб

окружного профиля.

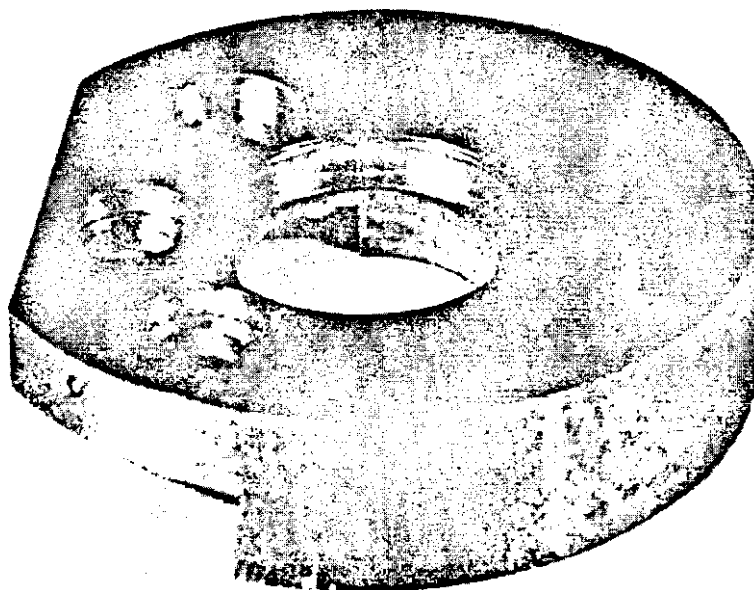


Рис. 10.4. Внешний вид зуба окружного профиля.

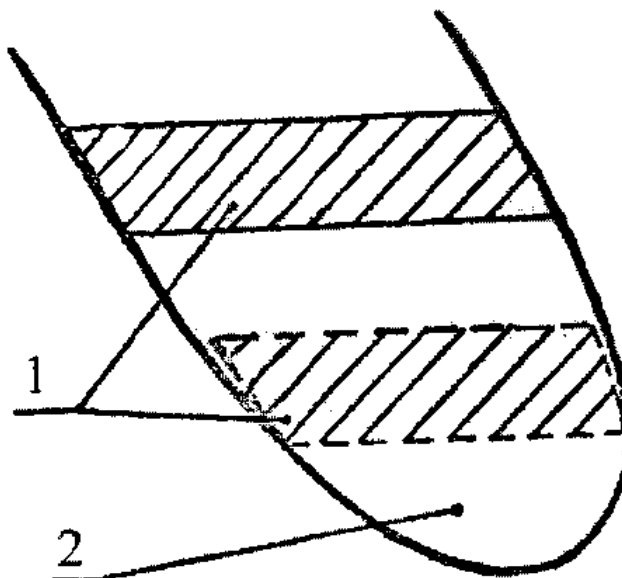


Рис. 10.5. Схема зацепления зуба отсекателя с полостью винта.

1 - зуб отсекателя; 2 - винтовая полость окружного профиля

На рис.10.5. изображена схема зацепления зуба зубчатого отсекателя с

винтовой полостью винта окружного профиля. В первом приближении , «винтовой столб» это наиболее приближенный к идеальной форме зуб.

Основные достоинства окружного профиля рабочих органов ВКО:

1. Высокая эксплуатационная надежность за счет снижения степени износа рабочих органов.

2. Хорошая технологичность рабочих органов ВКО при помощи не только упрощения технологии изготовления винта, но и упрощения процесса сборки компрессора.

3. Обеспечивается увеличенный срок службы опор зубчатого отсека.

4. Высокая экономичность за счет снижения протечек рабочей среды в плоскости вращения зубчатого отсека через щели в боковых гранях зуба и винтовой полостью.

2. Анализ основных процессов и особенностей построения рабочих органов винтового однороторного компрессора. Теоретическая объёмная производительность

Одной из основных характеристик винтового компрессора является коэффициент подачи. Коэффициент подачи λ , выражается отношением действительной производительности компрессора к теоретической. Для определения коэффициента подачи необходимо оценить значение геометрической производительности компрессора и протечки через щели в рабочих органах ВКО [18,19,20,21].

Оценивание протечек рабочей среды основано на знаниях законов изменения во времени геометрических параметров щели, между поверхностью канавки винта и зубом отсекателем. Расчет теоретической объёмной производительности компрессора состоит в измерении параметров рабочих органов винтового компрессора, которые находятся в зацеплении.

Для расчёта теоретической объёмной производительности компрессора находят объём винтовой полости центрального винта, который определяется из т. Гюльдена [22]. Данная теорема говорит о том, что объём тела равен произведению площади этой фигуры на длину дуги, описанной ее центром тяжести. Под плоской фигурой понимается горизонтальная проекция части зуба отсекателя, который находится в зацеплении с центральным винтом.

Винтовой однороторный компрессор с окружным профилем зуба рабочих органов принимается как плоская фигура в форме сегмента круга.

Определение теоретической объёмной производительности сводится к задаче определения объёма винтовой полости центрального винта при заданных параметрах.

На теоретическую объёмную производительность машины влияет целый ряд параметров, а именно:

- d зуба отсекателя;

- d центрального винта;
- передаточное число;
- n число заходов центрального винта.

Теоретическая производительность компрессора рассчитывается из объема воздуха, который помещается в рабочей части компрессора за один цикл всасывания, умноженный на количество циклов в единицу времени:

$$V_h = k z_1 n_1 \int_0^\alpha S(\alpha) r(\alpha) d\alpha, (1.1)$$

где k – число зубчатых отсекаелей;

z_1 – число заходов винта;

n_1 – частота вращения винта, c^{-1} ;

α – угол поворота винта, *град*;

$S(\alpha)$ – площадь плоской фигуры, зависящей от угла поворота винта;

r_α – кратчайшее расстояние от центра тяжести плоской фигуры до оси вращения винта, зависящее от угла поворота винта.

Общепринято считать компрессор, как поршень с цилиндром. В нашем случае это полость на винте и зуб отсекаеля, которые создают аналогичную схему.

Определим теоретическую объемную производительности компрессора с окружным профилем рабочих органов по двум методикам расчета в зависимости от z_1 и k при одинаковых d винта, отсекаелей и межосевом расстоянии рабочих органов компрессора.

Однороторные компрессоры которые серийно выпускаются имеют одинаковые наружные d центрального винта и отсекаелей.

Произведем расчёт объёмной теоретической производительности первым

методом [5], при следующих геометрических параметрах:

z_1 – число зубьев винта;

z_2 – число зубьев отсекателя;

$D_{el} = 160$ мм – наружный диаметр центрального винта;

$D_{2h} = 100$ мм – начальный диаметр зубчатого отсекателя;

$r_0 = 30$ мм – радиус зуба отсекателя.

Объем одной канавки центрального винта ВКО с окружным профилем рабочих органов определяется из выражения (1.1) и рассчитывается по следующей формуле:

$$V_h = 1/U \int_{\beta_{нс}}^{\beta_{кн}} S(\beta) r(\beta) d\beta, (1.2.)$$

$\beta_{нс}$ – угол начала нагнетания;

$\beta_{кн}$ – угол конца нагнетания;

$S(\beta)$ – площадь сегмента, зависящая от угла поворота зуба отсекателя;

$r(\beta)$ – кратчайшее расстояние от центра тяжести сегмента по оси вращения винта, зависящее от угла поворота зубчатого отсекателя;

U – передаточное отношение числа заходов винта к числу зубьев отсекателя.

На рисунке 11 изображена расчетная схема к определению теоретической объемной производительности винтового компрессора с окружным профилем зуба.

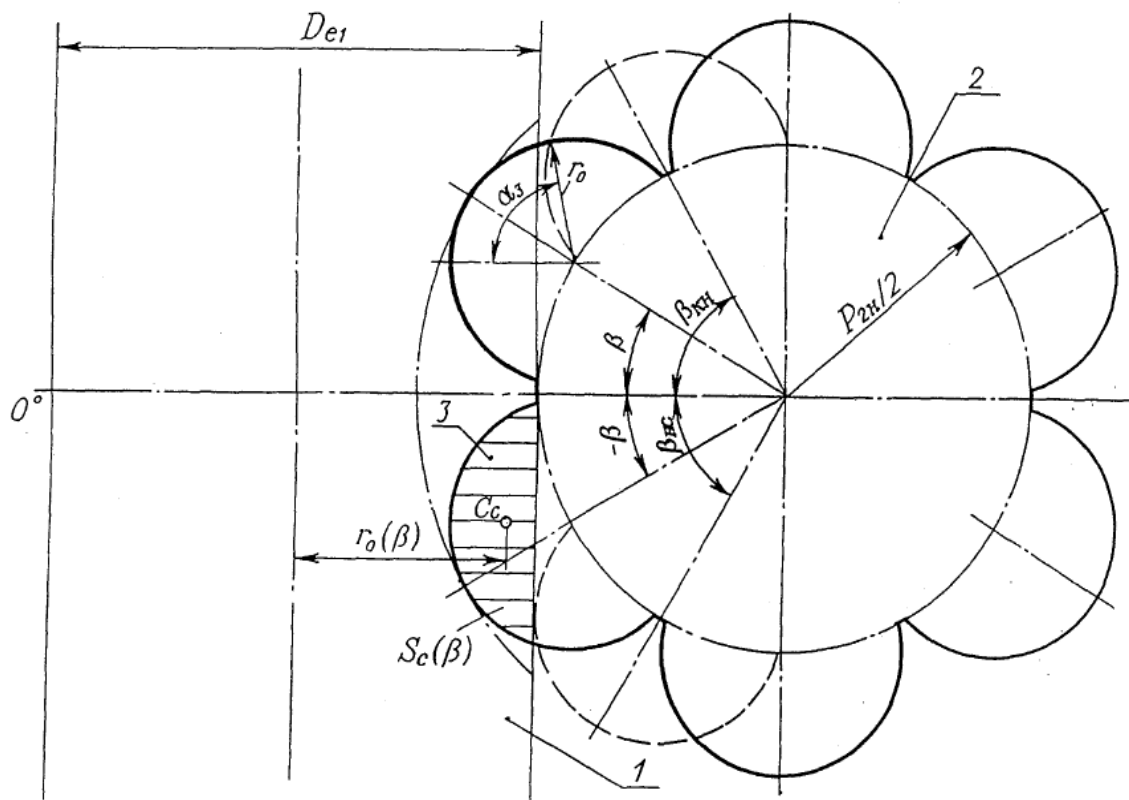


Рис. 11. Расчетная схема определения теоретической объемной производительности ВКО с окружным профилем рабочих органов 1 – винт; 2 – отсекатель; 3 – часть зуба отсекателя, находящегося в зацеплении с винтом; C_c – центр тяжести сегмента.

Для выбранной системы отсчета углы начала и конца нагнетания определяются выражением:

$$\beta_{нс} = -\arccos\left(\frac{D_{2H} - 2r_0}{D_{2H}}\right), \quad (1.3)$$

$\beta_{нс}$ принимает отрицательные значения,

$$\beta_{кн} = \arccos\left(\frac{D_{2H} - 2r_0}{D_{2H}}\right), \quad (1.4)$$

а угол $\beta_{кн}$ положительные

где r_0 – радиус зуба отсекателя;

D_{2H} – внутренний диаметр отсекателя.

