

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового
комплекса

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Э.А. Петровский
«__» _____ 2017 г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

направление 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических
объектов нефтегазового производства»

**Модернизация и разработка технологического процесса сборки
винтового компрессора марки WCVT 510-193**

Руководитель _____ к.т.н., доцент В.Б. Ясинский

Выпускник _____ М.В. Кижапкин

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра технологических машин и оборудования нефтегазового
производства

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский

« ____ » _____ 2017 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**

в форме бакалаврской работы

Красноярск 2017

Студенту Кижапкину Максиму Витальевичу

Группа ГБ 13-07 Направление 21.03.01 Нефтегазовое дело

Профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства»

Тема выпускной квалификационной работы «Модернизация и разработка технологического процесса сборки винтового компрессора марки WCVT 510-193»

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР Ясинский В. Б., доцент кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса»

Исходные данные для ВКР: Технологический регламент газокompрессорной станции низкого давления, техническое описание винтового компрессора марки WCVT 510-193, техническое руководство по эксплуатации и обслуживанию компрессора ма, стандарты, справочные и методические материалы, патенты

Перечень рассматриваемых вопросов (разделов ВКР):

Введение. Актуальность темы и современное состояние проблемы.

Раздел 1 – Обзор компрессорного оборудования применяемого в нефтегазовой отрасли. Раздел 2 – Винтовые компрессоры. Раздел 3 – Конструктивный расчет зазоров винтового компрессора. Раздел 4 – Разработка технологических процессов сборки. Раздел 5 – Модернизация винтового компрессора марки WCVT 510-193

Заключение. Выводы по результатам выполненной работы.

Перечень графического и иллюстративного материала:

Сборочный чертеж винтового компрессора (1 лист формата А1), размерный анализ цепей винтового компрессора (1 лист формата А1), презентация (12 – 16 страниц).

Руководитель ВКР _____

В.Б. Ясинский

Задание принял к исполнению _____

М. В. Кижапкин

« ____ » _____ 2017 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Модернизация и разработка технологического процесса сборки винтового компрессора марки WCVT 510-193» содержит 98 страниц текстового документа, 29 рисунков, 10 таблиц, 1 приложение, 19 использованных источников, 2 листа графического материала.

ГАЗОКОМПРЕССОРНАЯ СТАНЦИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ, ВИНТОВОЙ МАСЛОЗАПОЛНЕННЫЙ КОМПРЕССОР, РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ, РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА.

Цели работы: проанализировать размерные цепи винтового компрессора и разработать технологический процесс сборки винтового компрессора марки WCVT 510-193, а также модернизировать данное оборудование.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд технических задач: проанализировать основные неисправности винтового компрессора марки WCVT 510-193; изучить технологию компрессоростроения; разобрать методики расчета опорных подшипников скольжения; подобрать эффективные материал для подшипника скольжения; разработать технологический процесс сборки.

В ходе выполнения выпускной работы были проанализированы конструкции компрессоров входящих в состав оборудования компримирования и сделаны выводы о конструкции и эксплуатации. Подбран более эффективный материал подшипника скольжения соответствующий эксплуатационным характеристикам компрессора. Разработан технологический процесс сборки.

Произведен расчет винтового компрессора и анализ размерных цепей, в ходе которого разработан технологический процесс сборки. Предложена регулировка осевого зазора посредством пяти прокладок из промасленной кальки.

Представлена методика расчета опорного подшипника скольжения. За основу был взят расчет основанный на гидродинамической теории смазки, основоположником которой является Н.П. Петров. Теоретические решения базируются на решении дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости с учетом давления, скорости и сопротивления вязкому сдвигу.

На основании расчетов предложена замена материала подшипника с бронзового на баббит. Разработан сборочный чертеж и произведена детализировка.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	8
1 Обзор компрессорного оборудования, применяемого в нефтегазовой отрасли.....	10
1.1 Классификация компрессоров.....	10
1.2 Газокомпрессорная станция низкого давления на ванкорском производственном участке.....	14
1.3 Патентно-информационный обзор компрессорного оборудования.....	27
2 Винтовые компрессоры.....	41
2.1 Конструкция винтовых компрессорных машин, их характеристики и область применения.....	41
2.2 Винтовой компрессор марки WCVT 510-193.....	53
2.3 Причины неисправностей и выхода из строя компрессора и методы их устранения.....	62
2.4 Расчет винтового компрессора марки WCVT 510-193.....	64
3 Конструктивный расчет зазоров винтового компрессора.....	70
3.1 Расчет размерной цепи «А».....	75
3.2 Расчет размерной цепи «Б».....	78
4 Разработка технологических процессов.....	83
4.1 Изготовление роторов винтовых компрессоров.....	88
4.2 Последовательность сборки винтового компрессора.....	90
5 Модернизация винтового компрессора марки WCVT 510-193.....	92
Заключение.....	95
Список использованной литературы.....	96

ВВЕДЕНИЕ

Нефтегазоконденсатные месторождения Западной Сибири занимают особое место в топливно-энергетической системе страны. В настоящее время здесь сконцентрировано более половины запасов разведанного газа России и дальнейшее развитие газовой промышленности в ближайшие годы будет во многом определяться эффективностью освоения существующих и разработкой новых газовых месторождений.

Заболоченность территории месторождений, сложный рельеф, вечная мерзлота, удалённость от промышленных центров страны создают, в свою очередь, ряд дополнительных трудностей для их освоения и эксплуатации.

Таким образом, разведанные и эксплуатируемые уникальные нефтегазоконденсатные месторождения предопределили сооружение крупнейших промыслов и создание мощных газовых трубопроводов составной частью которых являются газокompрессорные станции (ГКС).

Назначение компрессорных станций – поддержание в газопроводе рабочего давления – одного из основных параметров, влияющих на пропускную способность газопроводов.

По мере добычи газа происходит падение давления в месторождении до уровня, когда транспортировать его в необходимом количестве без компримирования уже нельзя. В связи с этим газокompрессорные станции, устанавливаемые непосредственно по ходу газа после нефтегазового месторождения необходимы для поддержания необходимого давления и расхода. Назначением ГКС является создание необходимого давления технологического газа для его дальнейшего транспорта по газопроводам. На ГКС предъявляются повышенные требования к качеству подготовки технологического газа.

На нефтегазоконденсатном месторождении Западной Сибири впервые в России для утилизации ПНГ применены винтовые маслозаполненные

компрессора единичной мощностью 1,5 МВт, поэтому вопросы связанные с эксплуатацией данного оборудования являются актуальными.

Главным элементом компрессорной станции является компрессор.

Компрессор – это оборудование, предназначенное для компримирования газов, с целью увеличения давления и последующего нагнетания. Винтовые компрессоры применяют на Ванкорском производственном участке в цехе компримирования газа низкого давления.

При выборе компрессора одним из основных показателей является – энергопотребление. Винтовой компрессор в этом плане потребляет меньше всего энергии, так как для охлаждения используют аппараты воздушного охлаждения, которые поглощают сравнительно меньшее количество энергии наряду с водяным охлаждением, требующих габаритных конечных и промежуточных охладителей, которые в свою очередь должны время от времени обслуживаться. А используя АВО можно вторично использовать тепло, которое вырабатывается при совершении работы компрессором, например, для обогрева помещений.

Дальнейшее развитие винтовых компрессоров требует новых конструктивных и технологических решений. На мой взгляд перспективными направлениями развития ВК могут служить работы связанные с совершенствованием рабочих органов (разработка новых эффективных профилей винтов), разработка разгрузочных узлов для подшипников, совершенствование способов регулирования производительности, включая применение приводных двигателей с плавной регулировкой частоты вращения

В моей работе приведены основные конструктивные особенности и технические данные разных компрессоров.

На примере конкретного компрессора марки Howden compressors ltd модели WCVT 510-193 будет показана модернизация и разработка технологии сборки, а так же основные виды дефектов и поломок.

1 Обзор компрессорного оборудования, применяемого в нефтегазовой отрасли.

1.1 Классификация компрессоров

Критерии, по которым классифицируют компрессорное оборудование: по производству, в котором оно используется (энергетические, химические, нефтехимические и т.д.); по типу охлаждения (водяное и воздушное); по типу привода (электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, турбина); по производительности (малая - до 10 метров кубических в минуту, средняя - 10—100 метров кубических в минуту и большая - свыше 100 метров кубических в минуту); по давлению на выходе (вакуум компрессоры; компрессоры низкого давления (от 0,15 до 1,2 МПа) применяются на установках для сжатия воздуха; компрессоры среднего давления (от 1,2 до 10МПа) в процессах разделения, сжижения и транспортировки газов в химической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности; компрессоры высокого давления (от 10 до 100МПа); компрессоры сверхвысокого давления (выше 100МПа) применяются для установок синтеза газа).

Основная классификация компрессоров осуществляется по принципу действия сжатия газа, исходя из этого выделяют объемные компрессоры и динамические.

Объемные компрессоры совершают сжатие за счет того, что рабочая камера наполняется газом, а затем объем камеры уменьшается за счет совершения работы рабочими органами. Чтобы газ шел только в одну сторону используют систему клапанов, которые по очереди открываются и закрываются в фазах заполнения и опорожнения камеры.

Динамические компрессоры компримируют и нагнетают газ за счет передачи кинетической, которая в свою очередь частично переходит в потенциальную энергию давления.

К объемным компрессорам относят: поршневые; винтовые; шестеренчатые; роторно-пластинчатые; мембранные; жидкостно-кольцевые.

Наиболее четко принцип действия объемных компрессоров отражают поршневые компрессора. Здесь за счет совершения возвратно-поступательного движения рабочего органа - поршня, уменьшается или увеличивается объем рабочей камеры – цилиндра, в зависимости от расположения поршня. А система обратных клапанов дает возможность газу двигаться лишь в одном направлении.

В шестеренчатых компрессорах рабочим органом является пара шестерен, которые находятся в зацеплении и вращаются в разные стороны. А рабочая камера получается путем отсекаания объема между шестернями, а далее происходит сжатие и нагнетание через выходной патрубков. Данные компрессоры используются для сжатия до небольшого давления.

Роторно-пластинчатые компрессоры имеют отличительную особенность. Как видно из названия ротор и пластины взаимосвязаны. В ротор вставляют подвижные пластины. Сам же ротор располагается в цилиндрическом корпусе, который называется статор. Оси ротора и корпуса имеют разный центр. Когда вращается ротор, создаются подвижные рабочие камеры, которые ограничены ближайшими пластинами, корпусом и ротором. Это происходит, за счет того что центробежная сила выкидывает пластины, от центра ротора и прижимает их к корпусу. Объем рабочих камер меняется из-за смещения осей. Чтоб увеличить прижатие пластин к корпусу используют прижимные пружины. Главным достоинством является высокое давление нагнетания и компактность.

Мембранный компрессор имеет принцип действия, как и у поршневого, только в качестве рабочего органа используется гибкая мембрана круглой формы, которая зажимается по периметру между крышкой и рабочей камерой и приводится в колебательное движение, тем самым сжимая газ.

Жидкостно-пластинчатые компрессоры подобны ротационно-пластинчатым компрессорам, только здесь уплотнение камер происходит под

действием вращающегося жидкостного кольца, а всасывающий и нагнетательный патрубки подключены к торцевым крышкам. Охлаждение же сжимаемого газа происходит прямым контактом с жидкостью, поэтому процесс сжатия осуществляется почти с постоянной температурой. Главным достоинством данного оборудования является использование разного рода рабочих жидкостей по их физико-химическим особенностям и соответствующим им конструкционным материалам.

Теперь кратко рассмотрим динамические компрессоры, к ним относят: центробежные, струйные и осевые.

Радиальные или центробежные компрессоры приобрели свое название по направленности движения в оборудовании. Самый простой компрессор складывается из корпуса, в котором располагается рабочее колесо, размещенное на валу. Лопастей рабочего органа при вращении перемещают газ от оси в радиальных направлениях, газ при этом получает энергию скорости, которая после не в полной мере переходит в потенциальную энергию давления. Газ поступает на колесо через осевой вход, после переходит на лопасти, отбрасывается в радиальных направлениях и поступает в спиральный газосборник, а затем выводится через выходной диффузор. А также у радиальных компрессоров предусмотрена многоступенчатость, это достигается тем, что на одном валу закрепляют некоторое количество рабочих колес, что обеспечивает ступенчатый переход газа через них. Такое оборудование имеет плюсы, а именно: компактность, малый уровень шума, низкую вибрацию в ходе работы и отлично подходят для нагнетания чистого и большого объема газа.

Осевой компрессор также кинетическую энергию потока превращает в потенциальную энергию газа, но движение в этом случае имеет направленность к оси. Конструктивными элементами являются ротор, который размещают на валу, и статор. На роторы установлены ряды лопаток, через которые газ проходит и получает сверх того кинетическую энергию и закручивается. Для того чтобы выровнять направленность движения газа

между рядами лопаток ротора размещают ряды направляющих лопаток статора. То пространство, которое изменяет параметры потока, ограничено входным направляющим и выходным выпрямляющим аппаратами.

Струйные компрессоры работают по принципу эжектора. Газ двигающийся с большей скоростью используется для увеличения скорости газового потока, который двигается с меньшей скоростью, но на выходе образуется поток, который имеет меньшую скорость, чем у активного потока, но большую относительно пассивного. Такие устройства очень просты по своей конструкции и надежны. Их удобно использовать, когда есть газ с высоким давлением и целесообразно его использовать с низким, чтоб получить газ с определенными характеристиками.

Благодаря маркировки можно узнать какой принцип действия компрессора, ступенчатость, наличие сальника.

Обычно маркировка компрессора включает ряд букв и цифр, каждая из которых имеет свой смысл. Так, буква П обозначает слово поршневой, Р – ротационный, Вх – винтовой компрессор, Б, Бс – бессальниковый, Г – герметичный, В – вертикальный, У, V – образный, УУ, W – образный, О – опозитный, Д – двухступенчатый.

Рассмотрим ряд примеров: П60 – поршневой, производительностью 60 кВт; ФУ25 – фреоновый, V-образный, 25 кВт; ФВБс – фреоновый, вертикальный, бессальниковый на 6 кВт.

Современные компрессоры, как правило, поставляются заводами-изготовителями в виде компрессорных агрегатов, включающих, помимо компрессора, электропривод, пусковую, защитную аппаратуру и автоматику. Такие агрегаты маркируют буквой А, затем следует холодопроизводительность компрессора, затем через тире ставят цифру, указывающую на каком холодильном агенте работает компрессор, и в конце (также через тире) идет еще одна цифра, указывающая на температурное исполнение компрессора (0,1 – высокотемпературный компрессор; 2, 3 –

среднетемпературный; 4, 5 – низкотемпературное исполнение). Хладон R12 маркируют цифрой 1, R22-2, R13-3, R717 – цифрой 7 и т.д.

Примеры маркировки компрессорных агрегатов: А 110-2-2 - компрессорный агрегат на 110 кВт, R22, среднетемпературного исполнения; АД 130-7-4 - двухступенчатый компрессорный агрегат на 130 кВт, R717, низкотемпературный.