Половина центрального угла сегмента a_3 определяется выражением:

$$a_3 = \arccos\left(\frac{(1 - \cos\beta) \cdot D_{2H}}{2r_0}\right), \quad (1.5)$$

Расстояние от (.) тяжести сегмента [49] до оси вращения винта – $r_c(\beta)$ определяется по формуле:

$$r_c(\beta) = \frac{D_{e1}}{2} - r_0 \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 a_3}{2a_3 - \sin 2a_3} - \cos a_3 \right), \quad (1.6)$$

Площадь сегмента $S_c(\beta)$:

$$S_c(\beta) = \frac{r_0^2}{2} (2a_3 - \sin 2a_3), \quad (1.7)$$

Анализируя 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7 объем полости винта с окружным профилем зуба отсекателя можно найти:

$$V_h = 1/U \int_{\beta_{HC}}^{\beta_{KH}} \frac{r_0^2}{2} \left\{ 2 \arccos\left(\frac{(1 - \cos\beta) \cdot D_{2H}}{2r_0}\right) - \sin 2 \left[\arccos\left(\frac{(1 - \cos\beta)}{2r_0} \cdot D_{2H}\right) \right] \right\} \cdot \left\{ \frac{D_{e1}}{2} - r_0 \left[\frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 a_3}{2a_3 - \sin 2a_3} - \frac{(1 - \cos\beta) \cdot D_{2H}}{2r_0} \right] \right\} d\beta$$

Для расчета объемной теоретической производительности по второму методу (Рис. 11), будут использованный идентичные геометрические параметры, а именно:

z_1 – число зубьев винта;

z_2 – число зубьев отсекателя;

$L = 130$ мм – межосевое расстояние;

$R = 100$ мм – расстояние от центра отсекателя до центра зуба отсекателя;

$r = 30$ мм – радиус зуба отсекателя.

Объем одной канавки центрального винта ВКО с окружным профилем рабочих органов определяется из выражения (1.1) и рассчитывается по следующей формуле:

$$V_h = z_1/z_2 \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} S(\alpha) r(\alpha) d\alpha, (1.8)$$

α_n – угол начала сжатия;

α_k – угол конца сжатия;

$S(\alpha)$ – площадь сегмента, который зависит от угла поворота зуба отсекателя;

$r(\alpha)$ – наименьшее расстояние от (.) тяжести сегмента по оси вращения винта, зависящее от угла поворота зубчатого отсекателя.

Углы начала и конца сжатия определяются выражением:

$$\alpha_n = -\arccos\left(1 - \frac{r}{R}\right), (1.9)$$

$$\alpha_K = \arccos \left(1 - \frac{r}{R} \right), (1.10)$$

где r_0 – радиус зуба отсекателя;

R – начальный радиус зубчатого отсекателя.

В выбранной системе отсчета угол B_{nc} принимает отрицательные значения, а угол B_{kn} положительные

Половина центрального угла сегмента a_3 определяется выражением:

$$a_c = \arccos \left(\frac{(1 - \cos \alpha) \cdot R}{r} \right), (1.11)$$

Наименьшее расстояние от центра тяжести сегмента [23] до оси вращения винта – $r_c(\beta)$ находим:

$$r_c(\alpha) = L - R - r \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 a_c}{2a_c - \sin 2a_c} - \cos a_c \right), (1.12)$$

Площадь сегмента $S_c(\alpha)$:

$$S_c(\alpha) = \frac{r^2}{2} (2a_c - \sin 2a_c), (1.13)$$

На основании выражений 1.9, 1.10, 1.11, 1.12, 1.13 объем полости винта с окружным профилем определяется выражением:

$$V_h = Z_1/Z_2 \int_{\alpha_H}^{\alpha_K} \frac{r^2}{2} (2a_c - \sin 2a_c) \left(L - R - r \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 a_c}{2a_c - \sin 2a_c} - \cos a_c \right) \right) d\alpha$$

где согласно выражению 1.11

$$a_c = \arccos\left(\frac{(1 - \cos\alpha) \cdot R}{r}\right)$$

Данные методики лежат в основе методики расчета сил и моментов, действующих на рабочие органы ВКО [24, 25, 26,27]

К преимуществам данных методик относятся:

- определение объема винтовой полости центрального винта происходит независимо межосевых расстояний, от профиля зуба и соотношения диаметров рабочих органов компрессора;
- возможность точного определения положений центров тяжести зубьев отсекателей от угла поворота рабочих органов компрессора;
- учитывается изменение угла наклона винтовых полостей центрального винта к плоскости вращения зубчатых отсекателей;
- методики являются достаточно простыми, что дает возможность использовать более простые алгоритмы для написания программы.

2.1. Оценка влияния различных факторов на эффективность работы ВКО

Недостатками всех винтовых машин можно является наличие нескольких видов потерь. Протечки компримируемой среды из областей повышенного давления в области пониженного давления являются самым важным видом потерь в винтовом однороторном компрессоре [23,24]. Протечки подразделяются на утечки и перетечки в зависимости от их характера протечек. Утечками условно это протечки на всасывание, а перетечки – это протечки между полостями, который находятся под различным давлением, но не таким же как давление всасывания. В ВКО перетечи могут полностью отсутствовать, а в двухроторном компрессоре их может быть значительно больше из-за конструктивных особенностей. Величина протечек рабочей среды зависит от полной площади щелей. Большое влияние оказывает глубина щели, которую можно регулировать за счёт изменения толщины зуба отсекаателя.

Анализируя потери можно сказать, что для машин с почти одинаковыми геометрическими и рабочими параметрами - величины одного порядка, хотя в в однороторных компрессорах потери на трение меньше, потому что винт ВКО разгружен от действия радиальных сил.

Почти все компрессоры обеспечивают имеют эффективную работоспособность в широком диапазоне рабочих параметров. ВК, у которых имеется регуляторы производительности, они эффективно изменяют производительность в диапазоне от 20% до 100% засчёт конструктивных особенностей,. Двухроторные и однороторные компрессоры без нагрузки осуществляют режимы пуска и изменяют геометрическую степень сжатия одновременно с изменением производительности.

Системы для регулировки производительности двухроторных машин рассмотрены в ряде работ [5,6,7]. Принцип действия состоит: между роторами находится золотник, который имеет аксиальное перемещение. В процессе перемещении золотника изменяется рабочая длина роторов из-за открытия перепускного окна относительно окна нагнетания, а работа на сжатие

компримируемой среды используется исключительно на рабочем участке винта. В двухроторном ВКМ окно нагнетания имеет две части - радиальную и аксиальную, радиальная часть характеризуется процессом изменения положения золотника - изменение площади проходного сечения этой части, что приводит к изменению геометрической степени сжатия машины.

Для системы регулирования ВКО используют другой принцип. Система регулирования компрессора состоит из поворотных колец. Это кольцо установлено в области расточки корпуса с окнами нагнетания компрессора. Кольцо устроено так, что при повороте открывается перепускное окно в корпусе компрессора, которое соединяет впадину винта и зуб отсекаателя с областью всасывания. Так же меняется площадь окон нагнетания, что поддерживает заданную геометрическую степень сжатия винтового однороторного компрессора при изменении его производительности. Управление поворотным кольцом происходит за счёт внешнего привода и зависит от режима работы машины. Более подробно данный вопрос описан в работе [8].

Рассмотрим процесс в рабочей части винтового однороторного компрессора с момента соединения с камерой всасывания. После освобождения полости от зуба отсекаателя в начале в полости возникает определенное разрежение, которое приводит к заполнению рабочим телом. Так же местные скорости компримируемой среды возрастают, что приводит к возникновению перепадов ΔP и энергетическим потерям.

Увеличение суммарного сечения щелей происходит из-за увеличения объёма впадин центрального винта и их числа, что приводит к возрастанию общей длины линии соприкосновения рабочих органов ВКО, где проходит процесс перетечек рабочей среды из полостей с большим давлением в меньшее, при равных температурах в полости истечения и самой щели.

Уменьшение массы рабочей среды в процессе компримирования в полости всасывания происходит из-за смешивания компримируемой среды в

щелях, что приводит к увеличению температуры рабочей среды. Так же рабочая среда занимает часть объема впадины. Рабочее вещество вращается вокруг его оси, что приводит в действие центробежные силы, которые создают по высоте зуба градиент давления. Большое влияние на характер течения рабочей среды оказывает подвижность стенок щелей через них [7].

Из-за газодинамических потерь в камерах всасывания и по длине винта, на всасывании компрессора может возникнуть переменное давление, что приведёт в полости всасывания снижение массы компримируемой среды.

Давление компримируемой среды немного возрастает из-за перетечек в области повышенного давления, что отрицательно оказывает влияние на эффективность машины. Потом идёт процесс сжатия.

С одной стороны рабочее вещество вытекает из полостей сжатия в камеру всасывания, а в полости сжатия из полостей с высоким давлением вещество перетекает. Это показывает, что в процессе сжатия рабочее вещество (масло) меняется.

Разница давлений в смежных полостях центрального винта ВКО вызывает перетекание рабочей среды через щели в рабочей части машины.

Пульсация потоков рабочей среды создается за счёт чередования одних и тех же процессов в камере всасывания и нагнетания ВКО, влияние числа зубьев будет оказывать на частоту пульсации и частоту вращения зубьев рабочих органов ВКО.

Всё выше перечисленное позволяет сделать вывод, что основные процессы в рабочей части винтового однороторного компрессора характеризуются рядом особенностей:

- при переменных термодинамических параметрах происходят рабочие процессы в компрессоре;
- при переменной массе компримируемой среды будут происходить все процессы;
- в рабочей части ВКО протечки компримируемой среды через щели

оказывают влияние на параметры вещества;

-рабочие процессы в ВКО периодически повторяются и делятся тысячные доли секунды;

- параметры компримируемой среды могут различаться в значениях в пределах одной полости в зависимости от значительных окружных скоростях рабочих органов ВКО, а подвижность их стенок оказывает влияние на характер течения рабочего вещества через щели.

Окружная скорость центрального винта оказывает значительное влияние на объемные потери. При увеличении окружной скорости растут газодинамические потери, но это приводит к уменьшению относительной величина протечек рабочей части машины. Оптимальная окружная скорость рабочих органов винтового однороторного компрессора - это величина зависит величины зазоров, от характера компримируемой среды, режима работы, размеров рабочих органов машины. Например оптимальная окружная скорость при более высоких степенях повышения давления и более легких компримируемых сред для одного и того же ВКО должна быть больше.

Производство и эксплуатация винтовых компрессоров являются основные проблемами [9, 13]. Анализ двух этих проблем показывает, что одним из важных факторов, который влияет протечки в зазорах рабочей части машины, они определяются сечениям и являются объёмными потерями. Между высотой глубиной данной щели есть зависимость относительно типа щели.

Щели первого типа (рис. 12) – щели с плавно сходящимися и затем расходящимися стенками. Стенки могут иметь кривизну одного знака или разных; радиусы – близкие по абсолютному размеру или значительно различающиеся. К такому типу щелей относятся:

1. щели по линиям контакта;
 - для двустороннего профиля характерны щели, показанные на рисунке (12, а и б);
 - для окружного симметричного профиля – на рисунке (12, в);
 - щель на рисунке 12, г, характерна для винтов с любым профилем;
2. щель между вершиной зуба ведущего винта с симметричным

профилем и корпусом (рис. 12, а).

Щели второго типа – щели с изломом одной стенки (под острым или тупым углами) между острием и поверхностью, или между узкой полоской и поверхностью. К этому типу щелей относятся:

1. щели по линиям контакта; для одностороннего асимметричного скорректированного профиля характерна щель, показанная на рисунке (12, ж и з);

2. щель между вершиной зуба ведущего винта с асимметричным профилем и корпусом (рис. 12, е).

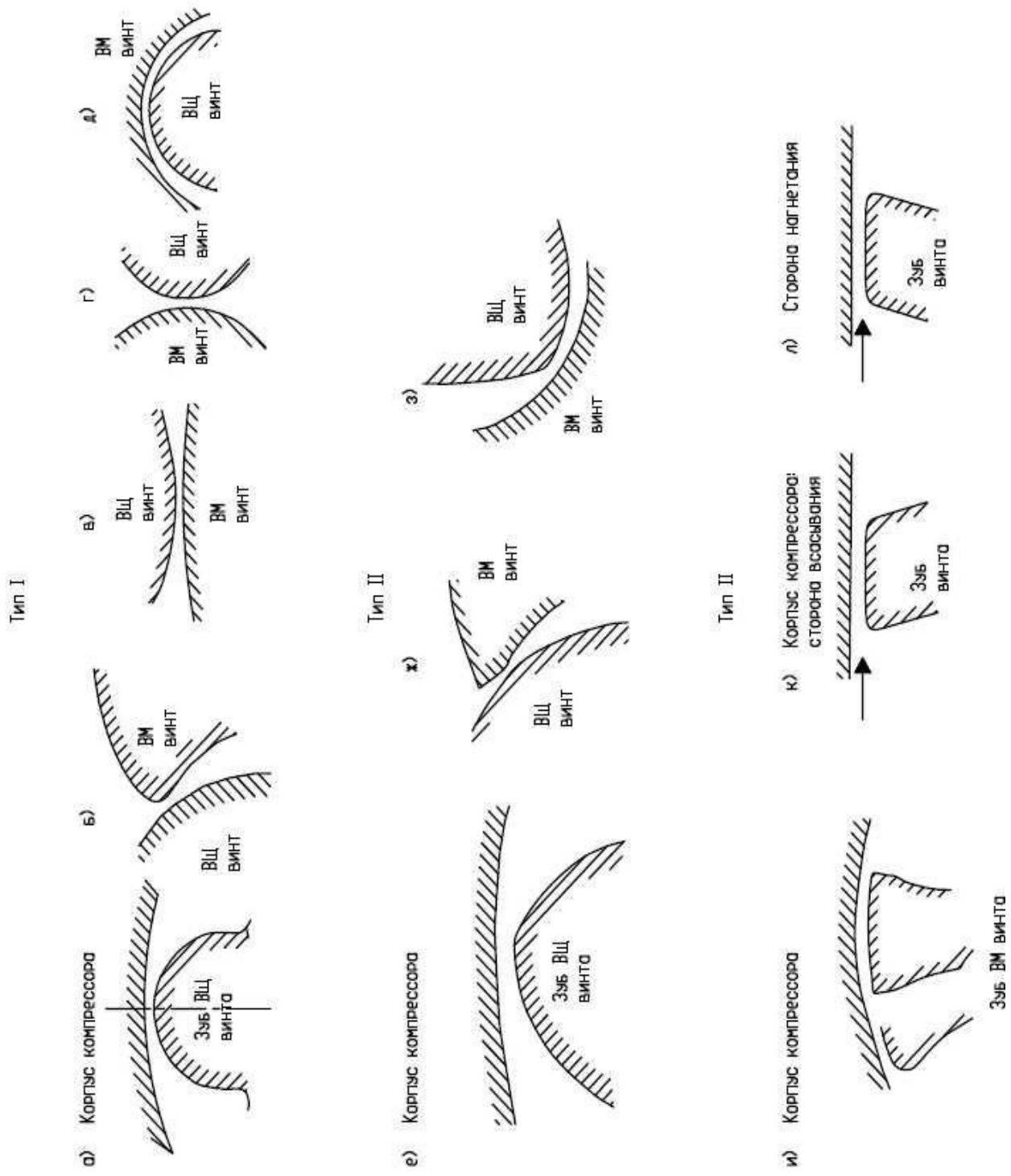


Рис.12. Классификация щелей.

Щели третьего типа – щели с эквидистантными стенками с большим путем дросселирования. К этому типу щелей относятся щели между торцами винтов и корпусом, а также между корпусом и вершиной зуба ведущего винта.

У каждого типа щелей свои потери давления на входе и выходе и свое сопротивление.

Три типа щели для ВКМ соединяют в себе две характеристики такие как: глубина и переменное сечение щели с различными их формами.

Таким образом, уменьшение сечения щелей (прежде всего их высоты) является основным фактором, позволяющим достигать высоких энергетических показателей машины.

Повышение эффективности щели не только зависит от уменьшения сечения и геометрических параметров, в целом должна рассматриваться как дросселирующий элемент. В газо-маслянной среде скорость звука явно меньше, то и потери будут в ВКМ соответственно тоже будут меньше.

2.2. Влияние основных параметров зуба отсекаателя на теоретическую объёмную производительность

Оценка эффективности компрессора зависит от удельной потребляемой мощности $N_{уд}$. Данная величина относится к единице массовой или же объёмной производительности. Процесс оценки $N_{уд}$ осуществляется при одинаковых степенях повышения давления и одинаковой температуре всасывания и температуре компримированной среды. Основными характерными величинами, которые оказывают влияние на эффективность работы машины, это индикаторный КПД η_i и коэффициент подачи λ .

Основных геометрические и кинематические параметры машины, влияющие на коэффициент подачи, к ним можно отнести:

- характеристики зазоров в рабочей части;
- относительная высота зуба отсекаателя;
- соотношение диаметров центрального винта и отсекаателей;
- передаточное число соотношение рабочих органов (частота вращения).

Сопротивление зазоров в рабочей части машины является основным фактором, влияющим на объёмные потери компрессора, что определяется эффективным сечением щелей. Ранее было сказано, что для каждого типа щели есть своя зависимость глубина и высоты данной щели, что показывает эффективность данного сечения типа щели.

Исследования прошлых лет показывают: [1,2,3]

- величина зазоров линейно влияет на коэффициент подачи;
- влияние зазоров на коэффициент подачи растёт, так как увеличивается относительное влияние протечек;
- на уменьшение величины зазоров влияет частота вращения, также снижается коэффициент подачи, а при увеличении зазоров будет возрастать частота вращения;
- несоответствие внутренней и внешней степени повышения давления

существенно оказывает влияние при малых зазорах;

- спад температуры нагнетания и работы сжатия будет происходить из-за уменьшения зазоров.

Основной фактор для достижения высоких энергетических показателей машины - это уменьшение сечения щелей. Уменьшение щелей повышает эффективность дросселирующих элементов и уменьшает их геометрические размеры.

Если величина параметров щелей постоянна, коэффициент подачи возрастать при:

- при увеличении объема рабочих полостей;
- при увеличении гидравлического диаметра центрального винта;
- при уменьшении степени повышения давления.

Газодинамические потери увеличиваются при уменьшении относительной величины протечек. Уменьшение величины протечек будет происходить при увеличении окружной скорости центрального винта, скорость винта оказывает влияние на объёмные потери. Для винтовых компрессоров вводится понятие оптимальной окружной скорости. Эта скорость будет зависеть от таких характеристик, как:

- вид компримируемой рабочей среды;
- размерность рабочих органов компрессора;
- величина зазоров.

Если степень давления повышена и компримируемая среда более легкая, то $U_{\text{опт}}$ будет больше. А при большой величине зазоров задаются меньшей $U_{\text{опт}}$.

Всё вышперечисленное оказывает влияние а действительную объёмную

производительность винтового однороторного компрессора.

К параметры, оказывающих влияние на теоретическую объёмную производительность можно отнести:

- число заходов центрального винта;
- диаметр зуба отсекателя;
- относительная длина нарезной части винта.

Три варианта, когда длина нарезной части винта будет увеличиваться:

1. Постоянное межосевое расстояние и более больший наружный диаметр винта;
2. Постоянный наружный диаметра винта и меньшее межосевое расстояние.
3. Также возможно возрастание двух величин одновременно.

В первом и втором варианте, будет увеличиваться глубина канавок между зубьями центрального винта компрессора, где одновременно с этим будет возрастать длина нарезной части центрального винта, что приведет к снижению прочностных характеристик зубьев отсекателей. Мах глубина канавок имеет ограничения из условия прочности и технологии изготовления. В последнем варианте будут увеличиваться нагрузки (радиальные) на подшипниковые узлы в отсекателях и габариты машины по ширине.

Из вышеизложенного, серийно выпускаемые машины изготавливаются с одинаковыми диаметрами отсекателей и наружными диаметрами центрального винта ($D_{e1} = D_{e2}$). Межосевое расстояние принимается $1,6D_{e1(2)}$.

Следует помнить об обратном эффекте, при увеличении относительной длины нарезной части центрального винта будет также увеличиваться

толщина зубьев отсекателей, которая ограничена особенностями изготовления, что можно привести к уменьшению теоретической объёмной производительности.

Чаще всего увеличение рабочей длины зубьев положительно оказывает влияние на теоретическую объёмную производительность, но увеличение ограничено условием прочности и конструктивными факторами.

Большее влияние на теоретическую объёмную производительность оказывают число рабочих органов ВКО и число заходов центрального винта.

Для прямоугольного (классического) профиля зуба отсекателя ниже представлены данные зависимости относительной теоретической объёмной производительности от числа рабочих органов ВКО и заходов центрального винта, при условии ($D_{e1} = D_{e2}$).

Таблица 1. Данные относительной теоретической объёмной производительности винтового однороторного компрессора.

| Число заходов винта | Число зубьев отсекателей | Относительная теоретическая объёмная производительность |
|----------------------------|---------------------------------|--|
| 6 | 11 | 1 |
| 4 | 8 | 0,886 |
| 6 | 12 | 0,9 |
| 8 | 16 | 0,92 |
| 4 | 7 | 1,04 |
| 8 | 14 | 1,104 |
| 6 | 10 | 1,109 |
| 4 | 6 | 1,244 |
| 6 | 9 | 1,224 |
| 4 | 5 | 1,507 |

За единицу принимается для большинства компрессоров соотношение зубьев $z_1 = 6$ (винт) и $z_2 = 11$ (отсекатели). Из таблица видно, что увеличение теоретической объёмной производительности происходит при уменьшении передаточного числа $U = \frac{z_1}{z_2}$ и числа заходов винта z_1 .

3. Оптимизация толщины зуба отсекателя из условия прочности и жёсткости, с учётом минимизации протечек рабочей среды

3.1. Определение расчётной схемы. Алгоритм расчёта из условия прочности и жёсткости

На сегодняшний день актуальной задачей является повышение надежности работы винтовых однороторных компрессоров. Одной из существующих проблем считается проблема совершенствования рабочих органов винтового однороторного компрессора.