Винтовые компрессоры маркируются аналогично: Вх 240-2-0 - винтовой, 240 кВт, R22, высокотемпературный вариант.

1.2 Газокомпрессорная станция низкого давления на ванкорском производственном участке.

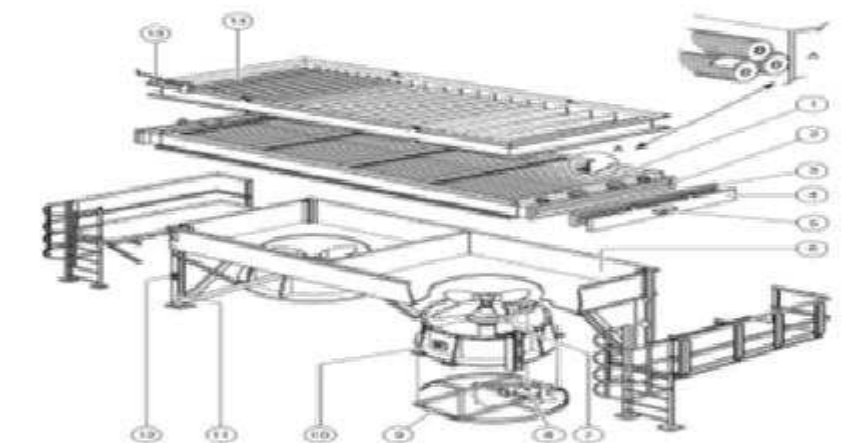
Газокомпрессорная станция низкого давления (ГКСНД) предназначена для компримирования низконапорного углеводородного газа со второй и третьей ступеней сепарации нефти, газа стабилизации и газа (при его наличии) из системы улавливания паров до давления 2,0 МПа (избыточных) с последующей их подачей, на вход в компрессорную станцию высокого давления.

ГКСНД включает в себя три технологических линии (две рабочих + одна резервная). Каждая из технологических линий включает в свой состав:

- охладитель газа первой ступени E-2610-1,2,3;
- приемный сепаратор первой ступени V-2620-1,2,3;
- винтовые компрессоры: К-2630-1,2,3 – первая ступень сжатия, К-2660-1,2,3 – вторая ступень сжатия;
- маслосепараторы V-2635-1,2,3 и V-2636-1,2,3 первой ступени сжатия;
- охладитель газа второй ступени E-2640-1,2,3;
- приемный сепаратор второй ступени V-2650-1,2,3;
- маслосепараторы V-2665-1,2,3 и V-2666-1,2,3 второй ступени сжатия;
- насос откачки конденсата P-2625A/B-1, P-2625A/B-2, P-2625A/B-3;

- маслоохладители Е-2638-1,2,3 первой ступени сжатия;
- маслоохладители Е-2668-1,2,3 второй ступени сжатия;
- винтовые масляные насосы Р-2637-1, Р-2637-2, Р-2637-3 первой ступени сжатия;
- винтовые масляные насосы Р-2667-1, Р-2667-2, Р-2667-3 второй ступени сжатия.

Газ из дегазаторов V-2060-1,2,3 (ДГ-1,2,3) третьей ступени сепарации нефти с температурой 76°С и давлением 0,07 МПа, газ с температурой 65...73°С и давлением 0,07...0,12 МПа из системы улавливания паров и газ стабилизации с температурой 23 °С и давлением 0,07 МПа, смешиваются и по трубопроводу Дн 700 с давлением 0,07 МПа, температурой 69 °С, поступают на две рабочих технологических линии (по 50 % на каждую). По каждой технологической линии газ через отсечной клапан направляется во входной охладитель газа Е-2610-1,2,3 на рисунке 1.



- 1 – холодильный агрегат; 2 – коллектор; 3 – прокладка; 4 – крышка; 5 – щиток идентификаторов; 6 – воздушная камера; 7 – вентилятор; 8 – электромотор; 9 – защитный щиток; 10 – аварийный выключатель; 11 – несущая стальная конструкция; 12 – рабочий выключатель; 13 – управление створками жалюзи; 14 – жалюзи.

Рисунок 1 – Конструкция теплообменника с воздушным охлаждением

Охладитель Е-2610-1,2,3 представляет собой одноходовой аппарат воздушного охлаждения с площадью поверхности трубного пучка 263,5 м² (поверхность оребрения 6210 м²) оборудованного двумя вентиляторами и обогревателем Н-2610-1,2,3. В обогреватель подается теплоноситель через клапан, для обеспечения пуска компрессора в зимнее время. Разрешение на пуск компрессора К-2630-1,2,3 дается при условии, что температура воздуха над трубным пучком больше минимальной 15 °С. Разогрев ведется при закрытых жалюзи. Закрытие жалюзи производится автоматически при отключении компрессора К-2630-1,2,3, а открытие – после его пуска.

Для поддержания оптимальной температуры обратного теплоносителя, на входе в Н-2610-1,2,3 установлен пневматический клапан, а на выходе – термостатический клапан с помощью которого происходит смешивание потока холодного теплоносителя, проходящего через обогреватель, и потока горячего теплоносителя.

Для продувки охладителя Е-2610-1,2,3 при подготовке его к ремонту предусмотрена линия на свечу. Свеча оборудована огнепреградителем. Дренирование Е-2610-1,2,3 производится в систему закрытого дренажа.

Давление в общем входе коллекторе газа контролируется и регулируется системой автоматического регулирования, которая изменяет производительность компрессора К-2630-1,2,3.

Температуры и перепады давления на входе и выходе в охладитель газа Е-2610-1,2,3 контролируются по прибору. При повышении температуры на входе до 78°С или при снижении температуры до 20 °С срабатывает предупредительная сигнализация.

При повышении перепада давления в охладителе газа Е-2610-1,2,3 до 0,05 МПа срабатывает предупредительная сигнализация.

При повышении давления на выходе из охладителя газа Е-2610-1,2,3 до 0,08 МПа срабатывает предупредительная сигнализация. При превышении давления предельно допустимого значения 0,18 МПа срабатывает блокировка на отключение компрессора К-2630-1(2,3) и К-2660-1(2,3).

После охлаждения и частичной конденсации газожидкостная смесь с температурой 45°C и давлением 0,03 МПа поступает в приемный сепаратор первой ступени V-2620-1,2,3 на рисунке 2. Сепаратор объемом 2,6 м³ оборудован каплеотбойником на входе и демистром на выходе газа и предназначен для отделения жидкости от газа. Аппарат защищен от превышения давления в нем выше расчетного, предохранительным клапаном, срабатывающим при давлении 0,6 МПа. Сброс от ППК производится в систему факела НД.

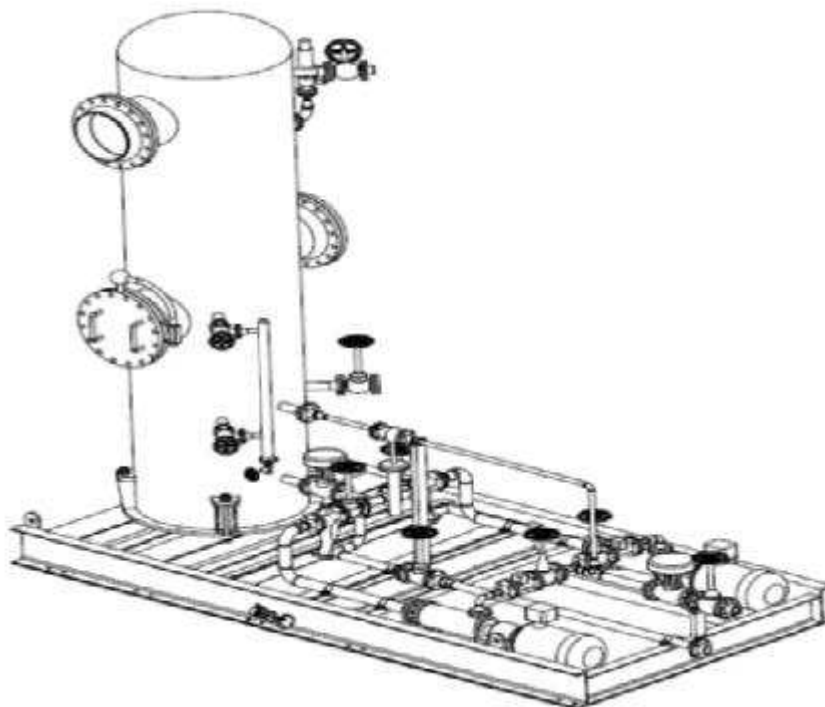


Рисунок 2 – Приемный сепаратор первой ступени V-2620-1,2,3.

Уровень конденсата в V-2620-1,2,3 контролируется и регулируется системой автоматического регулирования, регулирующий клапан которой установлен на линии подачи насосов P-2625A/B-1,2,3. Углеводородный конденсат из сепаратора V-2620-1,2,3 через отсечной клапан отводится на прием насоса P-2625A/B-1,2,3. Каждый насос P-2625 имеет производительность 4550 кг/ч и создает давление 2,0 МПа. Дренаж с поддонов насосов производится в открытую дренажную систему опасных стоков.

Углеводородный конденсат с подачи насосов Р-2625А/В-1,2,3 объединяется в один поток и с температурой 45°С и давлением 2,0 МПа поступает в пробкоуловители V-1010А (С-1)/В/С.

Углеводородный газ из приемного сепаратора с избыточным давлением 0,115 МПа и температурой 45°С поступает на первую ступень сжатия - на вход винтового компрессора К-2630-1,2,3, представленного на рисунке 3. Компрессор К-2630 представляет собой объемный, маслозаполненный ротационный компрессорный агрегат с регулируемой производительностью от 10% до 100%. Максимальная производительность компрессора составляет 35200 кг/ч, перепад давления – 0,506 МПа.

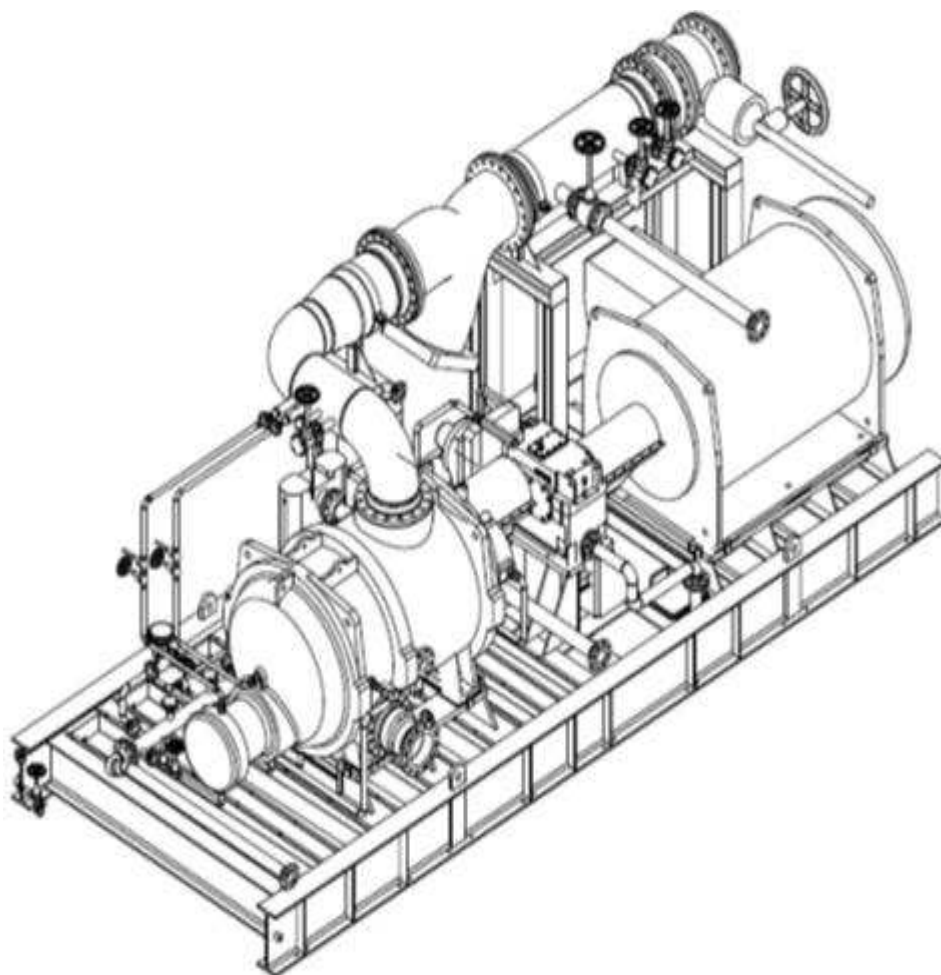


Рисунок 3 – Компрессор первой ступени К-2630-1,2,3

Компрессор К-2630 имеет собственную систему смазочного масла, состоящую из маслобака Т-2631-1,2,3 с электронагревателем Н-2631-1,2,3,

маслонасоса Р-2631-1,2,3, маслофильтра F-2611453-A/B, (F-2621453-A/B, F-2631453-A/B) и охладителя масла Е-2631-1,2,3. Маслонасос Р-2631-1,2,3 защищен от превышения давления предохранительным клапаном, срабатывающим при 0,8 МПа со сбросом на прием насоса.

Перед пуском компрессора электронагреватель Н-2631-1(2,3) включается вручную. При увеличении температуры до 40 °С срабатывает аварийная сигнализация на отключение электронагревателя Н-2631-1(2,3).

Температура масла после охладителя масла Е-2631-1,2,3 поддерживается в пределах 42...60°С трехходовым клапаном-регулятором температуры прямого действия с помощью которого происходит смешивание потока холодного масла, проходящего через охладитель, и потока горячего масла. При всяком отключении компрессора К-2630-1(2,3) производится автоматическое выключение маслонасоса Р-2631-1(2,3) и вентилятора ЕМ-2631-1(2,3) охладителя масла.

Регулирование производительности компрессора К-2630 осуществляется с помощью золотника, размещенного в корпусе компрессора, с управлением от гидравлического цилиндра. Поршень гидравлического цилиндра приводится в действие подачей смазочного масла на одну или другую сторону поршня. Поршень гидравлического цилиндра, перемещая золотник, изменяет точку по длине ротора, в которой начинается сжатие. На входе и выходе масла из каждой полости гидравлического цилиндра установлены соленойдные клапаны, обеспечивающие управление производительностью компрессора К-2630-1(2,3). Разрешение на пуск компрессора К-2630-1(2,3) дается при условии, что золотник находится в крайнем положении, которое обеспечивает минимальную производительность компрессора (10 %).

Компримированный до давления 0,52 МПа углеводородный газ с температурой 95°С последовательно проходит маслосепараторы V-2635-1,2,3 и V-2636-1,2,3, показанные на рисунке 4.

Маслосепаратор V-2635-1,2,3 объемом 5,3 м³ оборудован каплеотбойниками и встроенным электронагревателем Н-2635-1,2,3. Электронагреватель предназначен для подогрева масла до температуры, необходимой для запуска компрессора. Маслосепаратор V-2635-1,2,3 предназначен для отделения масла от газа и служит буфером, из которого масло обратно подается в масляный коллектор. Аппарат защищен от превышения давления в нем выше расчетного предохранительным клапаном срабатывающим при давлении 1,0 МПа. Сброс от ППК производится в систему факела НД. Для продувки сепаратора V-2635-1,2,3 при подготовке его к ремонту предусмотрена линия на свечу.

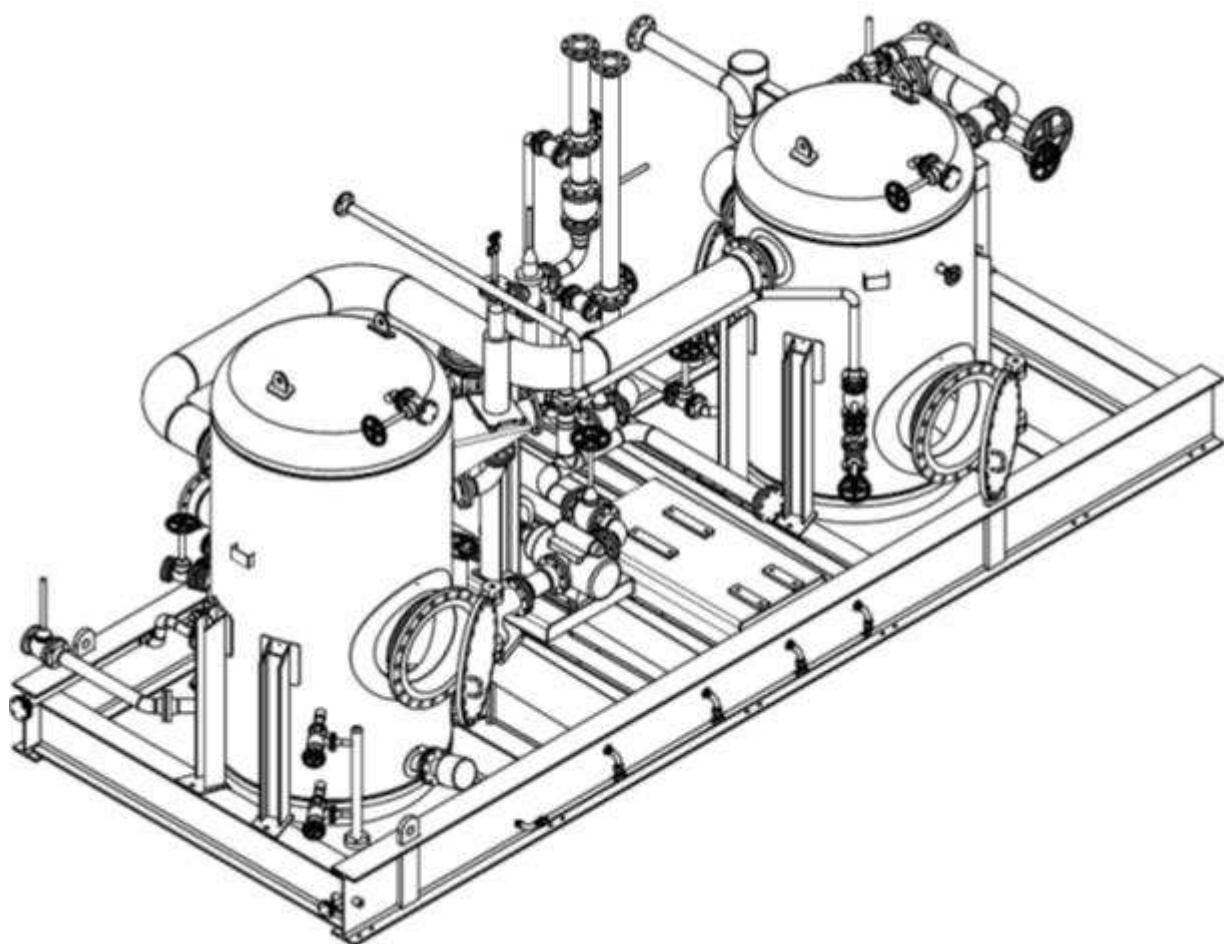


Рисунок 4 – Маслосепараторы V-2635-1,2,3 и V-2636-1,2,3.

Уровень масла в маслосепараторе V-2635-1,2,3 контролируется по местному уровнемеру. При повышении уровня масла до 500 мм или

снижения до 150 мм срабатывает предупредительная сигнализация. При снижении уровня в V-2635-1,2,3 ниже предельно допустимого (100 мм) срабатывает блокировка на отключение компрессора К-2630-1(2,3) и К-2660-1(2,3).

Температура в маслосепараторе V-2635-1,2,3 $T=95^{\circ}\text{C}$. При снижении температуры до 40°C срабатывает предупредительная сигнализация.

Смазочное масло из маслосепаратора V-2635-1,2,3 винтовым насосом P-2637-1,2,3 подается в маслоохладитель E-2638-1,2,3 на рисунке 1. Расход масла от P-2637-1,2,3 составляет 29550 кг/ч, давление – 1,6 МПа. Трубопровод нагнетания насоса P-2637-1,2,3 защищен от превышения давления в нем выше расчетного предохранительным клапаном. Сброс от ППК производится на вход насоса.

Маслоохладитель E-2638-1,2,3 представляет собой двухходовой аппарат воздушного охлаждения. Трубки имеют оребрение с наружной стороны и турбулизаторы на внутренней стороне. Площадь поверхности трубного пучка $74,15\text{ м}^2$ (поверхность оребрения 1614 м^2). Маслоохладитель оборудован двумя вентиляторами, жалюзи с пневмоприводом, и подогревателем работающим на теплоносителе H-2638-1,2,3. Подогреватель H-2638-1,2,3 предназначен для обеспечения запуска. Разрешение на пуск компрессора К-2630-1,2,3 дается при условии, что температура воздуха над трубным пучком E-2638-1,2,3 больше минимальной 15°C . Разогрев ведется при закрытых жалюзи. Закрытие жалюзи производится автоматически при отключении компрессора К-2630-1,2,3, а открытие – после его пуска.

Охлажденное до 55°C масло после маслоохладителя E-2638-1,2,3 через сдвоенный фильтры F-1338A/B-1 (F-1338A/B-2, F-1338A/B-3) на рисунке 5 направляется в масляный коллектор компрессора К-2630-1,2,3.

Газ из маслосепаратора V-2635-1,2,3 поступает в маслосепаратор V-2636-1,2,3 где дополнительно очищается от взвешенных частичек масла. Маслосепаратор V-2636-1,2,3 объемом $4,25\text{ м}^3$ оборудован сетчатым сепарационным устройством. Для продувки сепаратора V-2636-1,2,3 при

подготовке его к ремонту предусмотрена линия на свечу и штуцеры для дренажа и подключения азота и воздуха. Для вывода масла из маслосепаратора V-2636-1,2,3 предусмотрена линия на вход компрессора К-2630-1,2,3. Вывод масла производится постоянно через ручную арматуру. Поток масла контролируется через смотровой фонарь.

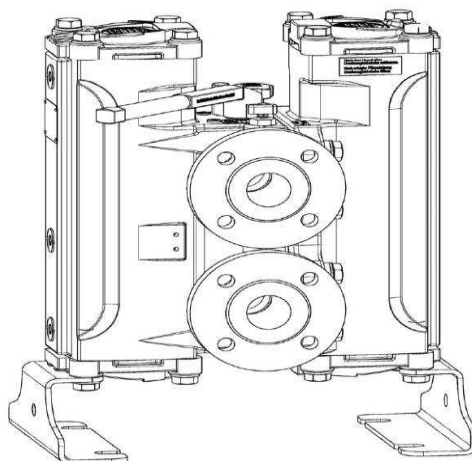


Рисунок 5 – Сдвоенный фильтр.

Для предотвращения обратного вращения ротора после отключения компрессора К-2630-1,2,3 предусмотрена линия подачи газа от маслосепаратора V-2636-1,2,3 через клапан на вход компрессора. Клапан автоматически открывается при отключении К-2630-1(2,3) и закрывается после его пуска.

Предусмотрена предупредительная сигнализация при отклонении следующих технологических параметров работы компрессора К-2630-1,2,3:

- повышение температуры обмоток статора электродвигателя до 125 °С;
- повышение температуры подшипников электродвигателя до 100 °С;
- повышение скорости вибрации вала электродвигателя до 2,8 мм/с;
- повышение скорости вибрации вала компрессора до 4,5 мм/с;

Предусмотрена блокировка компрессора К-2630-1,2,3 при:

- повышении температуры обмоток статора электродвигателя до 135 °С;

- повышении температуры подшипников электродвигателя до 110 °С;
- повышении скорости вибрации вала электродвигателя до 4,5 мм/с;
- повышении скорости вибрации вала компрессора до 6,0 мм/с.

Для сброса давления из системы при отключении компрессора К-2630-1,2,3 установлены сбросные клапаны от линии подачи компрессора. Сброс давления с линии подачи производится на факел НД.

Очищенный от масла углеводородный газ выходит из маслосепаратора V-2636-1,2,3 с давлением 0,49 МПа, температурой 95 °С и через отсечные клапаны поступает на смешение с углеводородным газом со второй ступени сепарации нефти.

Углеводородный газ со второй ступени сепарации нефти поступает на компрессорную станцию низкого давления тремя параллельными потоками с давлением 0,49 МПа и температурой 57°С. На входе в компрессорную газовые потоки объединяются, смешиваются с углеводородным газом с первой ступени компримирования и с давлением 0,49 МПа и температурой 83°С поступают на две рабочих технологических линии второй ступени компримирования (по 50 % на каждую).

Общий газовый поток через отсечные клапаны поступает в охладители газа второй ступени E-2640-1,2,3, в которых охлаждается и частично конденсируется в соответствии с рисунком 1.

Охладитель E-2640-1,2,3 представляет собой одноходовой аппарат воздушного охлаждения с площадью поверхности трубного пучка 86,12 м² (поверхность оребрения 2029 м²) оборудованного двумя вентиляторами EM-2640-1(2,3) и EM-2641-1(2,3) и обогревателем H-2640-1,2,3.

Газожидкостная смесь выходит из охладителей газа E-2640-1,2,3 с давлением 0,46 МПа, температурой 53°С и поступает в приемный сепаратор 2-ой ступени V-2650-1,2,3 в соответствии с рисунком 6.

Приемный сепаратор второй ступени V-2650-1,2,3 объемом 1,4 м³ оборудован каплеотбойником на входе газа и демистром на выходе газа.

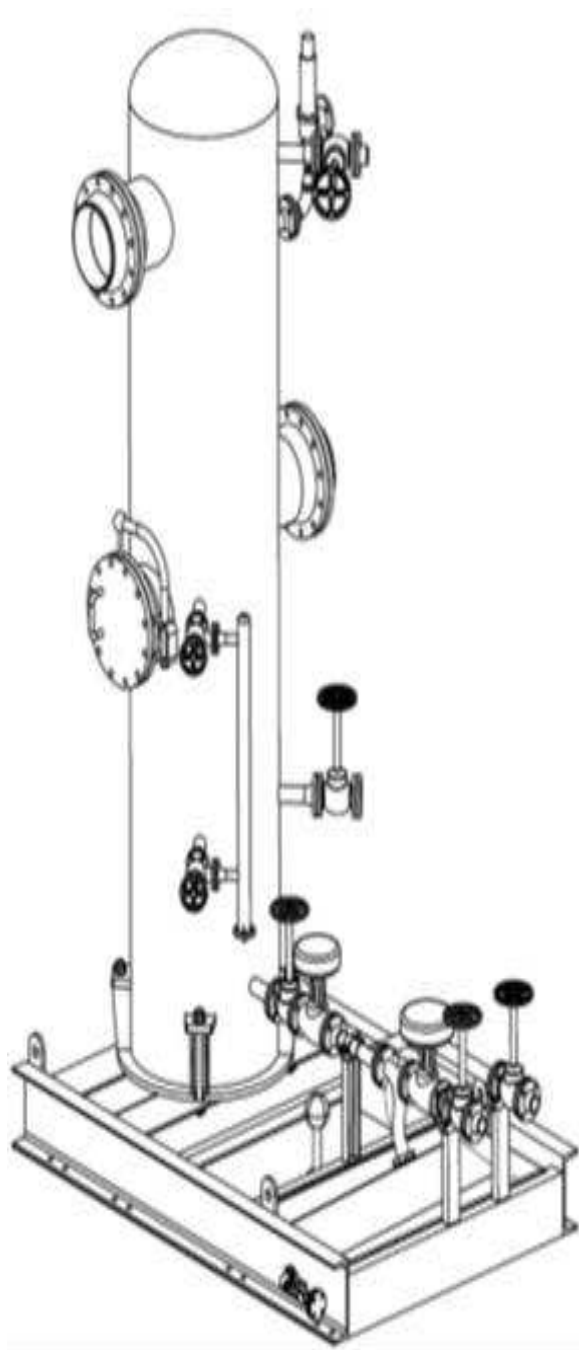


Рисунок 6 – Приемный сепаратор второй ступени V-2650-1,2,3.

Конденсат выходит из сепаратора V-2650-1,2,3 с давлением 0,43 МПа. Потоки конденсата с рабочих линий объединяются, и с температурой 51 °С отводятся в дегазаторы 3-ей ступени сепарации нефти V-2060-1,2,3 (ДГ-1,2,3). Углеводородный газ из приемного сепаратора второй ступени V-2650-1,2,3 с температурой 53 °С и давлением 0,43 МПа поступает на вторую ступень сжатия - на вход винтового компрессорного агрегата К-2660-1,2,3 на рисунке 7.

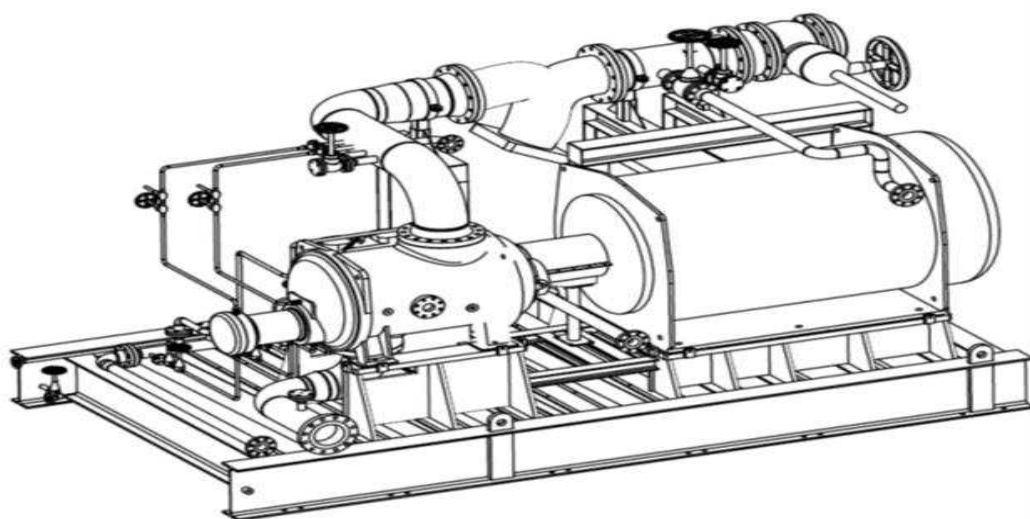


Рисунок 7 – Компрессор второй ступени К-2660-1,2,3.