Рабочая полость винтового компрессора ограничена рабочими органами (винтами, отсекателями) и корпусом, поэтому эффективность работы компрессора будет определяться протечками компримируемой среды через щели между элементами, образующими замкнутую полость. Глубину щелей и их сопротивление можно регулировать с помощью изменения толщина зуба отсекателя, что будет оказывать влияние на теоретическую производительность машины, которая же зависит от объёма центрального винта.

Но при увеличении объёма впадин центрального винта увеличивается суммарное сечение щелей, через которые происходит перетекание компримируемой среды из полостей с большим давлением, что приводит к уменьшению теоретической объёмной производительности.

Нами рассмотрена проблема оптимизации толщины зуба из условия прочности, жесткости при различных перепадах давлений.

В данной работе произведены расчёты толщины зуба из условий прочности, жесткости с учётом минимизации протечек компримируемой рабочей среды между зубьями отсекателей и канавками центрального винта через щели в рабочей части компрессора.

Прочность – это свойство материала сопротивляться разрушению под действием напряжений, возникающих от внешних сил.

На рис.11. представлена расчётная схема, которая принята для

дальнейших расчётов.

Основные критерии работоспособности зубьев:

- Изгибная выносливость (усталостный излом зубьев);
- Изгибная прочность (величина кратковременной перегрузки без появления излома зубьев при изгибе).

Алгоритм расчёта при подборе оптимальной толщины зуба из условия прочности на изгиб

$$G_{[\text{доп}]} = \frac{M}{W}, \text{ МПа (2.1)}$$

, где $G_{[\text{доп}]}$ допускаемые напряжения определяется исходя из материала зуба отсекателя (БрО10Ф1 – Бронза оловянная литейная, $G_{[\text{доп}]} = 80 \text{ МПа}$);

Определяем M – изгибающий момент:

- Чтобы определить момент находим площадь зуба под давлением ΔP – это перепад давления, который определяется как разность $P_{\text{вс}} - P_{\text{н}}$
$$\Delta P = 0,8 - 0,1 = 0,7 \text{ МПа};$$
- Определяем центр тяжести площади зуба, находящийся под воздействием ΔP ;
- Заменяем распределительную нагрузку на сосредоточенную в центре тяжести площади зуба;
- Определяем изгибающий момент относительно оси вращения отсекателя;
- Определяем толщину из условий прочности на изгиб.

W – момент сопротивления сечения находится из b – толщина зуба и h – высота;

$$W = \frac{b}{h^3}, \text{ м}^3 (1)$$

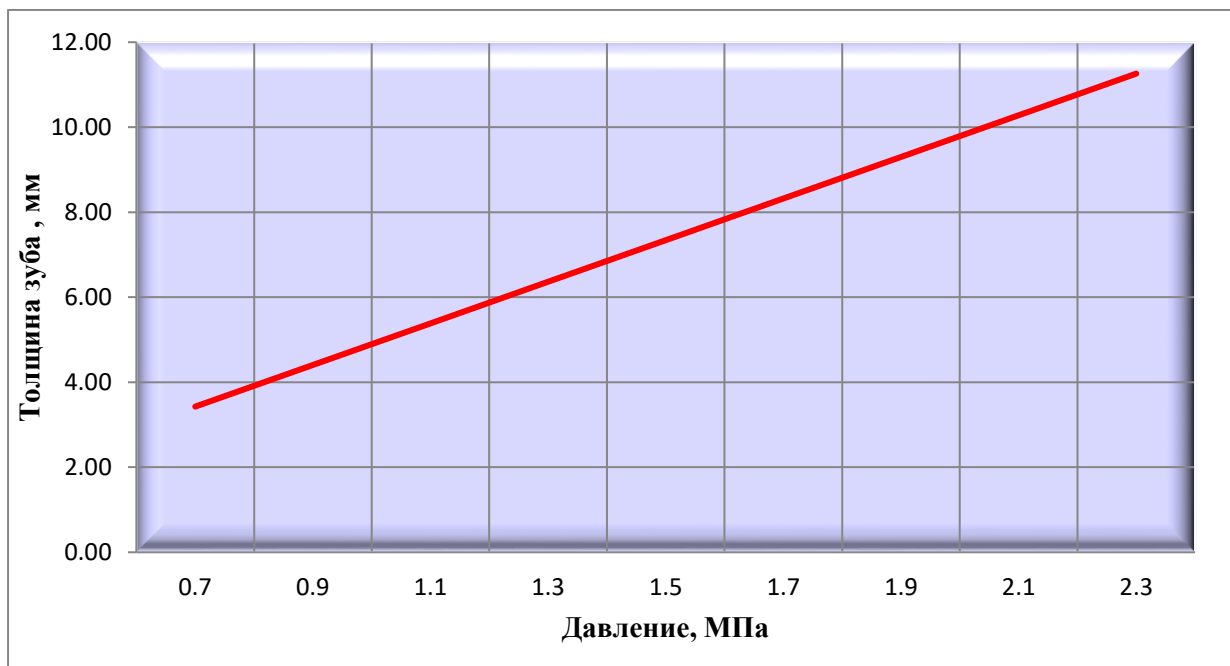


Рис. 13. Зависимости толщина зуба обтекателя от перепада рабочего давления ΔP .

По данным расчёта конструктивно принимаем толщину зуба отсекателя 0,01м.

Следующий этап состоит в определении максимального прогиба при перепадах давления ΔP в диапазоне от 0,7 до 2,3 МПа.

$$f_{max} = -\frac{q_n \cdot l^4}{8EI}, \text{ м (2.2.)}$$

, где $q_n = \frac{\Delta P}{s}$, кН/м⁴.

E - модуль продольной упругости материала, кН/м²;

I – момент сопротивления сечения, м³;

Данные результатов расчёта представлены на рисунке 14.

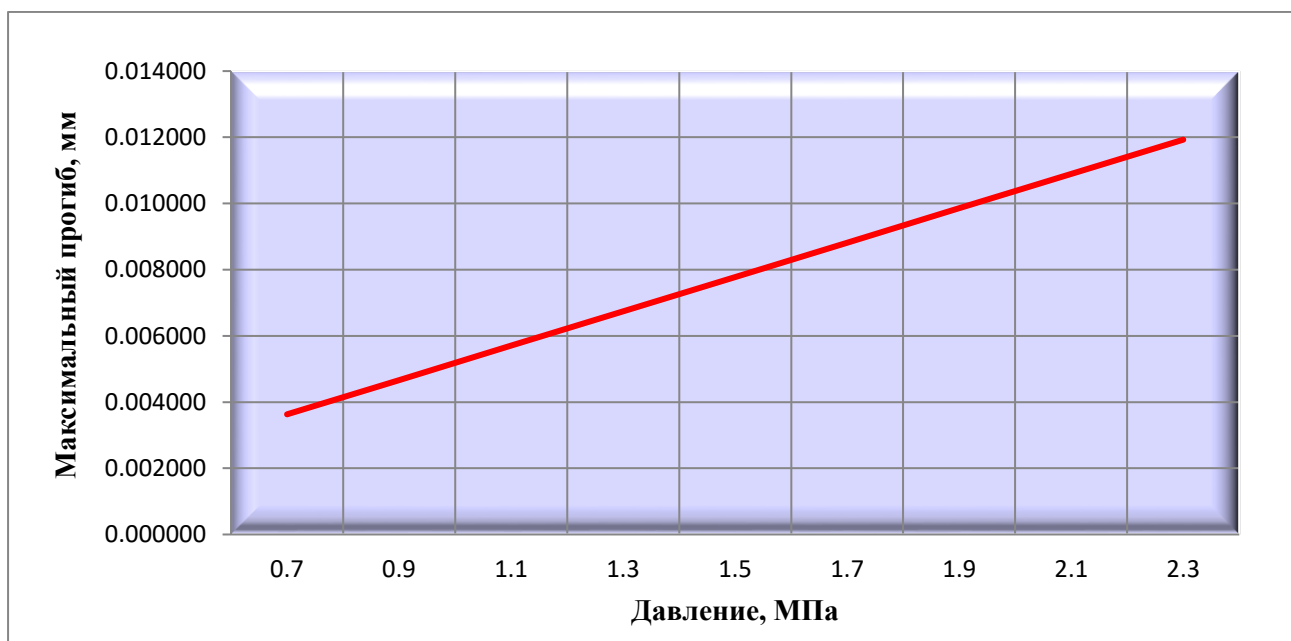


Рис. 14. Зависимость максимального прогиба зуба обтекателя от перепада рабочего давления ΔP .

Проверка выносливости зубьев по напряжениям изгиба

$$G_F = G_{F0} \quad (2.3.)$$

G_{F0} – предел выносливости зубьев при отнулевом цикле, МПа.

Проверку на выносливость производится по формуле (2.3.). Обычно при твёрдости активной поверхности изгибная выносливость зубьев обеспечивается с большим запасом. При повышении твёрдости зубьев запас выносливости по изгибным напряжениям уменьшается. При недостаточной изгибной выносливости выход следует искать в трех направлениях:

- Выбор материала с более высокими механическими свойствами;
- Увеличение модуля зацепления;
- Нарезка зубьев с положительным зацеплением.

Таблица.2. Предельные напряжения при изгибе зубьев.

| Марка: | Классификация: | Модуль Юнга, Е 10- 5 МПа | Плотность, кг/м ³ | Коэф. Пуассона | G_{Fo} , МПа |
|-----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-------------------|-------------------|
| БрО10Ф1 | Бронза оловянная литейная | 1,03 | 8760 | 0,32-0,35 | 80 |
| БрО5Ц5С 5 | Бронза оловянная литейная | 1,76 | 8800 | 0,31-0,34 | 60 |
| Б88 | Оловянные баббиты | 0,57 | 7350 | 0,33 | 30 |
| НMG 650S3 (CuSn12) | Бронзографит | 1,6 | 8900 | 0,3-0,4 | 70 |
| Цам10-5 | Цинковый антифрикционный сплав | 0,9 | 6300 | 0,21 | 90 |
| АН-2.5 | Алюминиевый антифрикционный сплав | 0,66 | 2800 | 0,35 | 40 |

На графиках ниже представлена зависимость полной деформации от толщины рабочего органа винтового однороторного компрессора (зуба) в зависимости от выбранного материала. Испытания были смоделированы в Camsole , при условии давления нагнетания 0,8 Мпа (рабочее давление) и давлении всасывания 0,1 Мпа.