Компрессор К-2660 представляет собой объемный, маслозаполненный ротационный компрессорный агрегат с регулируемой производительностью от 10 % до 100%. Максимальная производительность компрессора составляет 42700 кг/ч, перепад давления – 1,27 МПа.

Углеводородный газ, скомпримированный до давления 1,8...2,1 МПа с температурой 105°С последовательно проходит маслосепараторы V-2665-1,2,3 и V-2666-1,2,3 показанные на рисунке 8, в которых очищается от унесенного из компрессора масла.

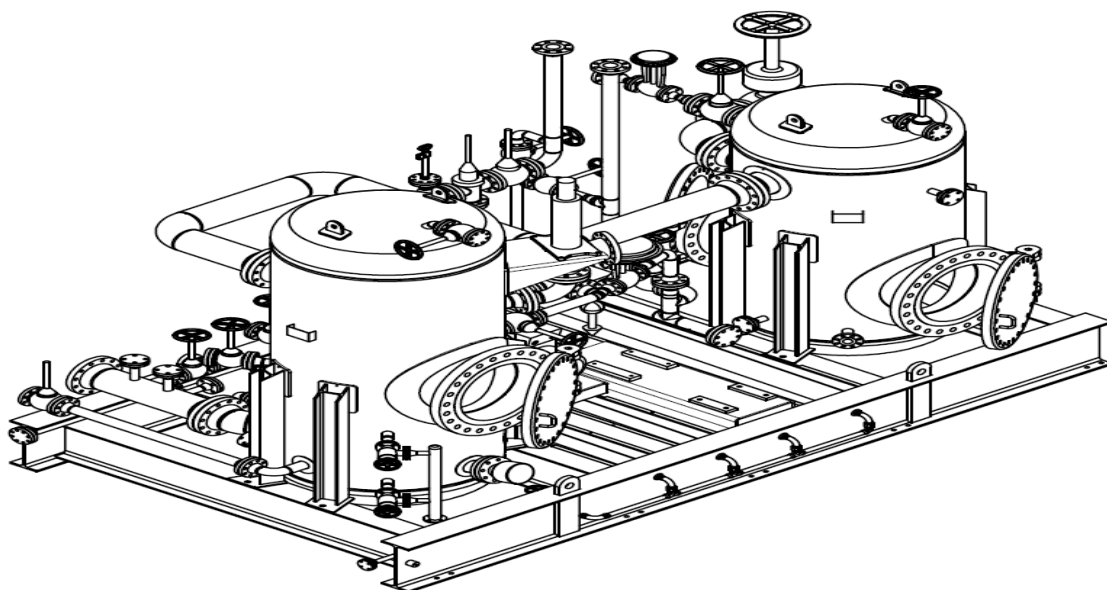


Рисунок 8 – Маслосепараторы V-2665-1,2,3 и V-2666-1,2,3

Маслосепаратор V-2665-1,2,3 объемом 3,6 м³ оборудован каплеотбойниками и встроенным электронагревателем Н-2665-1,2,3.

Смазочное масло из маслосепаратора V-2665-1,2,3 винтовым насосом Р-2667-1,2,3 подается в маслоохладитель Е-2668-1,2,3. Расход масла от Р-2667-1,2,3 составляет 20110 кг/ч, давление – 2,9 МПа. Трубопровод нагнетания насоса Р-2667-1,2,3 защищен от превышения давления в нем выше расчетного предохранительным клапаном, срабатывающим при давлении 3,19 МПа. Сброс от ППК производится на прием насоса.

Маслоохладитель Е-2668-1,2,3 представляет собой двухходовой аппарат воздушного охлаждения. Трубки имеют оребрение с наружной стороны и турбулизаторы на внутренней стороне. Площадь поверхности трубного пучка 57,67 м² (поверхность оребрения 1255 м²). Маслоохладитель оборудован двумя вентиляторами, жалюзи с пневмоприводом и подогревателем работающим на теплоносителе Н-2668-1,2,3.

Газ из маслосепаратора V-2665-1,2,3 поступает во второй маслосепаратор V-2666-1,2,3 где дополнительно очищается от взвешенных частичек масла. Маслосепаратор V-2666-1,2,3 объемом 3,0 м³ оборудован сетчатым сепарационным устройством. Для продувки сепаратора V-2666-1,2,3 при подготовке его к ремонту предусмотрена линия на свечу и штуцеры для дренажа и подключения азота и воздуха.

Предусмотрена предупредительная сигнализация при отклонении следующих технологических параметров работы компрессора К-2660-1,2,3:

- повышение температуры обмоток статора электродвигателя до 125 °С;
- повышение температуры подшипников электродвигателя до 100°С;
- повышение скорости вибрации вала электродвигателя до 2,8 мм/с;
- повышение скорости вибрации вала компрессора до 4,0 мм/с.

Предусмотрена блокировка компрессора К-2660-1,2,3 при:

- повышении температуры обмоток статора электродвигателя до 135°С;

- повышении температуры подшипников электродвигателя до 110 °С;
- повышении скорости вибрации вала электродвигателя до 4,5 мм/с;
- повышении скорости вибрации вала компрессора до 6,0 мм/с.

Для сброса давления из системы при отключении компрессора К-2660-1,2,3 установлены сбросные клапаны от линии подачи компрессора. Сброс давления с линии подачи производится на факел ВД.

Отсепарированный углеводородный газ из маслосепараторов V-2666-1,2,3 через отсечной клапан отводится в общий коллектор Дн 400. Объединившись в один поток, газ от ГКСНД с температурой 80...95 °С и давлением 1,8...2,1 МПа направляется на смешение с газом поступающим от пробкоуловителей V-1010-А,В,С (температура 18 °С) и с газом поступающим от сепараторов первой ступени сепарации нефти V-2010-1,2,3. Общий газовый поток, по трубопроводу Дн 800 с температурой 29 °С, поступает в компрессорную станцию высокого давления[18].

1.3 Патентно-информационный обзор компрессорного оборудования

Винтовой компрессор ступенчатой конструкции (RU 168 010)

Данный образец относится к строению винтовых компрессоров, который имеет корпус, крышку нагнетания, крышку всасывания, установленные в них ведущий и ведомый валы которые опираются на подшипники, разгрузочные диски. На ведомый и ведущий роторы посажены пластичные сегменты. Каждый из них по отношению к следующему располагается под определенным углом (ϕ), а находящийся с ним в паре на угол ($-\phi$), или угол кратный ($-\phi$), но это в том случае если скорость вращения роторов неодинакова. Сегменты, которые располагаются на разных валах ступенчато и разнонаправленно развернутые, образуют объемные винтовые поверхности левой и правой направленности вращения, а когда угол (ϕ) является переменной величиной, эти винтовые

поверхности имеют переменный шаг. Эти поверхности, вращаясь, образуют зону низкого давления с входа, а с выхода зону высокого давления.

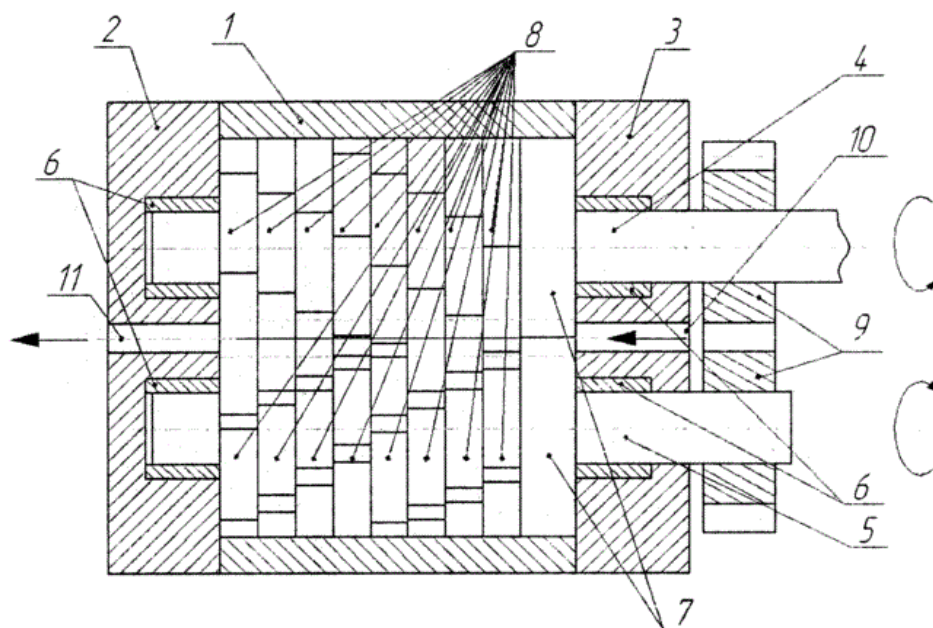
Образец сосредоточен на меньшие экономические затраты винтового компрессора за счет ступенчатой конструкции. За счет того что сегменты распределяют нагрузку по своим рабочим поверхностям разгрузочные диски воспринимают нагрузку более равномерно, тем самым повышая износостойкость. А также используя переменный шаг, увеличивается КПД. Полезная модель может быть использована как в газовой промышленности, так и в сельском хозяйстве.

Известен аналог винтового компрессора (RU 2096664), который не имеет пластичных сегментов. Его главным недостатком является технологическая сложность изготовления роторов, что делает его себестоимость высокой. Также в рамках данной конструкции сложно изготовить роторы с переменным шагом, что не позволяет повысить КПД компрессора.

Известен прототип - винтовой компрессор (RU 2212564), который имеет основной и вспомогательный винт, которые имеют соответственно вал и винтовой ротор. Вспомогательный винт в осевом направлении опирается на основной винт. Только основной винт имеет вращающуюся осевую опорную часть, которая опирается на неподвижную осевую опорную часть корпуса. За счет отсутствия упорного подшипника между вспомогательным винтом и корпусом упрощена опора вспомогательного винта.

Недостатком данного прототипа является необходимость еще более точного изготовления роторов, что повышает его себестоимость. В рамках данной конструкции также сложно повысить КПД компрессора используя роторы с переменным шагом из-за крайней не технологичности их изготовления в виде цельной детали. Недостатком этой конструкции является и концентрация всей осевой нагрузки на опорные элементы вала основного

винта, что может приводить к непропорциональному износу опорных элементов.



1- корпус; 2 – корпус нагнетания; 3 – корпус всасывания; 4 – ведомый вал; 5 - ведущий вал; 6 – подшипники; 7 – разгрузочные диски; 8 – пластинчатый сегменты; 9 – зубчатые колеса; 10 – впускное отверстие; 11 – выпускное отверстие.

Рисунок 9 – Принцип сборки сегментов на валы винтового компрессора

ступенчатой конструкции

Задачей полезной модели является улучшение технологичности конструкции винтового компрессора, увеличение КПД, устранение непропорционального износа опорных элементов как в осевом так и в радиальном направлении, соответственно снижение стоимости и увеличение долговечности.

Все выше перечисленные характеристики достигают результата путем насадки на ведущий и ведомый винты пластичных сегментов. В процессе вращения винты контактируют торцевыми поверхностями сегментов на большой площади, что позволяет равномерно распределить осевую нагрузку ведущего и ведомого валов. Переменный шаг винтов позволяет увеличить скорость сжатия нагнетаемого газа в начале цикла сжатия и уменьшить в конце цикла, тем самым повышается КПД компрессора, и выравнивается радиальная нагрузка на опоры валов со стороны всасывания и нагнетания.

При использовании винтового компрессора ведущий вал (4) приводится во вращение любым типом силового привода, а ведомый вал (5) получает вращение от ведущего вала (4) посредством зубчатых колес (9). Так как сегменты (8) образуют левые и правые винтовые поверхности, то вращаясь в корпусе (1) они создают зоны высокого давления в районе входного отверстия (10) и низкого давления в районе выпускного отверстия (11). соответственно зону нагнетания и зону всасывания. Таким образом, компрессор всасывает в зону низкого давления газ (в частном случае воздух) посредством входного отверстия (10), и нагнетает его в зону высокого давления, откуда он поступает в отверстие (11) корпуса нагнетания и может быть направлен к исполнительным механизмам.

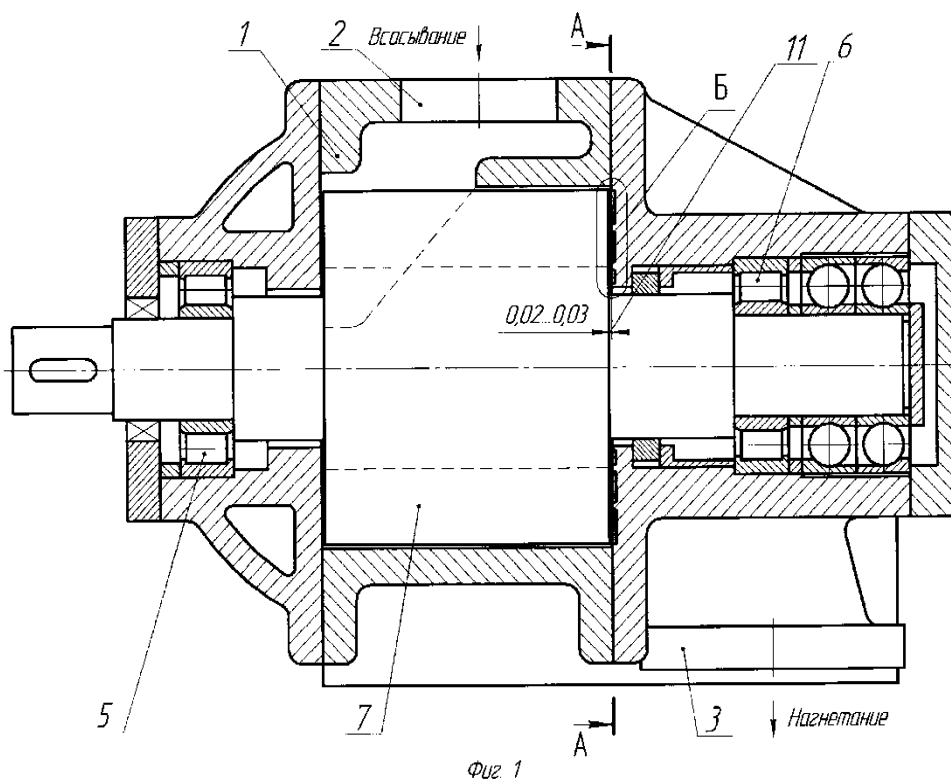
Существенным техническим результатом является низкая экономическая стоимость по отношению к компрессорам со вспомогательным винтом, а также более равномерное распределение нагрузок на опоры, что приводит к долговечности изделия и уменьшает вибрацию и шумность. Недостатком является усложнение конструкции компрессора относительно двухступенчатого сжатия.

Винтовой компрессор (RU 2 447 322).

Известен винтовой компрессор, содержащий полый корпус, ведущий и ведомый роторы, установленные в полости корпуса на подшипниках с образованием рабочих камер между винтовыми поверхностями сопряженных впадин роторов и поверхностями полости корпуса, уплотнительные элементы, выполненные в виде уплотнительных «усиков» на торцах винтовой части роторов со стороны нагнетания за одно целое с роторами или зачеканенные в профрезерованные узкие канавки.

Недостатками известного технического решения являются повышенная температура всасывания, увеличенная потребляемая мощность, низкий КПД из-за переноса горячего газа со стороны высокого

давления (нагнетания) в сторону низкого давления (всасывания) при вращении роторов, а также трудоемкость изготовления, в случае касания торцов роторов с торцом корпуса компрессора, из-за малой площади соприкосновения, «усики» моментально срезаются.



1 – корпус; 2 – патрубок всасывания; 3 – патрубок нагнетания; 5 – подшипник; 6 – подшипник; 7 – ведущий ротор; 11 – торцевой зазор.

Рисунок 10 – Винтовой компрессор

Технический результат изобретения заключается в повышении эффективности процесса сжатия, надежности и долговечности винтового компрессора.

Результат достигается тем, что уплотнительные элементы выполнены в виде углублений, образованных на внутренней торцевой поверхности корпуса со стороны нагнетания, отделенных друг от друга выступающими перемычками и сообщенных друг с другом посредством торцевого зазора между краями перемычек и роторами. Предпочтительно

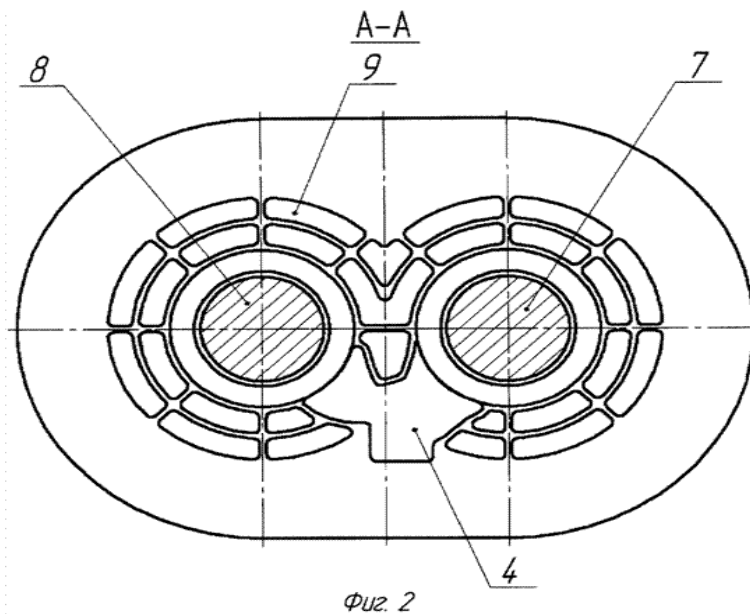
углубления отделены друг от друга кольцевыми и радиальными выступающими перемычками.

Особенностью винтовых компрессоров является то, что процесс сжатия происходит при наличии гарантированных зазоров в рабочих камерах, что приводит к утечкам и перетечкам газа между камерами с различными давлениями и ухудшению энергетических характеристик. Зазоры между винтовыми поверхностями сопряженных роторов 7, 8 и зазоры между винтовыми поверхностями роторов 7, 8 и поверхностью полости корпуса 1 определяются точностью изготовления. Основное влияние на энергетические характеристики винтового компрессора оказывает величина торцевого зазора 11, которая устанавливается при сборке компрессора и должна быть минимальной (например, 0,02-0,03 мм).

Действие уплотнительных элементов основано на торможении потока газа, перетекающего из области высокого давления (давление перед окном 4 нагнетания компрессора) в область за перемычкой 10 с более низким давлением. Газ поочередно то увеличивает скорость в щелях, то теряет эту скорость в углублениях 9. Размеры и количество углублений 9 выбирается исходя из допустимой величины перетечек газа. При вращении роторов 7, 8 не происходит перенос горячего газа на всасывание, т.к. уплотнение расположено на неподвижном элементе - корпусе 1. Перемычки 10 выполняют роль предохранительных элементов при касании торцевой поверхности винтовой части роторов 7, 8 о внутреннюю торцевую поверхность корпуса 1 компрессора, причем перемычки 10 имеют протяженную площадь контакта, поэтому более стойки к истиранию.

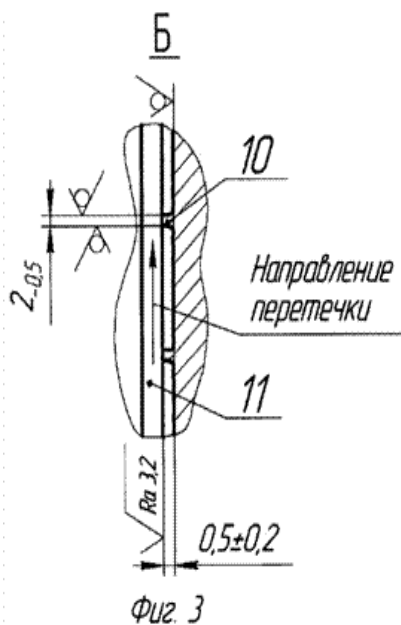
При выполнении винтового компрессора с уплотнительными элементами, выполненными в виде углублений 9, разделенных между собой выступающими перемычками 10, а также при наличии минимального торцевого зазора 11 между перемычками 10 и торцевой поверхностью роторов 7, 8, обеспечивается надежное уплотнение, позволяющее повысить эффективность процесса сжатия за счет снижения перетечек, уменьшить

потери рабочего газа, а также исключить перенос горячего газа на всасывание и, как следствие, повысить энергетические характеристики.



7 – ведущий ротор; 8 – ведомый ротор; 9 – уплотнительные элементы.

Рисунок 11 – выносной вид А-А



10 – перемычка; 11 - торцевой зазор.

Рисунок 12 – выносной вид Б-Б

Винтовой компрессор с регулятором производительности (RU 2 418 193).

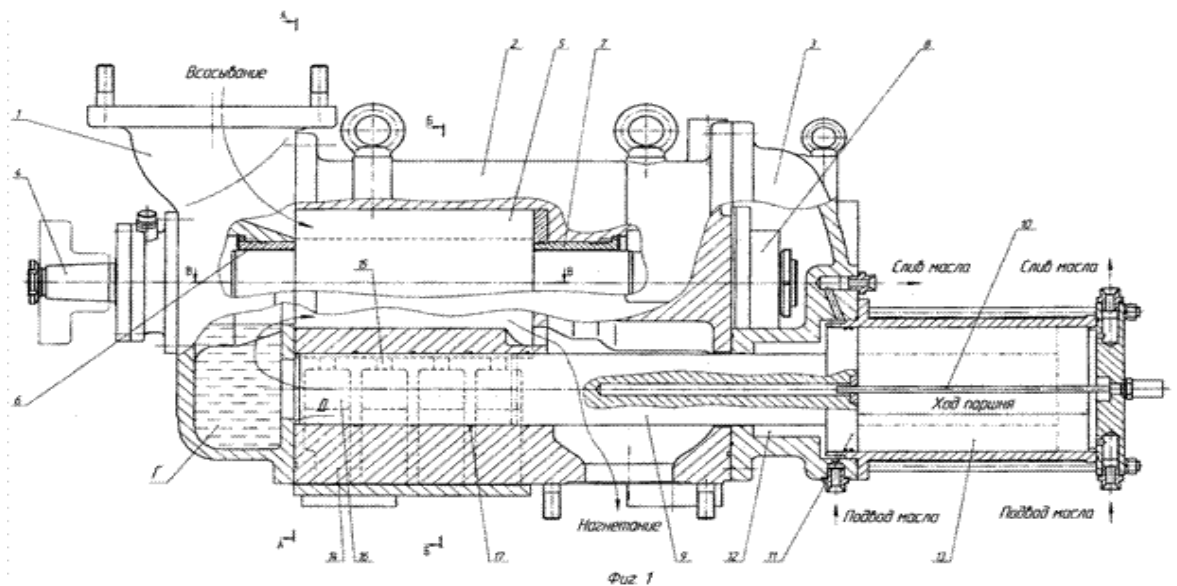
Изобретение относится к области компрессоростроения, а именно к винтовым компрессорам с золотниковым регулятором производительности, работающим в широком диапазоне производительностей и перепада давления.

Известен винтовой компрессор, содержащий корпус с рабочей камерой и полостями для всасывания и нагнетания газа, ведущий и ведомый роторы, находящиеся в зацеплении и вращающиеся на опорных подшипниках, элементы компенсации осевых сил, состоящие из упорных подшипников, золотник регулятора производительности, вставленный в открытую расточку корпуса, являющегося нижней частью рабочих расточек под винты роторов компрессор.

Известное техническое решение имеет ряд недостатков, а именно: золотник является частью цилиндрических расточек под винты, поэтому на него действуют большие нагрузки от действия газовых сил, что приводит к установке привода золотника большой мощности, что ухудшает массогабаритные показатели машины; кроме того, на поверхностях золотника со стороны рабочих расточек под винты роторов, для обеспечения его движения, необходимо выполнить занижения, т.е. повышенные зазоры, которые являются источником дополнительных утечек газа с нагнетания компрессора на всасывание, что существенно снижает КПД компрессора.

Чтобы увеличить эффективность регулирования производительности, расширить область применения винтовых компрессоров с золотниковым регулятором производительности, повысить энергетические характеристики, надежность и долговечность винтового компрессора, улучшение массогабаритных показателей используют корпус выполненный с цилиндрической полостью, в которой размещен золотник регулятора производительности, и с заполненными маслом полостями, расположенными в два ряда соответственно под ведущим и под ведомым ротором, причем заполненные маслом полости сообщены с цилиндрической полостью,

изолированы от нее и друг от друга в закрытом положении золотника и соединены с рабочей камерой компрессора щелевыми окнами, расположенными под углами к осям роторов, соответствующим углам наклона винтовой линии соответствующих роторов, а между стенкой цилиндрической полости и золотником установлены кольцевые уплотнительные элементы, расположенные между заполненными маслом полостями.



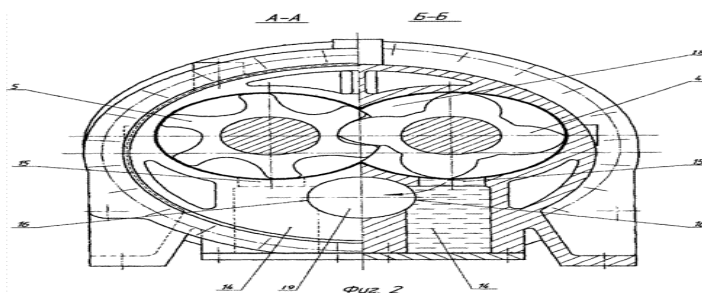
1 – камера всасывания; 2 – блок цилиндров; 3 – корпус; 4 – ведущий ротор; 5 – ведомый ротор; 6 – опорный подшипник; 7 – опорный подшипник; 8 – упорный подшипник; 9 – золотник; 10 – указатель положения золотника; 11 – привод; 12 – рабочая полость гидропривода; 13 – рабочая полость гидропривода; 14 – изолированная полость; 15 – щелевое окно; 16 – перепускные окна; 17 – уплотнительные элементы; 18 – рабочая камера.

Рисунок 13 – Винтовой компрессор с регулятором производительности

Регулирование производительности осуществляется в результате перемещения золотника 9 с помощью привода 11, при этом на золотник 9 действует только осевая газовая сила, определяемая площадью торцевого сечения золотника 9 и перепадом давления между нагнетанием и всасыванием компрессора. При 100%-ной производительности золотник 9 примкнут к поверхности Д, при этом перепускные окна 16, соединяющие

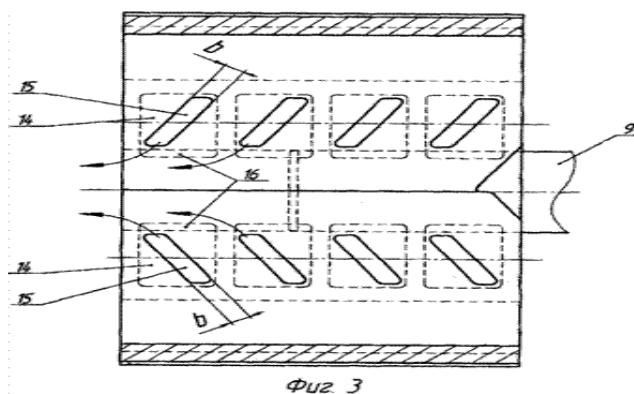
рабочую камеру 18 (через изолированные полости 14 и щелевые окна 15) с полостью Г камеры 1 всасывания, закрыты телом золотника 9. Для уменьшения производительности золотник 9 двигается в сторону нагнетания, выдвигаясь в камеру нагнетания, при этом масло под давлением подается в полость 12, а из полости 13 сливается в полость Г камеры 1 всасывания компрессора, т.е. регулирование осуществляется последовательным соединением рабочей камеры 18 с полостью Г. Для увеличения производительности золотник 9 двигается в сторону всасывания. В этом случае масло под давлением подается в полость 13, а из полости 12 сливается на всасывание компрессора. При движении золотника 9 часть газа, поступившего в процессе всасывания в рабочую камеру 18, возвращается через открытое окно 16 в полость Г камеры 1 всасывания и далее на всасывание компрессора.

Данное техническое решение позволяет повысить КПД, снизить габаритные размеры как золотника, так и компрессора в целом, а также расширить область применения винтовых компрессоров в стороны низкого и высокого давления. Недостатком является появление привода, который регулирует производительность, что приводит к увеличению габаритности.



4- ведущий ротор; 5 – ведомый ротор; 15 – щелевое окно; 16 – перепускные окна;
18 – рабочая камера.

Рисунок 14 – Сечение винтового компрессора по А-А и Б-Б



9 – золотник; 14 – изолированный полости; 15 – щелевые окна.