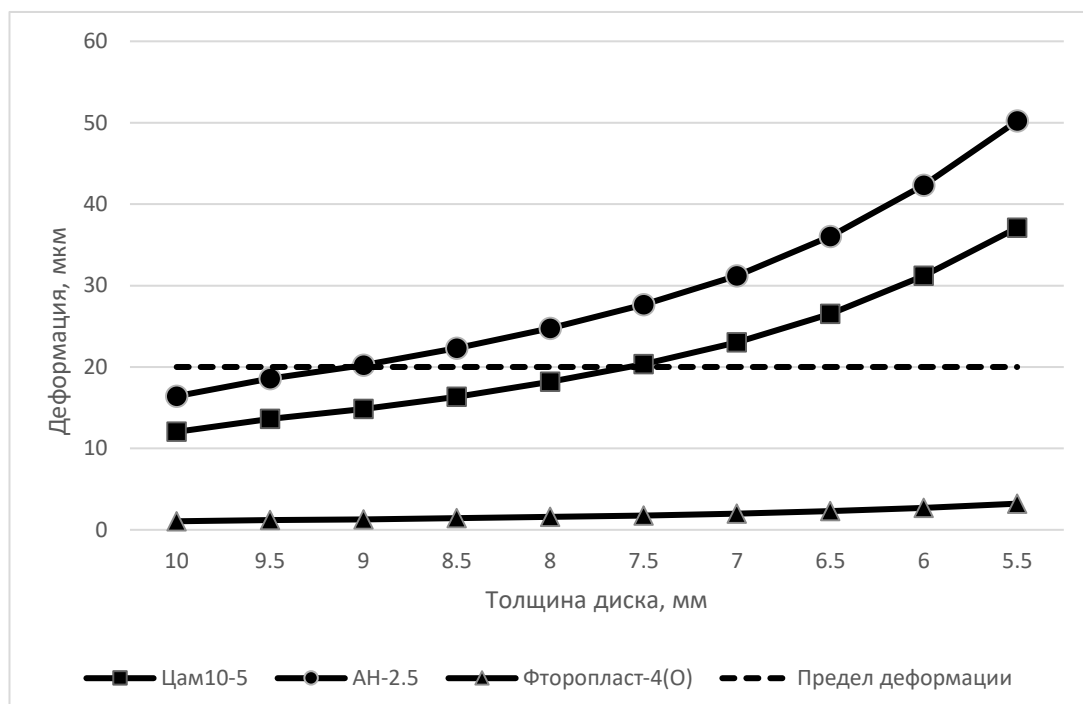


Рис. 15.1. Зависимость деформаций зуба отсекателя от его толщины.

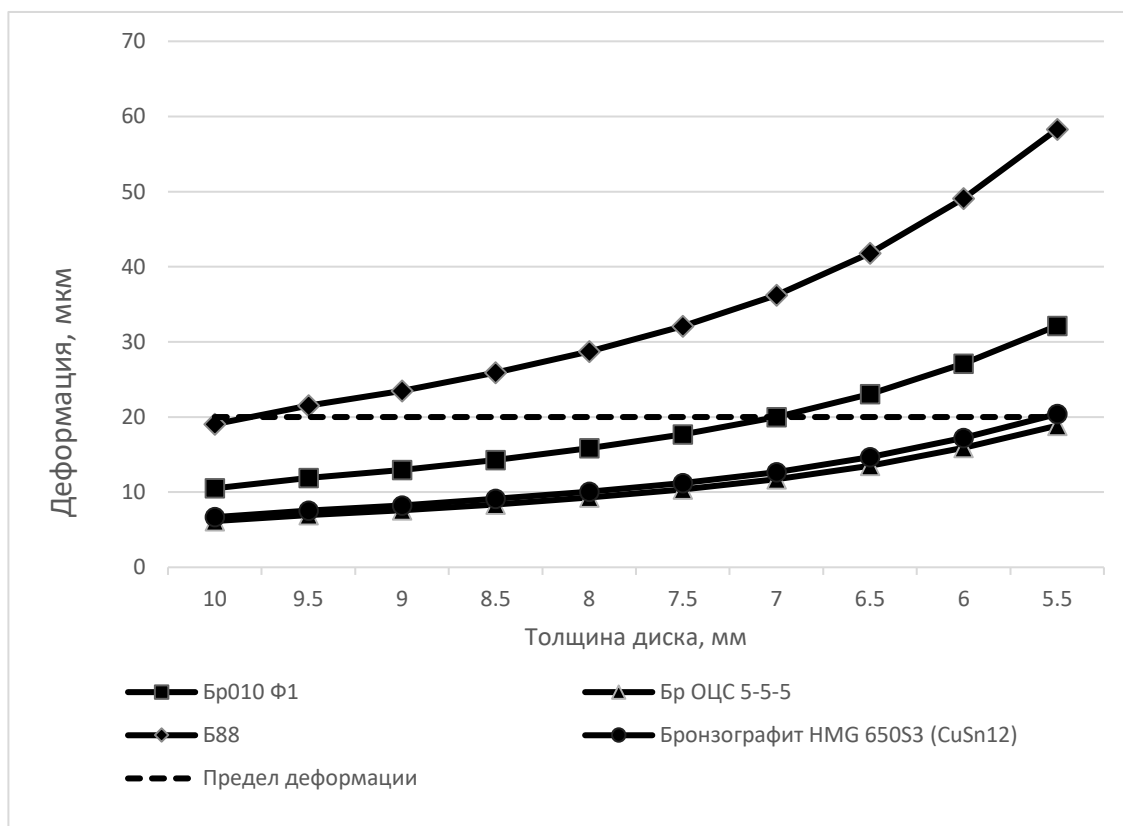


Рис. 15.2. Зависимость деформаций зуба отсекателя от его толщины.

Таблица. 3. Данные деформаций зуба отсекателя для различных материалов в зависимости от его толщины..

| | Толщина зуба, мм / Деформация зуба, мкм | | | | | | | | | |
|--|---|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Материал | 10 | 9,5 | 9 | 8,5 | 8 | 7,5 | 7 | 6,5 | 6 | 5,5 |
| Бр010 Ф1 | 10,511 | 11,8893 | 12,958 | 14,293 | 15,839 | 17,697 | 19,969 | 23,066 | 27,084 | 32,146 |
| Бр ОЦС 5-5-5 | 6,16 | 6,969 | 7,593 | 8,378 | 9,285 | 10,376 | 11,709 | 13,522 | 15,879 | 18,849 |
| Б88 | 19,049 | 21,541 | 23,473 | 25,897 | 28,713 | 32,086 | 36,216 | 41,812 | 49,106 | 58,299 |
| Бронзографит НMG 650S3 (CuSn12) | 6,679 | 7,568 | 8,245 | 9,105 | 10,052 | 11,228 | 12,663 | 14,656 | 17,199 | 20,396 |
| Цам10-5 | 12,04 | 13,606 | 14,827 | 16,352 | 18,197 | 20,355 | 23,007 | 26,526 | 31,202 | 37,089 |
| АН-2.5 | 16,417 | 18,572 | 20,237 | 22,33 | 24,74 | 27,644 | 31,196 | 36,029 | 42,307 | 50,218 |
| Фторопласт-4(О) | 1,051 | 1,183 | 1,295 | 1,429 | 1,583 | 1,769 | 1,996 | 2,306 | 2,708 | 3,214 |
| Предел деформации | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |

Volume: Total displacement (μm)

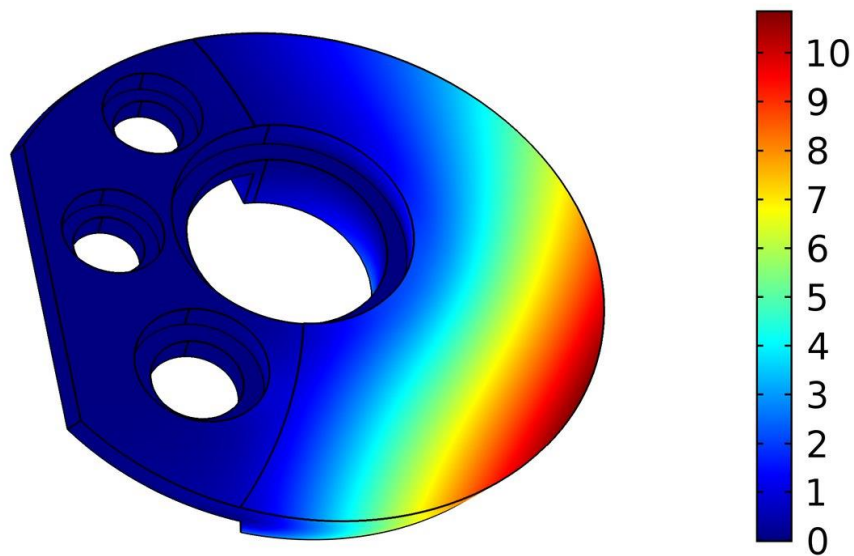


Рис.16.1. Деформация зуба при толщине в 10 мм из БрО10Ф1, давлении нагнетания 0,8 МПа и давлении всасывания 0,1 МПа

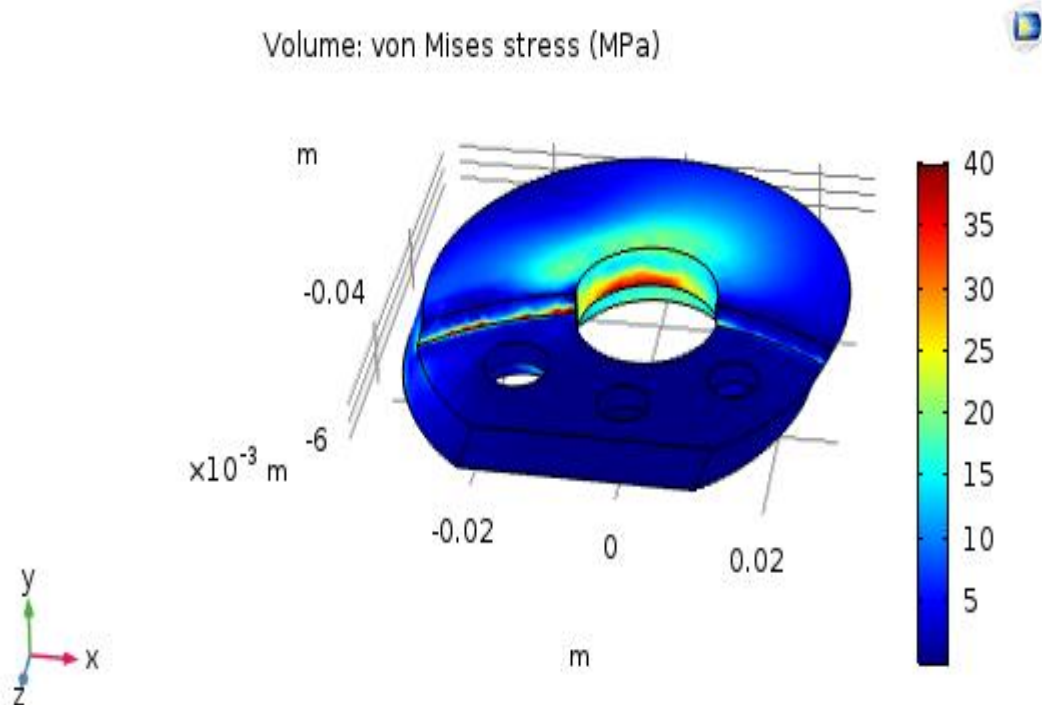


Рис.16.2. 3Д модель зуба с распределением критерия максимального напряжения по Мизесу.