Рисунок 15 – Сечение винтового компрессора по сечению В-В

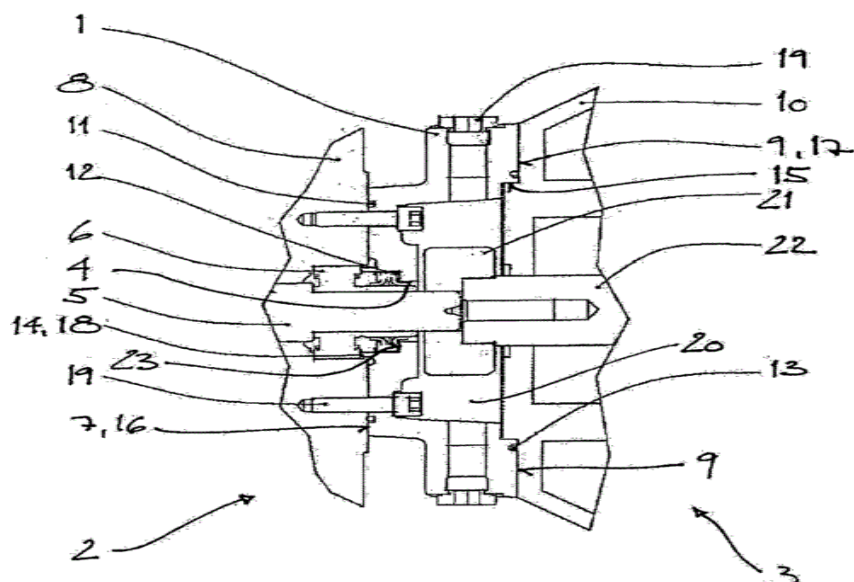
Фланец винтового компрессора (RU 2 561 515)

Изобретение относится к фланцу компрессора для соединения винтового компрессора с приводом.

Имеющиеся в настоящее время винтовые компрессоры имеют для соединения с приводом соединительные элементы, снабженные для центрирования центровочным буртиком или центрирующими штифтами. Соединительные элементы обычно содержат соединительный фланец, соединяющийся с лобовой крышкой винтового компрессора. Лобовая крышка закрывает и уплотняет корпус компрессора наружу. Поэтому обычно требуется несколько элементов, которые нужно соответствующим образом позиционировать и фиксировать для соединения винтового компрессора с приводом. Вследствие этого затраты на изготовление и монтаж слишком высокие.

Заявленный фланец компрессора для соединения винтового компрессора с приводом имеет центральное отверстие для установки вала и/или подшипника и имеет первую кольцеобразную поверхность прилегания для прилегания к корпусу компрессора и вторую кольцеобразную поверхность прилегания для прилегания к корпусу привода. Кроме того, согласно изобретению фланец компрессора содержит уплотнительные элементы с осевым или радиальным действием силы, предназначенные для уплотнения относительно корпуса

компрессора и вала, поэтому открытый корпус компрессора можно закрывать и уплотнять при установке фланца компрессора. Уплотнительные элементы образуют составные части соединительного фланца, поэтому не требуется использование отдельных уплотняющих средств, которые нужно монтировать отдельно от фланца. Вследствие этого фланец компрессора принимает на себя одновременно функцию лобовой крышки, обычно предусмотренную для закрывания и уплотнения винтового компрессора. В частности, фланец компрессора принимает на себя наряду с функцией соединения также и функцию закрывания и уплотнения и, как следствие, снижаются также затраты на изготовление и монтаж.



1 – фланец; 2 - фрагмент компрессора; 3 – фрагмент привода; 4 – участок центрального отверстия; 5 – вал компрессора; 6 – подшипник; 7 – первая кольцеобразная поверхность прилегания; 8 – корпус компрессора; 9 - вторая кольцеобразная поверхность прилегания; 10 – корпус привода; 11 – уплотнение к корпусу компрессора; 12 – уплотнение к корпусу привода; 13 – уплотнительный элемент, действующий по оси; 14,15 – кольцевые ступени; 16,17 – торцевые поверхности; 18 – осевой выступ; 19 – винты; 20 – полость; 21 – муфта; 22 – вал привода; 23 – осевое гнездо.

Рисунок 16 – Фрагмент винтового компрессора на участке соединения привода с фланцем

Тем самым, изображенный на чертеже соответствующий изобретению фланец компрессора в состоянии объединять в себе функции лобовой крышки, фланца и защитного кожуха, причем он одновременно выполняет центрирующую, фиксирующую и уплотняющую функции. Все эти функции осуществляются единственным конструктивным элементом, поэтому можно заметно сократить количество необходимых элементов и существенно уменьшить затраты на изготовление и издержки монтажа. В то же время уменьшаются конструктивный размер и вес винтового компрессора, поэтому он требует меньшего конструктивного пространства. Недостатком является то, что фланец выполняет множество функций, тем самым увеличивается возможность отказа какой либо функции, что приведет к полной замене этого элемента.

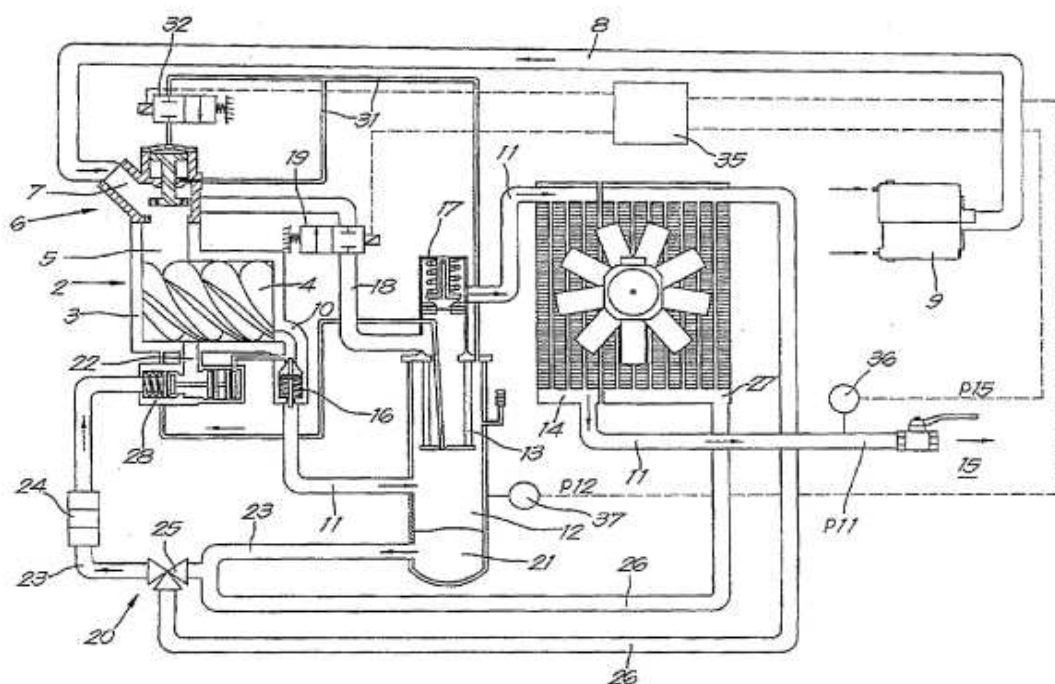
Контроллер винтового компрессора от ненагруженного состояния к нагруженному (US2016215777).

Настоящее изобретение относится к винтовому компрессору с жидкостным впрыском и, в частности, к регулятору такого винтового компрессора при переходе из ненагруженного состояния в нагруженное, в результате чего снижается риск поломки компрессора по причине не хватки давления.

Техническим результатом данного изобретения является установка впускного регулируемого клапана и клапана продувки, которые имеют контроллер, привязанный к давлению, когда давление становится меньше нормы впускной клапан перекрывается в сторону нагнетания, в результате чего образуется накопление газа в рабочей камере. Если поступила большая порция газа или в компрессоре давление стало выше нормы, то контроллер открывает продувочный клапан и сжатый газ выбрасывается в среду, тем самым, чтоб давление не упало до предела, впускной клапан открывается не

полностью, чтоб также предотвратить остановку по причине низкого давления.

Главным достоинством этой полезной модели является то, что с помощью контроллера, компрессор не останавливается по пороговому давлению, что способствует повышению надежности работы и долговечности винтового компрессора. Недостатком является то, что электронная плата контроллера не защищена от перепадов давления.



1 – винтовой компрессор; 2 – шнек; 3 – корпус компрессора; 4 – спиральные роторы; 5 – впускное отверстие; 6 – регулируемый впускной клапан; 7 – впускное отверстие; 8 – впускная труба; 9 – входной фильтр; 10 – выпускное отверстие; 11 – напорная труба; 12 – сосуд высокого давления; 13 – сепаратор; 14 – охладитель; 15 – пневматическая сеть; 16 – возвратный клапан; 17 – клапан минимального давления; 18 – отводная ветвь; 19 – продувочный клапан; 20 – жидкостный контур; 21 – сосуд под давлением с жидкостью; 22 – инжектор; 23 – нагнетательная трубка; 24 – жидкий фильтр; 25 – термостатический клапан; 26 – патрубок; 27 – охладитель; 28 – запорный клапан; 29 – корпус; 30 – тарельчатый клапан; 31 – контрольная труба; 32 – регулирующий клапан; 35 – электрический контроллер давления; 36 – датчик давления.

Рисунок 17 – схема винтовой компрессорной установки с контроллером

2 Винтовые компрессоры

2.1 Конструкция винтовых компрессорных машин, их характеристики и область применения

Винтовой компрессор состоит из небольшого числа основных деталей, к которым относятся: корпус компрессора, роторы, опорные и упорные подшипники, уплотнения.

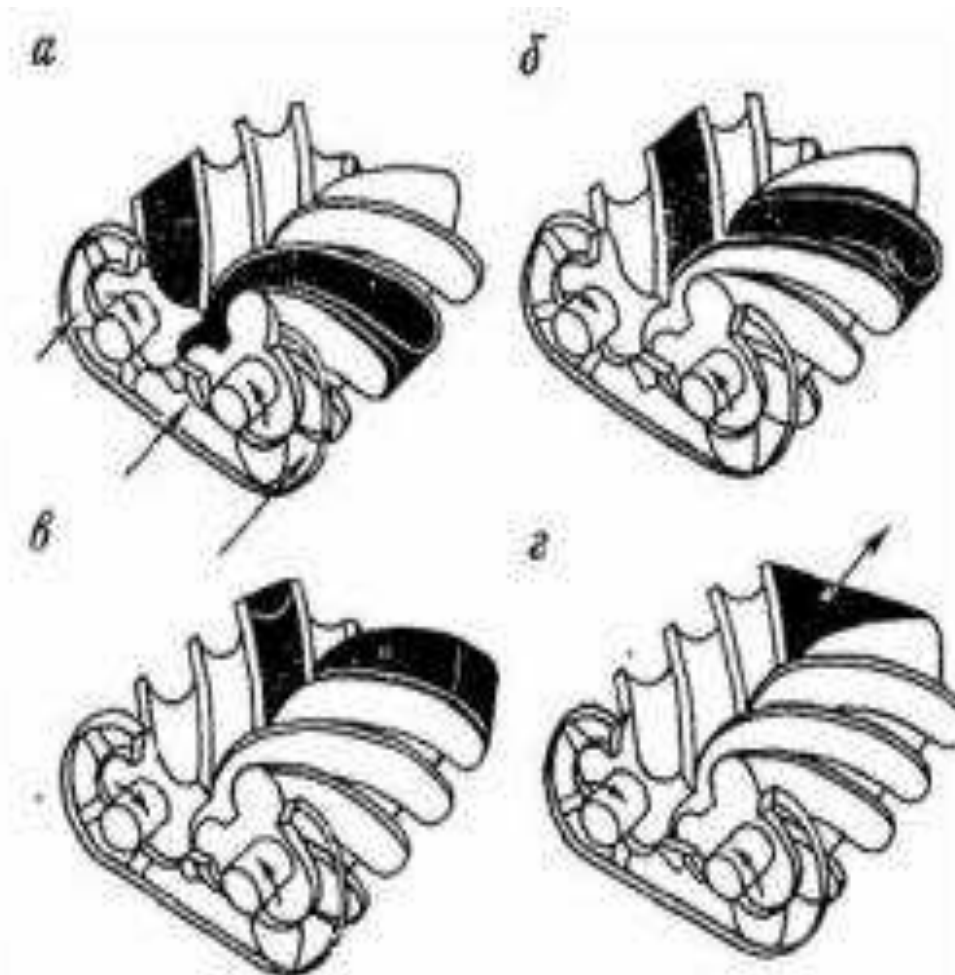
На средней утолщенной части роторов нарезаны винты — наиболее сложные и точные детали винтовой компрессора. Вращение роторов винтов синхронизируется шестернями, сидящими на валах роторов.

Винты современных винтовых компрессоров представляют собой цилиндрические косозубые крупномодульные шестерни с зубьями специального профиля.

Зубья каждого из винтов в сечении плоскостью, перпендикулярной оси вращения винта (торцовой плоскостью), очерчены специально подобранными кривыми, образующими профиль зубьев. Профили зубьев парных винтов подбираются таким образом, чтобы при взаимной обкатке винтов их зубья сопрягались теоретически беззазорно. В свою очередь вершины зубьев, при вращении винтов, описывающие цилиндрические оси скольжения или качения. Осевые усилия, действующие на роторы, воспринимаются упорными подшипниками, также скользящего или катящегося трения. В непосредственной близости от винтов на валах размещаются уплотнения. Обороты винтового компрессора принято считать по оборотам ведущего винта.

Принцип действия заключается в следующем: Между соседними зубьями каждого винта образуются полости, ограниченные в радиальном направлении цилиндрическими, а по длине – торцовыми поверхностями расточек в корпусе. При зацеплении винтов каждая полость в различной степени (в зависимости от углового положения) заполняется зубьями соседнего ротора, причём линия контакта зубьев разделяет полость на две

части. Одна из них (нижняя) сообщается с областью всасывания через окно, расположенное внизу переднего торца, а вторая (верхняя) может сообщаться с нагнетательным окном, которое расположено на задней торцевой плоскости, а также на цилиндрических поверхностях расточек корпуса под винты.

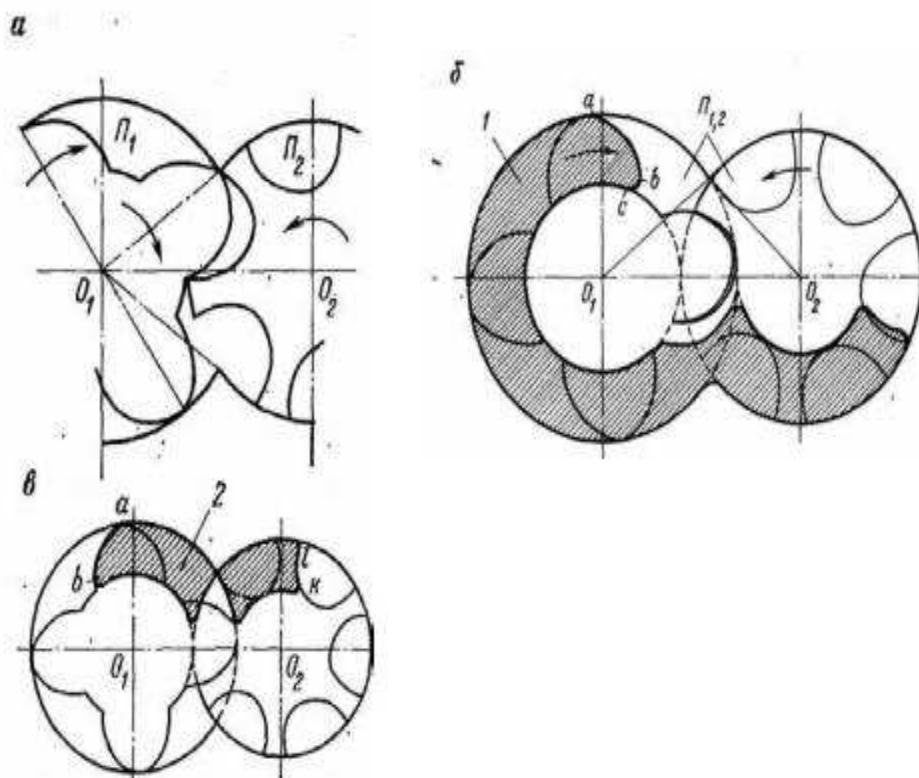


а – всасывание; б – сжатие; в – окончание сжатия; г – выталкивание.