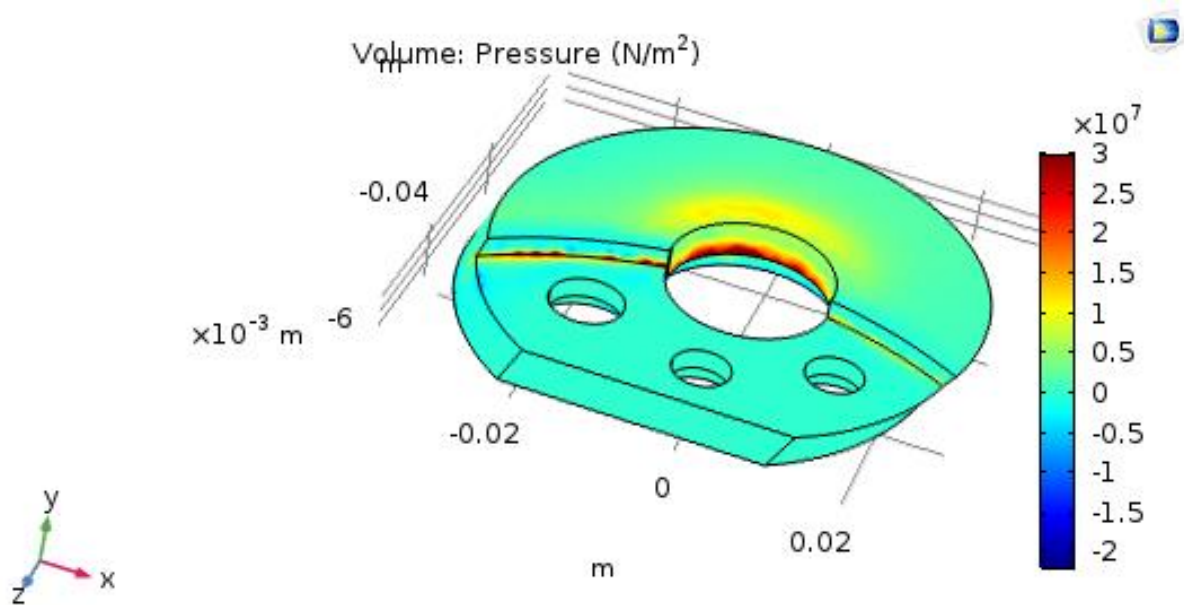


Рис.16.3. 3Д модель зуба с распределением напряжения

3.2. Расчёт протечек рабочей среды

3.2.1 Основные элементы рабочих органов ВКО прямоугольной формы зуба и зазоры между ними

Энергетические показатели ВКО зависят от величины зазоров в рабочей части компрессора, они определяются такими факторами:

- Степень повышения давления;
- Рабочая среда;
- Температурный режим;
- Схема конструктивного исполнения.

Зазоры должны обеспечивать безопасность работы компрессора, их величину выбирают с учетом силовых деформаций и температурных различий деталей и узлов компрессора. Для получения эффективных характеристик машины необходимо учитывать зазоры при проектировании, которые могут оказывать наибольшее влияние. Потери в ВКО обычно делят на *внутренние* и *внешние*.

Внешние потери - это утечки через концевые уплотнения; а внутренние - утечки из областей повышенного давления в области более низкого давления. В ВКО в отсеченных замкнутых полостях от области всасывания под различными давлением сжатия последовательно происходит внутреннее компримирование рабочей среды, где имеют место быть утечки компримируемой среды из полости с более высоким давлением в полость с более низким. Такие утечки называют перетечками, они оказывают влияние на увеличение затрат мощности при процессе компримирования вещества, что приводит к снижению коэффициента подачи и общего КПД компрессора.

Зазоры в рабочей части ВКО определяют специфичное построение рабочих органов. Далее рассматриваются два характерных профиля рабочих органов ВКО, и основная классификация зазоров.

Классификация зазоров в рабочей части ВКО с прямоугольной формой зуба:

- δ_1 Зазор образован периферийной частью зуба отсекающего и днищем

канавки центрального винта. Величине этого зазора мало зависит от угла поворота рабочих органов, что связано с особенностью нарезания винта, поэтому в дальнейшем условно будем считать её величиной *постоянной*;

- δ_2 Зазор образован цилиндрической частью центрального винта и расточкой корпуса, поэтому характер изменения его величины будет зависеть от соосности винта и расточки корпуса;
- δ_3 Зазор образован вершинами зубьев центрального винта и расточкой корпуса, поэтому его высота будет зависеть от соосности этих элементов, в то время, как ширина и глубина - величины переменные и определяются углом поворота центрального винта;
- Зазоры δ_4 и δ_5 образованы боковыми поверхностями зубьев отсекателей и поверхностями стенок впадин центрального винта. Глубина каждого из этих зазоров условно может быть принята неизменной в процессе вращения рабочих органов, а ширина изменяется по определенному закону $\delta_4 + \delta_5 = B_1 - B$, B_1 - ширина впадины центрального винта; B - ширина зуба отсекателей, δ_4 и δ_5 - высота зазоров.
- δ_6 Зазор образован торцевой поверхностью зубьев отсекателей и поверхностями расточек их корпусов. Величина этих зазоров определяется конструктивными и технологическими соображениями и остается практически неизменной при работе компрессора.
- δ_7 Зазор образован торцевой поверхностью винта со стороны нагнетания и соответствующими поверхностями крышек компрессора. Его величина определяется конструктивными особенностями машины и остается практически неизменной при вращении винта.

В дальнейшем будут рассмотрены только те зазоры, которые оказывают определяющее значение на рабочие характеристики компрессора.

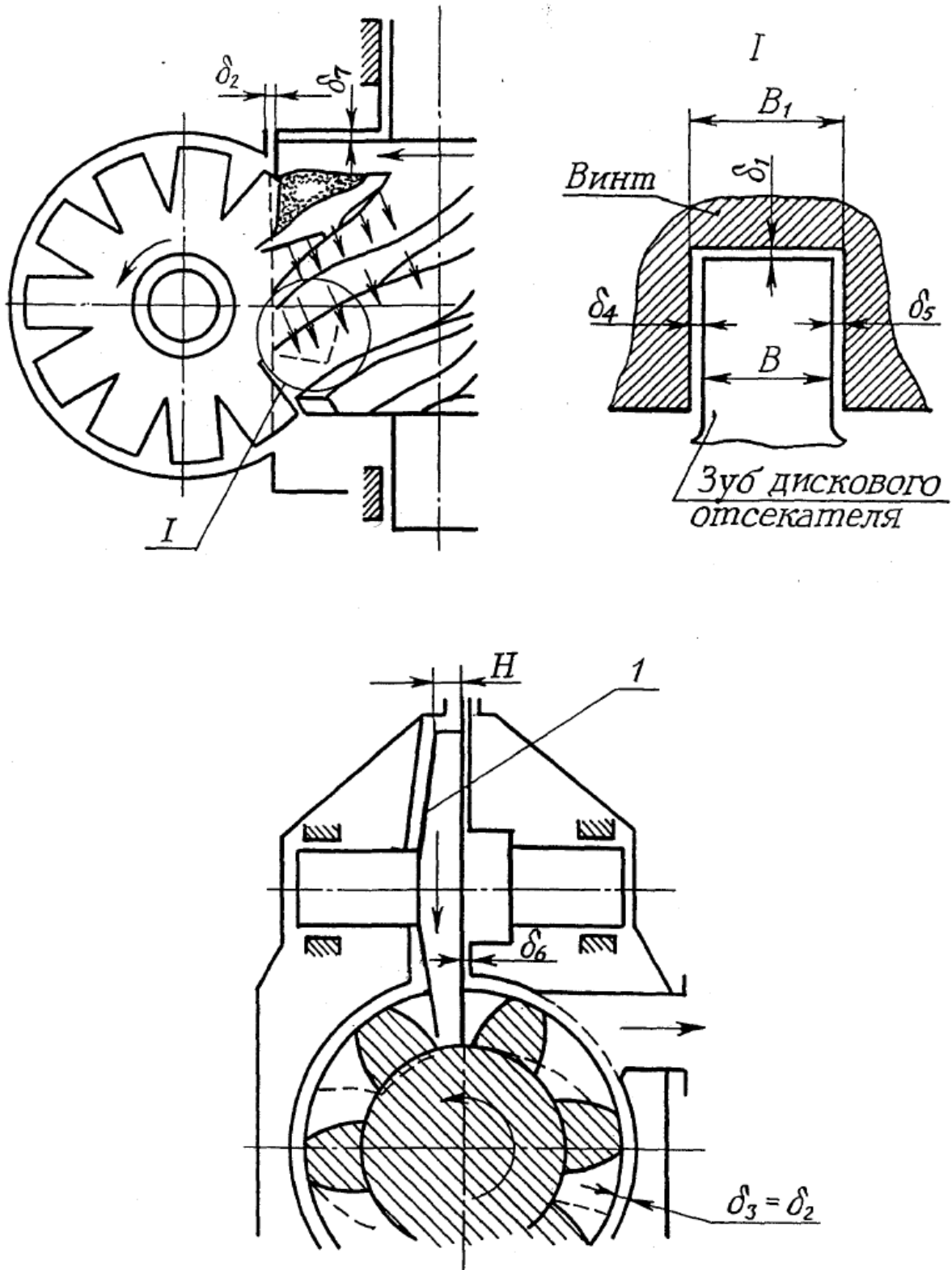


Рис.17. Основные элементы рабочих органов ВКО прямоугольной формы зуба и зазоры между ними.

Используя более ранние работы [1,2,3], определим закономерность изменения ширины зазора δ_3 в зависимости от угла поворота отсекателей. Любой виток

винтовой линии может развернут в наклонную плоскость с геометрическими параметрами L , t , y , ψ . Для этого применяются следующие выражения для определения длины винтовой линии.

$$L_{\beta} = \frac{a \cdot \sin\beta + \sqrt{z^2 - a^2 \cdot \cos\beta}}{\sin\psi} - \frac{b}{\cos\beta} \quad (3.1)$$

$$\alpha = \frac{D_{e2} \cdot \cos\gamma}{2} - \frac{D_{H2}}{2 \cos\beta} - \frac{b}{2} \operatorname{tg}\beta \quad (3.2)$$

$$\gamma = \arcsin \frac{b}{D_{e2}} \quad (3.3.)$$

$$z = D_{e2} \cdot \sin \frac{1}{2} (\arcsin \frac{t}{D_{e2}} - \beta + \gamma) \quad (3.4)$$

где β – угол поворота отсекателя;

b – ширина зуба отсекателя;

D_{e2} – наружный диаметр отсекателя;

D_{H2} – диаметр впадин зубьев отсекателя.

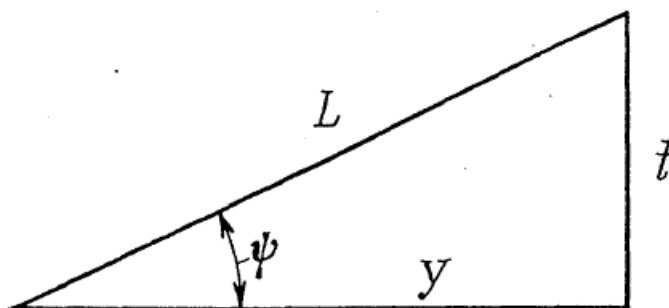


Рис.18. Развертка витка винтовой линии

L – длина витка винтовой линии; t – ход нарезки; y – проекция длины витка на диаметральною плоскость; ψ – угол подъема винтовой линии.