Рисунок 18 – Последовательность рабочего процесса в компрессоре

При вращении винтов объём нижней части полости увеличивается, благодаря чему обеспечивается всасывание газа, а объём верхней части уменьшается, вследствие чего сначала происходит сжатие газа, а затем выталкивание(когда у заднего торца данная полость достигает нагнетательного окна). В момент, когда зуб ведомого ротора начинает

входить в полость Π_1 ведущего ротора (рисунок 19), объём её начинает сокращаться. Вначале темп сокращения очень невысокий, поэтому отсечку полости от всасывающего окна по кромке abc (рисунок 19) задерживают до тех пор, пока в результате соединения впадин обоих винтов не начнёт образовываться парная полость $\Pi_{1,2}$ (чтобы не было потерь при соединении пространств с различными давлениями).



а – в начале входа зуба в полость ведущего ротора; б – начало сжатия; в – конец сжатия; 1 – окно всасывания; 2 – нагнетательное окно.

Рисунок 19 – Схема взаимного расположения роторов и окон

Начиная с этого положения, в сокращающейся изолированной полости $\Pi_{1,2}$ происходит сжатие до момента, когда задание сечения полости не достигнут кромок нагнетательного окна ab и k1 (рисунок 19). Степень сжатия, определяющая внутреннее повышение давление газа в полости, зависит от положения кромок нагнетательного окна по отношению к началу сжатия.

Наиболее общей чертой конструкции винтовых компрессоров является наличие двух винтов (двух валов), хотя принципиально возможны конструкции с тремя и более валами.

В многовальных (трехвальных и более) схемах винтовых компрессоров эффективность использования средних (внутренних) винтов мала ввиду того, что трудно обеспечить хорошее заполнение их полостей всасываемым газом. В то же время существенно увеличиваются конструктивные и технологические трудности. Многовальные винтовые компрессоры не нашли применения на практике. Можно ожидать, что трехвальная схема винтовой машины окажется целесообразной в случае использования ее как двигателя.

Многовальные винтовые машины могут отличаться друг от друга схемой относительного расположения винтов, окон всасывания и нагнетания. Однако геометрия винтов и их конструкция не зависят от числа валов в машине.

В двухвальных схемах винтовых компрессоров оси валов параллельны, а каждый из винтов имеет постоянный ход (и осевой шаг) и теоретически постоянное (цилиндрическое) поперечное сечение. Вследствие этого сечение винтов торцовыми плоскостями представляет собой зацепление двух зубчатых колес со специальным профилем зубьев, к которым применимы законы теории зацепления сопрягаемых кривых. В силу постоянного поперечного сечения и постоянного хода винта сечения его торцовой плоскостью в различных точках продольной оси имеют идентичный профиль и размеры и оказываются лишь повернутыми относительно друг друга на некоторый угол.

Винты могут иметь различное число заходов (зубьев), однако в практике установилось, за редким исключением, число заходов винтов, равное 4 на ведущем и 6 — на ведомом, что условно обозначается 4/6 (схема 4/6).

Схема винтов 4/6 позволяет иметь достаточно жесткие валы роторов компрессора при одинаковых внешних диаметрах винтов.

Ввиду необходимости соблюдения малой величины зазоров между винтом и корпусом жесткость вала должна быть такой, чтобы прогиб ротора не превышал 0,25 зазора между винтами и корпусом[5].

Профиль зубьев винтов должен быть таким, чтобы так называемая линия контакта винтов — линия соприкосновения винтов при сближении их до касания — была непрерывной от начала зацепления зубьев (на торце всасывания) до окончания (на торце нагнетания). Не каждый профиль из известных в технике обладает этим свойством. Например, эвольвентный профиль в том виде, в каком он применяется в силовых зубчатых передачах, не обеспечивает непрерывности линии контакта. А ее разрыв в винтовых машинах недопустим, так как это открыло бы свободный проход газа из области нагнетания в область всасывания.

Таким образом, первым и обязательным требованием к профилям зубьев винтов является обеспечение непрерывности линии контакта.

Вторым требованием является необходимость обеспечения осевой герметичности парных полостей, поскольку в каждой паре полостей газ находится на разной стадии сжатия. Выполнение этого требования одновременно означает надежную изоляцию газа, находящегося в камере нагнетания, от газа с низким давлением, находящегося в последующих полостях и в начале сжатия. Это второе требование чаще всего не выполняется — между соседними парными полостями имеется соединяющее их отверстие. В таком случае важно, чтобы это отверстие было небольших размеров.

В винтовых машинах нашли применение несколько типов профилей, обеспечивающих безусловное выполнение первого требования и в разной степени (за исключением) не обеспечивающих второе.

В качестве профилей зубьев в торцовом сечении винтов применяются: трохойдные, окружные и эллиптический профили.

Трохойдные, в том числе их частные случаи эпи- и гипо-циклоидные, условно объединяемые общим наименованием циклоидальных профилей;

используя циклоидальный профиль хотя бы для одной половины профиля зуба относительно его радиальной оси, можно обеспечить теоретически строгое выполнение второго требования — осевую герметичность.

Окружные профили, в т. ч. частный случай с центром профильной окружности на начальной окружности винта — цевочный профиль.

Эллиптический профиль с расположением большой оси эллипса в радиальном или перпендикулярном к нему направлении.

Также можно рационально комбинировать различные профили зубьев, за исключением некоторых частных случаев циклоидального профиля.

Следует отметить еще одну особенность профилирования зубьев винтовых машин — важен профиль всего контура зуба, а не только его боковых ветвей. Эта особенность вытекает из первого требования к профилям зубьев винтовых машин. Однако определяющим участком профиля является боковая ветвь профиля зуба.

Винты и их основные элементы профиль зубьев, число заходов, угол наклона зубьев, их длина являются самыми важными деталями винтовой машины, которые определяют экономичность, вид характеристик, весогабаритные показатели машины. Эти детали должны изготавливаться с относительно высокой точностью.

Зазоры между профильными поверхностями винтов и между винтами и корпусом должны быть такими, чтобы обеспечивалась бесконтактная работа этих деталей на всех возможных даже кратковременных режимах работы машины.

Так как величина зазоров влияет на экономичность машины, то с целью уменьшения протечек газа через зазоры на вершинах зубьев и на торцах винтов оставляют узкие уплотнительные полоски — «усики». В случае касания такого «усика» сопрягаемой поверхности он быстро изнашивается без каких-либо последствий.

Полностью собранный ротор со всеми деталями, сидящими на нем, подвергается динамической балансировке.

Корпуса компрессоров изготавливаются из стального, чугунного или цветного литья.

Важными элементами конструкции корпуса являются камера и окно всасывания.

Потери на тракте всасывания снижают коэффициент подачи компрессора и увеличивают затраты энергии на сжатие газа. Поэтому их уменьшение является одной из главных задач при конструировании машины, чему способствуют:

- создание подводящего канала, из которого газ поступал бы в полости винтов в направлении, по возможности близком к направлению продольных осей винтов; устранение ненужных колен, застойных зон.

- правильный выбор сечения окон всасывания значений центральных углов кольцевых секторов окон всасывания;

- всемерное увеличение сечения подводящих каналов, что снижает скорость движения газа.

Расширению и спрямлению подводящих каналов и приближению их к осям препятствуют значительные радиальные размеры уплотнений и особенно шестерен связи, размещаемых обычно на стороне всасывания. Как показывают конструктивные проработки, перенос шестерен связи на сторону нагнетания, уменьшение радиальных размеров уплотнений и подшипников до минимума позволяют осуществить осевой подвод газа на винты.

Шестерни связи передают небольшую долю общего крутящего момента компрессора.

Боковой зазор в зубьях шестерен связи должен быть таким, чтобы угловой люфт шестерен был меньше возможного углового люфта в зацеплении винтов. Это требование относится в первую очередь к тем винтам, у которых возможна перемена знака крутящего момента на ведомом валу.

Ввиду большой окружной скорости к шестерням связи предъявляются высокие требования в отношении точности изготовления и сборки, а также и

жесткости участков валов, на которых они насажены. Шестерни связи изготавливаются по 5-6-й степени точности зубчатых колес с дополнительным ограничением некоторых элементов зацепления, например смещение поля допуска на толщину зуба таким образом, чтобы уменьшился боковой зазор.

Подшипники винтовых компрессоров характеризуются прежде всего высокими окружными скоростями. Со стороны нагнетания обычно устанавливаются опорные и упорные шариковые подшипники. Упорные подшипники применяются двусторонние ввиду возможности появления осевых сил обратного направления. Это может произойти в момент пуска или при работе компрессора с низкой степенью сжатия. Сказанное относится в первую очередь к ведомому винту.

Установка подшипников качения в компрессоре имеет еще одно преимущество перед применением опор скольжения: они обеспечивают большую стабильность величины рабочих зазоров между винтами и позволяют значительно проще и надежнее подсчитать зазоры в рабочем состоянии.

Винтовые компрессоры средней и большой производительности при давлении нагнетания порядка 4—5 атм и выше имеют значительные по величине опорные реакции, достигающие до нескольких тонн. В этом случае, учитывая высокие обороты роторов, уже нет возможности подобрать подшипники качения, что заставляет применять подшипники скольжения.

Подшипники скольжения требуют принудительной подачи масла для смазки и охлаждения. В некоторых из приведенных конструкций предусматривается для этого установка масляного насоса[4].

В конструкции узлов опорных подшипников особое внимание обращается на обеспечение хорошего подвода смазки и достаточно свободного его отвода от подшипников, а также на защиту от проникновения масла на валу на винты со стороны всасывания.

В качестве упорных подшипников скользящего трения в винтовых компрессорах применяются упорные подшипники с сегментными колодками типа Митчелля. Упорные подшипники скольжения ставятся со стороны нагнетания. Подшипники выполняются двусторонними, причем с нерабочей стороны гребня упорного подшипника ставится меньшее число сегментных колодок или просто залитое баббитом кольцо.

При упоре гребней подшипников в нерабочую сторону зазоры между торцами роторов и корпусом со стороны нагнетания устанавливаются минимальными. Осевой разбег роторов зависит от размеров машины и конструкции упорного подшипника скольжения. Он имеет средние значения порядка 0,12—0,20 мм. На эту же величину должны отличаться максимальные осевые зазоры от минимальных со стороны нагнетания между винтами и корпусом[2].

Концевые уплотнения валов предназначены воспрепятствовать подосу газа и масла вдоль валов к винтам в случае разрежения в камере всасывания и пропуску газа наружу вдоль валов со стороны нагнетания. Наряду с уплотнениями угольного типа, лабиринтового, торцового и смешанного типов применяются также специальные металлокерамические уплотнения сальникового типа, уплотнения с газовым или жидким затвором.

Трудность уплотнения валов винтового компрессора состоит в том, что приходится уплотнять два вала, в то время как расход газа через компрессор относительно невелик. Величина протечек при лабиринтовых уплотнениях составляет 1—2% от производительности компрессора. При контактных и специальных уплотнениях протечки снижаются до 0,5% и ниже.

В ряде конструкций компрессоров протечки газа через уплотнения со стороны нагнетания отводятся в камеру всасывания. Это ухудшает наполнение компрессора и увеличивает работу сжатия. Отведенный от уплотнений газ более рационально подводить вновь в рабочее пространство компрессора в район начала сжатия, предварительно пропустив его через холодильник.

КПД винтового компрессора так же, как и компрессоров других типов, зависит от частоты вращения вала. Значение оптимальной окружной скорости винтов зависит от соотношения между потерями от внутренних протеканий газа и газодинамическими потерями.

Производилось сравнение компрессорных машин трех типов: винтовых, поршневых и центробежных в пределах указанных выше оптимальных параметров для винтовых машин, поскольку может идти и идет речь о преимуществах какой-то машины не вообще, а конкретно в определенном диапазоне оптимальных для нее параметров и в наиболее благоприятной области.

При составлении за эталон был выбран современный поршневой компрессор производительностью 100 м^3 в минуту. Соответствующие параметры для сравнения принимались для него равными 1,0. Результаты приведены в таблице 3. Из этих данных следует, что по многим показателям винтовые компрессоры в благоприятном для них диапазоне параметров превосходят другие типы компрессорных машин, а особенно поршневые. Известно, что не все параметры сравнения имеют одинаковое значение для оценки экономической эффективности. Определяющими для них являются: затрата энергии на привод, стоимость эксплуатации, стоимость ремонтов и длительность межремонтных периодов, стоимость машин, производственных помещений и фундаментов. Важное значение имеет также металлоемкость машины не только как косвенный показатель стоимости ее изготовления, но и сам по себе как фактор экономии дефицитных материалов. Или, например, годовая выработка машиной воздуха(газа). Этот показатель косвенно отражает долговечность и надежность машины, ее простои на ремонтах вынужденных и плановых. Высокая годовая выработка машины позволяет иметь меньший резерв машин(в таблице 3 этот фактор не учтен), а следовательно, меньшую стоимость оборудования, помещений, меньшие расходы на содержание обслуживающего персонала и т. д.

Таблица 1 – Сравнение компрессорных машин различных типов(в относительных величинах по осредненным данным).

Параметры сравнения	Тип компрессорной машины		
	Поршневой	Винтовой	Центробежный
Производительность машины при $p_n=8$ ата м ³ /мин	100	250	250
Площадь приходящаяся на единицу производительности:			
компрессора	1,0	0,1	0,25
установки	1,0	0,43	0,44
Затрата удельной мощности	1,0	0,96-0,985	1,06
Расход воды на охлаждение	1,0	0,6	2,3
Вес приходящийся на единицу производительности:			
компрессора	1,0	0,12	0,18
установки	1,0	0,3	0,38
Расход масла	1,0	0,1	0,07
Стоимость ремонтов, отнесенная к одному году	1,0	0,1	0,12
Количество эксплуатационного персонала	1,0	0,55	0,55
Годовые эксплуатационные расходы	1,0	0,48	0,61
Стоимость 1000 нм ³ газа, готового	1,0	0,7	0,86

Приведенное сравнение компрессорных машин по понятным причинам является условным, однако оно дает и некоторую объективную их характеристику.