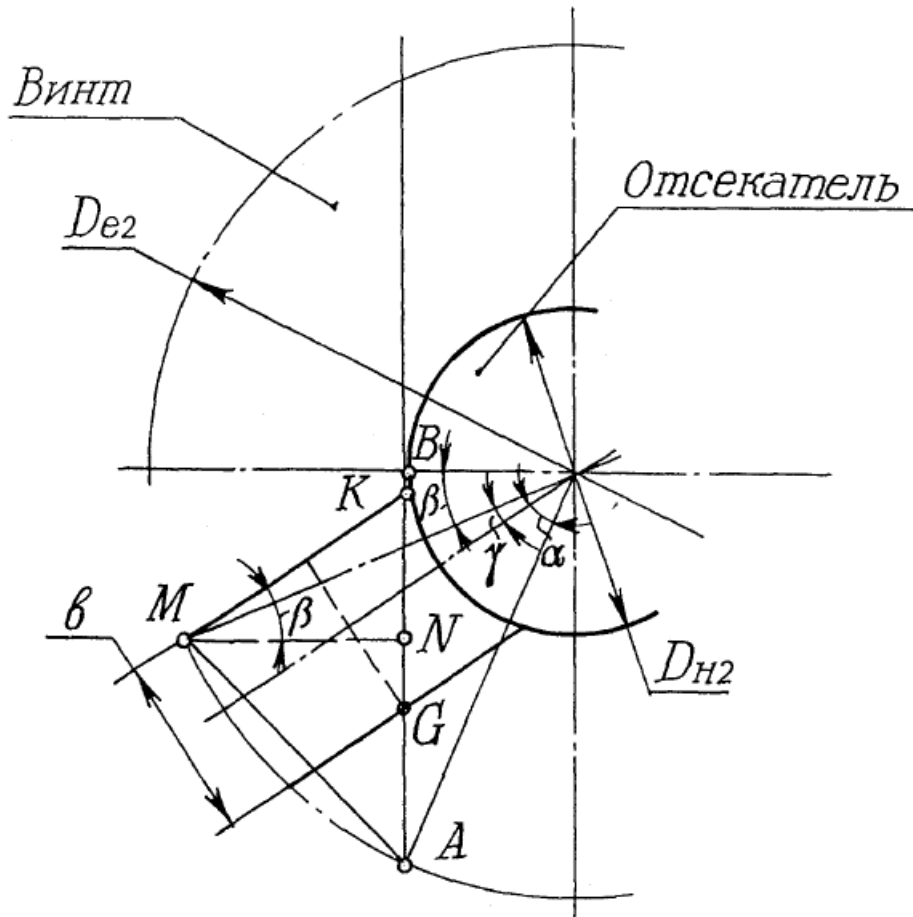


Рис.19. Сечение центрального винта ВКО осевой плоскостью.

Глубина зазора δ_3 будет определяться величиной отрезка $BK = l_3$.

$$l_3 = \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cdot \cos \varepsilon} \quad (4.1)$$

где

$$A = \frac{D_{e2} - D_B - 2h_0}{2 \cos \frac{\varepsilon}{2}} \quad (4.2)$$

$$B = \frac{D_{e2} - D_B - 2h_0}{2 \cos \frac{\varepsilon}{2}} - k \quad (4.3)$$

$$h_0 = \frac{D_{e2}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\varepsilon}{2} - \gamma \right) \right] \quad (4.4)$$

С помощью заданных выражений, можно определить геометрические параметры всех щелей при любом взаимном расположении рабочих органов ВКО.

Таблица.4. Геометрические параметры зазоров ВКО с прямоугольной формой зуба.

| Обозначение зазора | Высота зазора | Глубина зазора | Ширина зазора |
|--------------------|----------------------|-------------------------------------|-------------------|
| δ_1 | (0,05-0,1) мм | H | b |
| δ_2 | (0,02-0,08) мм | не менее 10 мм | πD_{e1} |
| δ_3 | (0,02-0,08) мм | l_3 | L_β |
| δ_4 | (0,01-0,02) мм | Определяется толщиной зуба откателя | a |
| δ_5 | $B_1 - B - \delta_4$ | Определяется толщиной зуба откателя | d |
| δ_6 | (0,02-0,05) мм | B | $\frac{a + d}{2}$ |
| δ_7 | 0,1 мм | - | - |

Величину зазоров в каждой точке окружного профиля зуба можно определить в виде (см.рис.20):

$$\delta_i = \delta_0 - e \cdot \sin\varphi \quad (5)$$

где

e – эксцентриситет ($e = 0$);

δ_0 - средний зазор в щели при отсутствии эксцентриситета;

φ - угол между линий, параллельной оси вращения винта и линией, соединяющей O_1 и O_2 .

Для винтового однороторного компрессора с окружным профилем зубьев параметры щелей будут определяться так же, как и для прямоугольного профиля зуба ВКО.

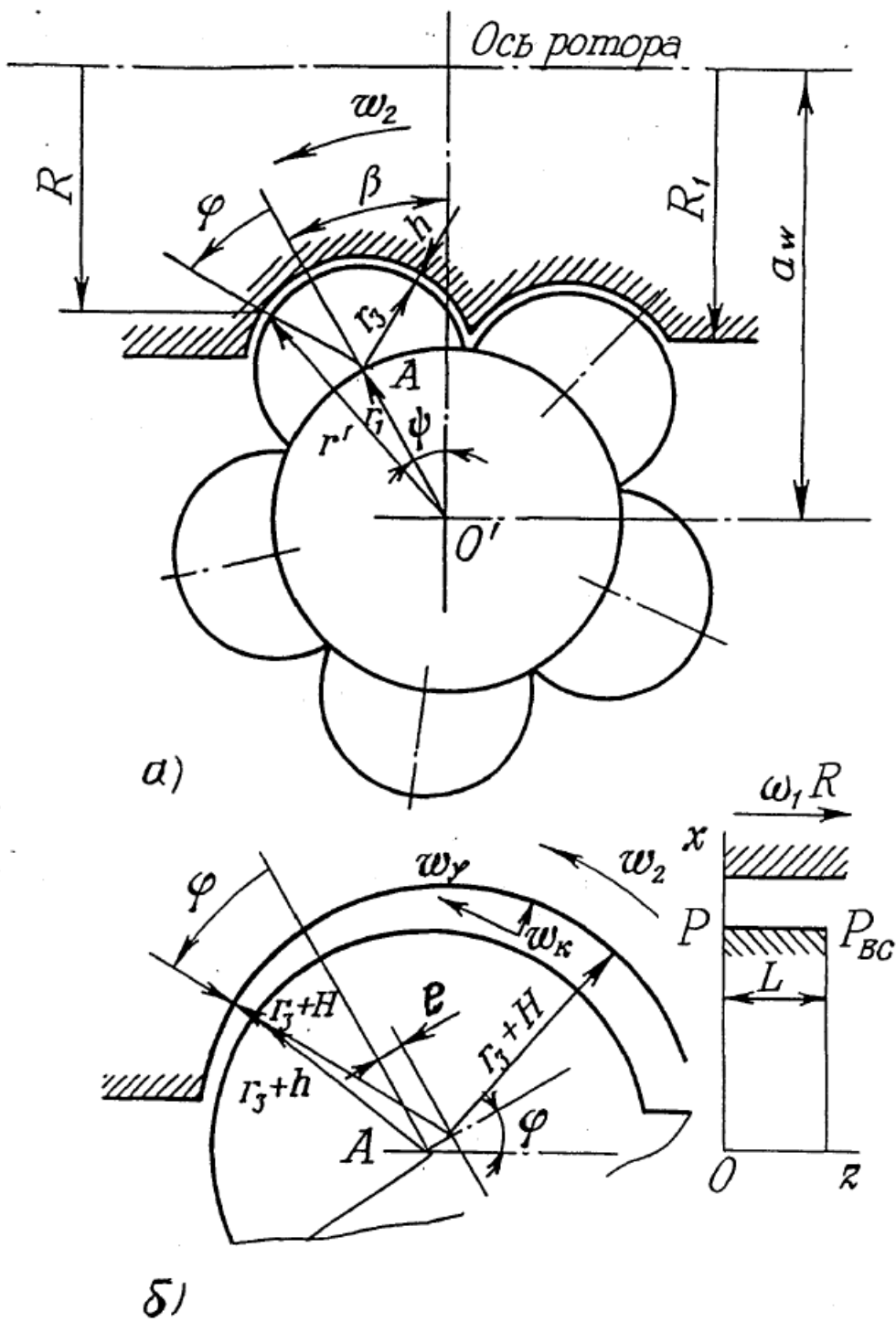


Рис.20. Зацепление рабочих органов ВКО окружного профиля.

3.2.2. Последовательность расчёта протечек компримируемой среды.

Протечки газа в винтовых однороторных компрессорах можно разделить на утечки, перетечки и притечки.

Утечки - это процесс протекания газа из рабочей полости машины в атмосферу, утечки происходят чаще всего в концевых уплотнениях валов, которые используются в виде лабиринтного уплотнения.

Притечки - процесс притечек газа происходит в полостях с высоким давлением в полость всасывания за период и или цикл всасывания. Притечки оказывают влияние на мощность привода и коэффициент полезного действия и подачи машины. Притечки заполняют часть объёма рабочей части компрессора, так как и утечки. Что приводит к ещё одному фактору снижению производительности из-за подогрева рабочей среды в компрессоре.

Перетечки - процесс перетечек газа происходит в рабочей полости и полости с более высоким давлением в полости с более низким, за время сжатия. Данные перетечки оказывают влияние на КПД непосредственно, а на коэффициент производительности косвенно, также на потребляемую мощность компрессора.

Сокращение до минимальных значений рабочих зазоров между рабочими поверхностями приводит к уменьшению перетечек и притечек, в этих полостях имеются различные давление, к рациональному методу профилирования рабочих органов компрессора.

Для всех щелей принимается минимальная величина зазора принимается $\delta_0 = 0,02$ мм.

Щелевые уплотнения из масла применяются из-за высокой герметизации рабочей полости в маслозаполненных винтовых компрессорах, с помощью созданных двух поток масла с min расходом в уплотняемую газовую полость с перепадом давлений $\Delta p = p_1 - p_2 = 0,7$ Мпа из уплотнения.

Алгоритм расчет уплотнения к определению расхода масла через уплотнение при заданных геометрических размерах элементов уплотнения и параметрах газа

на выходе из уплотнения, где массовый расход масла через уплотнение равен:

$$m=m'(6)$$

$$m' = \left[\frac{(P_2 - P_1)}{12\mu b} \cdot \delta_r \right] \cdot \frac{\pi d}{2}; (7)$$

d – диаметр зуба отсекателя, мм;

b – толщина зуба отсекателя, мм;

$$\Delta P = P_2 - P_1 = 0,8 - 0,1 = 0,7 \text{ МПа};$$

Площадь проходного сечения щели определяется:

$$F = l \cdot \delta_r (7.1)$$

l – длина дуги зуба отсекателя в зацеплении.

Ламинарный режим течения масла характерен для узких и длинных щелей при:

$$Re = \frac{2 \cdot m}{v \cdot \rho_m \cdot \pi \cdot d} \leq 500 (8)$$

v – коэффициент кинематической вязкости;

Коэффициент динамической вязкости определяется:

$$\mu = \frac{0,144}{\sqrt{\frac{b}{\delta_r}}} (9)$$

Величина α зависит от Re , а Re – от расхода масла, то весовой расход масла определяется по предложенным выше формулам:

- 1) определяют число Re ;
- 2) находят величину C ;
- 3) находят расход масла m' ;

Было выбрано масло: Compressor Oil EP VDL 68.

Плотность масла $\rho_m = 885 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

Коэффициент кинематической вязкости $v = 68 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$;

Данные расчётов массового расхода масла m' по предложенной методике приведены в Таблице 5.

Таблица 5. Данные расчёта массового расхода масла m' .

| b , мм | ΔP , Мпа | δ_r , мм | μ , Па · с | $\frac{\pi \cdot d}{2}$, мм | m' , мм ² /с |
|----------|------------------|-----------------|----------------|------------------------------|---------------------------|
| 8 | 0,7 | 0,02 | 0,1764 | 41,7 | 15,58 |
| 9 | | | | | 13,84 |
| 10 | | | | | 12,46 |
| 11 | | | | | 11,33 |
| 12 | | | | | 10,38 |
| 13 | | | | | 9,58 |
| 14 | | | | | 8,90 |
| 15 | | | | | 8,31 |

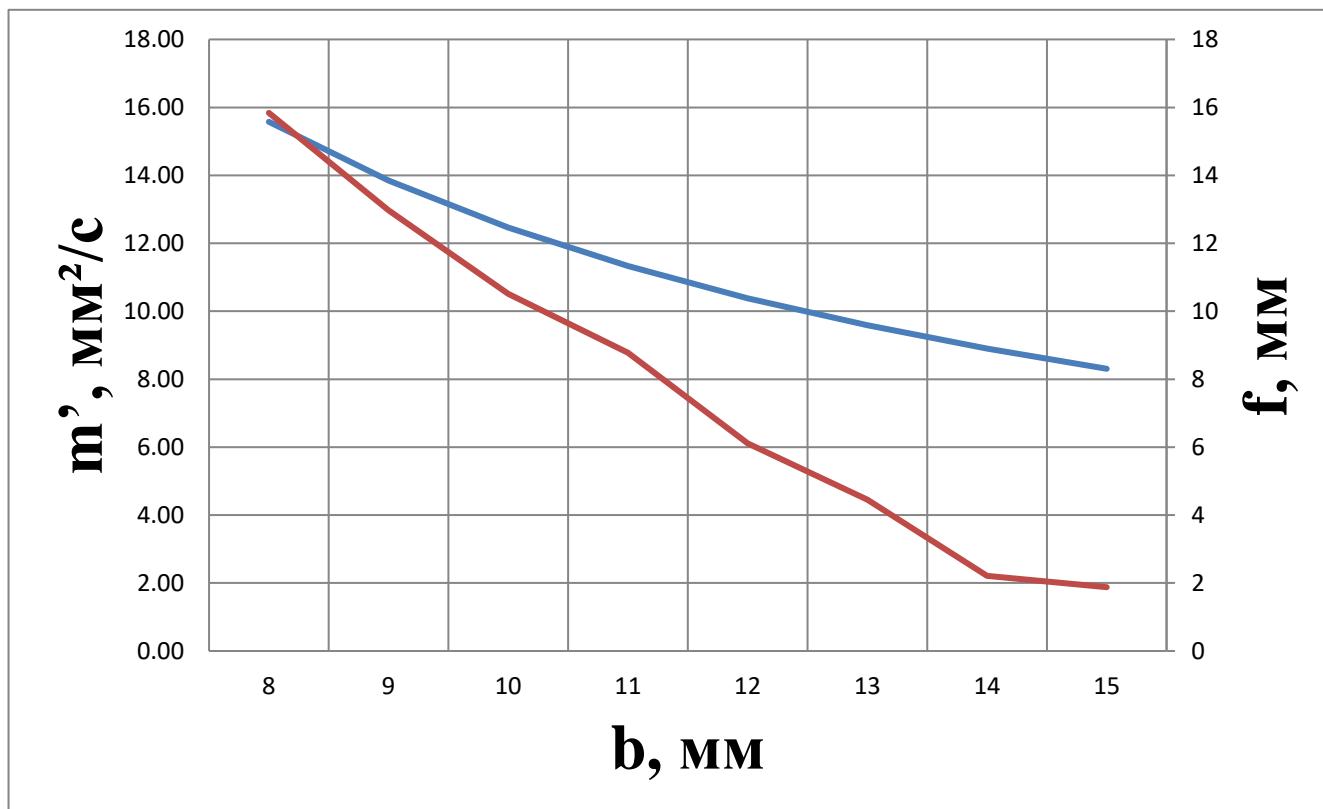


Рис. 21. Зависимости расхода протечек рабочей среды m' и максимального прогиба зуба f отсекателя от его толщины b .

Результаты исследований

В данной магистерской работе была обоснована актуальность рассмотренной темы. Выполнен аналитический обзор научно-технической и патентной литературы областей применения компрессорных машин и установок. На основании анализа винтового однороторного компрессора, выбранного в качестве объекта исследования, разработан алгоритм расчёта толщины зуба исходя из условий прочности и жесткости и минимизации протечек рабочей среды для решения проблемы оптимизации зазоров между ними.

На основании данных расчёта были получены зависимости толщины зуба отсекаателя и максимального прогиба от перепада рабочего давления ΔP , деформации зуба отсекаателя и расхода протечек компримируемой среды от его толщины (Рис. 13-16, 21).

Дальнейшие пути развития машины состоят в использования уже имеющихся резервов:

- уменьшения стоимости изготовления за счёт модернизации технологий изготовления рабочих органов;
- упрощение конструкции ВКО и совершенствования технологии изготовления и сборки элементов конструкции машины;
- решение оптимизационной задачи по выбору параметров рабочих органов винтового однороторного компрессора;
- применения новых материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами в зубчатых отсекаателях ВКО.

Анализ и способы решения данных вопросов приведёт на новый уровень с точки зрения, перспективы исследования производства винтового однороторного компрессора. Все вышеизложенное подтверждает перспективность развития винтового однороторного компрессора с окружной формой зуба.

В результате проведенного комплекса теоретических исследований разработана методика расчета и проектирования оптимальных (с точки зрения геометрии и уменьшения протечек) размеров рабочих органов ВКО с окружным профилем зуба отсекателя, а также рассмотрены протечки компримируемой среды через щели в рабочей части машины. Все полученные результаты справедливы для ВКО.

Выполненные исследования позволили получить целый ряд конкретных рекомендаций для расчета и проектирования рабочих органов винтовых однороторных компрессоров, а также упростить технологию изготовления и удешевить с дальнейшим применением новых неметаллических материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами

Литература

1. Сакун И.А. Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкции. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
2. Лайцянский Л.Г., Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987.
3. Пронин В.А., Пекарев В.И. Однороторные винтовые компрессоры // Холодильная техника: М., 1982. №10. с. 56-57.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
5. Диментов Ю. И., Прилуцкий И. К. Винтовые компрессоры. Учебное пособие. Л., ЛПИ имени М. И. Калинина, 1978.
6. В.А. Пронин, Г.Н. Ден, И.И. Новиков /А.С. 1813924 СССР Однороторная винтовая машина [Текст] ; опубл. в Б.И., 1992, N23.
7. Пронин В.А., Исследование винтового компрессора с саморазгружающимися опорными узлами: дис. канд. тех. наук.– Ленинград, 1978.
8. Пронин, В.А. Винтовые однороторные компрессоры для холодильной техники и пневматики: дис. докт. тех. наук. / Пронин Владимир Александрович – СПб., 1998. – 226 с.
9. Миникаев А., Долговская О.В., Пронин В.А. К вопросу протечек компримируемой среды в рабочей части однороторного винтового компрессора (ВКО) с окружной формой зуба // Вестник Международной академии холода - 2016.- № 3(60). - С. 43-46.
- 10.Пронин В.А., Крапивко П.В., Миникаев А.Ф. Профилирование зуба окружной формы отсекаателя однороторного винтового компрессора // Сборник тезисов докладов конгресса молодых ученых - 2017. - С. 1.
- 11.Bloch, H.P. Reciprocating Compressors: operation and maintenance / H.P.Bloch, J.J.Hoefner // Gulf Professional Publishing. – 2013. N 6.
- 12.Perry, R.H. Perry's Chemical Engineers' Handbook / R.H. Perry, D.W. Green // McGraw Hill. – 2007. – N 8.
- 13.Bloch, H.P. Reciprocating Compressors: operation and maintenance /

- H.P.Bloch, J.J.Hoefner // Gulf Professional Publishing. – 2013. N 7.
- 14.Френкель, М.И. Поршневые компрессоры / М.И.Френкель – М.-Л.: Машгиз, 1960. – 344 с.
 - 15.Aungier, R.H. Centrifugal Compressors – A Strategy for Aerodynamic design and Analysis / R.H. Aungier // Technical journal ASME – 2000. – N 2.
 - 16.Potray L.D. Powered by The People Resources Company / L.D. Potray // HVAC Compressor. – 2010. – 21 July.
 - 17.Jim W. Scroll Compressors: The Inside Story / W.Jim // Contracting Business. Penton Media Inc. – 1988. - November.
 18. Сакун И.А. О повышении эффективности винтовых компрессоров холодильных машин // Холодильная техника: М., 1981. вып. 6. с. 18-21.
 19. Онучин М.Ф., Давыдов В.А. Новые профили зубьев роторов винтовых компрессоров // Экспресс-информация. Сер. ХМ-5 (зарубежный опыт). – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1986. №3. с. 1-4.
 20. Миникаев А.Ф. Совершенствование рабочих органов винтового однороторного компрессора [Текст]:магистерская диссертация Миникаев Артур Фаилевич – СПб, 2017, 80 с.
 - 21.Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. «ФЭН», Казань, 2000.
 - 22.Захаренко С. Е. Экспериментальное исследование протечек газа через щели. – «труды ЛПИ», 1953, №2.
 - 23.N. Stosic, I. Smith, A. Kovacevic. Screw Compressors. Mathematical Modelling and Performance Calculation. – Berlin: Springer, 2005. – 144 p.
 - 24.Stosic N., Smith I. K, Kovacevic A. and Zhang W. M., 2005: An Investigation of Liquid Injection in Refrigeration Screw Compressors, ICCR the 5th International Conference on Compressors and Refrigeration, Dalian, July 2005.

25. Zhelezny V.P., Nichenko S.V., Semenyuk Yu.V., Kosoy B.V., Ravi Kumar. Influence of Compressor Oil Admixtures on Efficiency of a Compressor system // International Journal of Refrigeration 2009, V.32, № 7. P. 1526-1535.
26. Fleming, J. S., Tang, Y. and Cook, G. The helical twin screw compressor. Part 1: development, applications and competitive position. Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 212, 355–367.
27. Fleming, J. S., Tang, Y. and Cook, G. The twin helical screw compressor. Part 2: a mathematical model of the working process. Proc. Instn Mech. Engrs, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 1998, 212, 369–380.
28. Tang, Y. Computer aided design of twin screw compressors. PhD thesis, University of Strathclyde, Scotland, 1995.
29. Миникаев А.Ф., Пронин В.А., Жигновская Д.В., Кузнецов Ю.Л. Использование методов компьютерного моделирования для разработки профилей рабочих органов винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2018. № 1. С.