Таблица 2 – Сравнительная характеристика компрессорных машин

Характеристики для сравнения	Поршневой	Винтовой
Тем-ра возд. на выходе, °С;	80 - 120	+ 8 - 13 к окружающей
Шум, уровень в дБ (А)	80 - 95	65 - 70
Расчетн. данные по наработке на отказ в час.	3 000 - 6 000	30 000 - 40 000
Очистка воздуха	нет	есть
Подача воздушной среды	50/50	24 часа в сутки
Содержание масла мг/м. куб. (в сжатом воздухе)	10-15	2 - 3
Эффективность при всасывании / на выходе	50 - 70 %	95 - 99 %
Затрачиваемая мощность на 1 объёма сжат. возд.	100 %	75 %

Высокая экономическая эффективность и техническая целесообразность применения винтовых компрессорных машин определяются следующими основными их достоинствами:

1) пологие характеристики , позволяющие эксплуатировать ВКМ в широком диапазоне производительностей и давлений без существенных отклонений от оптимальных значений к. п. д.;

2) отсутствие функциональной связи между числом оборотов компрессора и его степенью сжатия, что позволяет иметь нужную степень сжатия при любых оборотах компрессора;

3) полное отсутствие масла (в машинах сухого сжатия) и продуктов износа деталей в подаваемом компрессором газе, что позволяет отказаться от громоздкой системы очистки газа от масла;

4) быстроходность, что обеспечивает малый вес и малые габариты ВКМ и дает возможность прямого соединения с современными быстроходными двигателями, т. е. позволяет скомпоновать малогабаритную, простую и легкую компрессорную установку;

5) высокая удельная производительность, приходящаяся на единицу веса и площади ВКМ, что дает возможность значительно повысить количество полезной продукции, снимаемой с единицы площади помещения цеха компрессии, и снизить металлоёмкость ВКМ;

6) исключительно высокая степень надежности ВКМ и высокий моторесурс благодаря простоте конструкции, отсутствию деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, отсутствию клапанов, поршневых колец или других часто выходящих из строя деталей; отсутствие деталей, легко подверженных вибрации;

7) полная уравновешенность роторов компрессора, позволяющая отказаться от тяжелых и громоздких фундаментов;

8) высокая равномерность подачи газа, благодаря чему отпадает необходимость в устройстве громоздких газосборников;

9) отсутствие помпажа;

10) возможность сжатия влажного газа, содержащего капельную жидкость (например, воду, масло и др.) в количествах, значительно превышающих вес сухого сжимаемого газа без какого-либо снижения моторесурса;

11) возможность сжатия сильно загрязненных газов без снижения моторесурса, причем производительность и экономичность ВКМ в этом случае с течением времени не только не уменьшаются, но даже увеличиваются; громоздкие и дорогостоящие фильтры становятся излишними;

12) возможность сжатия любых газов, в том числе с малым удельным весом (гелий, водород и др.), благодаря объемному принципу действия ВКМ;

13) низкие эксплуатационные расходы — незначительные расходы смазочного масла, охлаждающей воды для машин сухого сжатия, редкие ремонты, возможность перевода на дистанционное или автоматическое управление.

Указанный перечень достоинств ВКМ показывает, что винтовые машины совмещают в себе все положительные качества поршневых и центробежных компрессорных машин и лишены их недостатков. Эти достоинства ВКМ в совокупности и обеспечивают низкую стоимость их серийного производства и эксплуатации при исключительно высокой надежности и долговечности.

Винтовые компрессоры нашли применение в химической, пищевой, металлургической промышленности, а также в угольных шахтах и для всех видов транспорта.

2.2 Винтовой компрессор марки WCVT 510-193

Компрессорная система состоит из двух блоков:

- компрессорный блок, включающий привод компрессора и коллектор смазочного масла;
- блок емкостей разделения масла.

Двухвинтовой компрессор Howden:

– первая ступень, тип WCVT 510-193 K-2630 (линии 1, 2, 3)

представляет собой объемную, маслозаполненную ротационную машину.

Компрессор поставляется в корпусе из чугуна с шаровидным графитом, с подсоединениями 1/4" для датчиков вибрации, двумя взрывозащищенными микровыключателями, уплотнительными кольцами, механическим уплотнением вала и потенциометром на 1000 Ом.

В корпусе компрессора установлены два ротора. Каждый ротор опирается на два опорных подшипника скольжения. Номер в обозначении компрессора соответствует диаметру ротора (в мм).

Винтовые роторы называются ведущим (охватываемым) и ведомым (охватывающим). Ведущий и ведомый роторы имеет винтовые выступы кругового сечения по длине ротора. Оба ротора имеют одинаковый наружный диаметр. Ведущий ротор имеет четыре выступа, которые при вращении взаимодействуют с шестью впадинами (полостями) ведомого ротора.

Мощность привода составляет:

– первая ступень, 1500 кВт.

Частота вращения вала:

– 1489 оборотов в минуту.

Масляная система компрессора обеспечивает впрыск масла в компрессор для смазки подшипников и для регулировки температуры газа, подачу масла в систему регулирования производительности компрессора. На линии перед коллектором установлен масляный фильтр для предотвращения попадания грязи и посторонних частиц в компрессор. Данный масляный фильтр имеет переключающий клапан, позволяющий переключаться с засорившегося фильтрующего элемента на чистый фильтрующий элемент для обеспечения непрерывной работы. Контроль загрязнения фильтров можно осуществлять на панели у компрессора и на устройстве управления

путем наблюдения за перепадом давления на выходе (коллектор) и входе фильтрующего элемента.

Впрыск масла происходит из коллектора компрессора. Давление масла в коллекторе компрессора, регулируется клапаном регулятором и поддерживается в пределах:

– первая ступень, $P_{\text{масл.}} = P_{\text{наг.}} + 0,31 \text{ МПа}$.

Перепад давления регулируется регулирующим клапаном и контролируется датчиками давления на коллекторе и на напорной линии компрессора. Расход масла на впрыск в компрессорах составляет 3-7 л/сек. Закачанное масло отводится из компрессора по нагнетательной линии вместе с потоком газа. На блоке сепарации масла установлены сепараторы, оснащенные элементами разделения и фильтрации для выделения масла из газового потока[16].

Поскольку смазочное масло подается в компрессор под давлением, превышающим давление на 0,31 МПа на первой ступени, подшипниковые узлы несут дополнительную функцию уплотнения валов компрессора.

Компенсация осевого смещения ротора компрессора осуществляется разгрузочными поршнями и упорными подшипниками с самоустанавливающимися сегментами. В компрессоре одна из сторон разгрузочного поршня нагружена давлением масла, а другая сторона подвергается усилию разрежения всасывания, и поэтому разгрузочный поршень воспринимает нормальное осевое давление ротора.

Компрессор оснащен системой регулирования производительности. Такая система обеспечивает внутреннюю рециркуляцию газа, что позволяет осуществлять регулирование производительности от 100% до 10%. Регулирование производительности производится с помощью шиберного клапана. Шиберный клапан оказывает воздействие на объем газа, сжимаемого между роторами, когда при его перемещении, изменяется точка начала сжатия по длине ротора. Шиберный клапан соединен с поршнем двухстороннего действия, расположенным внутри цилиндра регулирования

производительности. Цилиндр установлен на неприводной стороне компрессора. Поршень приводится в действие давлением масла на одну или другую сторону поршня, из коллектора маслосистемы компрессора. Сброс масла из цилиндра регулирования производительности направлен в линию входа компрессора.

Компрессорная система оборудована перепускной линией для проведения запуска и остановки. Перепускной клапан открыт во время запуска для предотвращения повышения давления в нагнетательной линии компрессора. Это производится с целью снижения крутящего момента, создаваемого главным приводом при разгоне роторов до номинальной частоты вращения. Во время нормальной работы компрессора, перепускной клапан закрыт. Перепускной клапан открывается при останове для уравнивания давления на линии до и после компрессора с тем, чтобы предотвратить обратное вращение роторов.

Первая ступень компримирования оборудуется клапаном регулировки давления газа на нагнетательной линии.

Газ после охлаждения в АВО Е-2610 и сепарации в сепараторе V-2620, через сетчатый фильтр поступает в рабочую полость компрессора первой ступени с давлением 0,115МПа и температурой +45°С. В рабочей полости компрессора при вращении роторов, происходит сжатие газа (рисунок).

Газомазляная смесь, после сжатия до давления 0,49 МПа и нагревшаяся до температуры +95°С, поступает в сепараторы V-2635; V-2636 для сепарирования газа от масла. Масло для впрыска в компрессор К-2630 циркулирует по следующей схеме: из кубовой части сепаратора V-2635, служащей маслобаком системы, под давлением нагнетания 0,62МПа поступает на вход масляного насоса Р-2637. С выхода насоса Р-2637, масло, направляется на охлаждение в АВО Е-2638. Температура масла регулируется самоприводным трехпозиционным регулирующим клапаном, который обеспечивает перепуск части масла минуя АВО масла Е-2638 и автоматическим регулированием режима работы АВО масла. Температура

впрыска масла контролируется датчиком температуры на коллекторе. Охлаждённое до температуры $+55^{\circ}\text{C}$, масло с давлением $0,8\text{ МПа}$ поступает в фильтр тонкой очистки F-1338A/B. и далее в коллектор компрессора. Из коллектора масло распределяется для подачи на подшипники, разгрузочный поршень, уплотнение вала, камеру сжатия и гидравлический привод золотника. Из кубовой части сепаратора V-2636, масло за счёт перепада давления в зависимости от уровня, передавливается на вход компрессора K-2630 расход масла регулируется клапаном.

Газ после охлаждения в АВО E-2640 и сепарации в сепараторе V-2650, через сетчатый фильтр поступает в рабочую полость компрессора второй ступени с давлением $0,43\text{ МПа}$ и температурой $+53^{\circ}\text{C}$. В рабочей полости компрессора при вращении роторов, происходит сжатие газа (рисунок 1.10). Газомасляная смесь, после сжатия до давления $2,1\text{ МПа}$ и нагревшаяся до температуры $+105^{\circ}\text{C}$, поступает в сепараторы V-2665; V-2666 для сепарирования газа от масла. Масло для впрыска в компрессор K-2660 циркулирует по следующей схеме: из кубовой части сепаратора V-2665, служащей маслобаком системы, под давлением нагнетания $2,1\text{ МПа}$ поступает на вход масляного насоса P-2667. С выхода насоса P-2667, масло с давлением $2,31\text{ МПа}$, направляется на охлаждение в АВО E-2668. Температура масла регулируется самоприводным трехпозиционным регулирующим клапаном, который обеспечивает перепуск части масла помимо АВО масла E-2668 и автоматическим регулированием режима работы АВО масла. Температура впрыска масла контролируется датчиком температуры на коллекторе. Охлаждённое до температуры $+55^{\circ}\text{C}$, масло с давлением $2,31\text{ МПа}$ поступает в фильтр тонкой очистки F-2338A/B. и далее в коллектор компрессора. Из коллектора масло распределяется для подачи на подшипники, разгрузочный поршень, уплотнение вала, камеру сжатия и гидравлический привод золотника. Давление в коллекторе контролируется регулирующим клапаном. Из кубовой части сепаратора V-2666, масло за счёт

перепада давления в зависимости от уровня, передавливается на вход компрессора К-2660 расход масла регулируется клапаном регулятором.

Часть масла впрыскивается для единственной цели - контроль температуры. Это так называемое «введенное масло». Этот поток масла, регулируемый клапанами соответственно, используется для того, чтобы температура газа на выходе не превышала уровня:

– первая ступень +95°С.

Этот поток масла поглощает часть тепла, выделяемого при компримировании, и таким образом позволяет регулировать температуру газа на выходе из компрессора.

При необходимости изменения производительности компрессора, с АРМ операторной ГКСНД поступает сигнал на клапаны регуляторы, которые в свою очередь обеспечивают изменение давления масла в цилиндре. По мере изменения давления в большую или меньшую сторону на одной стороне поршня, он совершает поступательное движение, приводя в движение шиббер регулирования производительности компрессора посредством жестко связанной тяги. Перемещение шиббера приводит к изменению точки начала сжатия и соответственно к уменьшению или увеличению производительности.

Поршень разделяет пространство цилиндра гидравлического привода на две части:

1 Сторона «НАГРУЗКИ», что является объемом цилиндра со стороны торцевой крышки цилиндра. Это означает, что произведена нагрузка компрессора в соответствии с зелеными стрелками.

2 Сторона «РАЗГРУЗКИ», что является объемом цилиндра на стороне корпуса компрессора. Это означает, что компрессор разгружен в соответствии с синими стрелками.

Изменения нагрузки контролируются соленоидными клапанами, как на входной, так и на выходной линиях (всего - четыре). Соленоидные клапаны открыты в интервалах, определяемых устройством управления, для

обеспечения плавного изменения производительности компрессора. Когда соленоидные клапаны закрыты, поршень блокируется.

Производительность компрессора контролируется потенциометром 1000 Q на торцевой крышке приводного цилиндра. Для этой цели линейное перемещение поршня преобразуется в угловое перемещение. Сопротивление потенциометра является линейным при угловом положении, но не линейным в части производительности компрессора. По этой причине устройством управления используется градуировочная таблица для расшифровки положения шиберной задвижки по отношению к производительности компрессора.

Система регулирования производительности включает два микровыключателя для определения конкретного положения шиберного клапана. Один имеет заводские установки на осуществление контакта при минимальной нагрузке (10%) и используется для предотвращения запуска компрессора при любом положении, отличном от положения минимальной производительности. Другой может настраиваться в соответствии с заводскими требованиями; но стандартным положением данного переключателя является максимальная производительность компрессора (100%).

Сжатие достигается посредством зацепления двух параллельных винтовых роторов, расположенных в корпусе. Ведущий ротор имеет рабочие выступы, расположенные спирально по длине ротора и находящиеся в зацеплении с соответствующими выемками на ведомом роторе. Зацепление и разъединение выступов и выемок в корпусе компрессора создает замкнутое пространство, которое расширяется в объеме (фаза входа) до точки, определяемой профилем впускного отверстия, где пространство между выступами изолировано. При дальнейшем вращении роторов с продолжающимся зацеплением выступов и выемок газ попадает в пространство между выступами и сжимается. В точке, определяемой

профилем выпускного отверстия, уменьшающееся пространство между выступами открывается, и сжатый газ выходит.

Регулирование производительности осуществляется посредством шиберного клапана в корпусе, приводимого в действие поршнем в гидравлическом цилиндре, установленном на НПК-стороне компрессора. Перемещения шиберного клапана изменяют точку, при которой начинается сжатие газа, посредством движения газа обратно в приемную камеру после первоначального сжатия. Это фактически уменьшает объем сжимаемого газа. Одновременно с этим с помощью шиберного клапана регулируется размер выходного отверстия для поддержания постоянного коэффициента сжатия. С помощью этих средств обеспечивается плавное управление производительностью с пропорциональным уровнем энергосбережения.

Зубчатые колёса передачи соединяются с валами с использованием прессовой посадки и призматических шпонок.

Валы передачи установлены в кожухе и закреплены в подшипниках качения.

Для защиты валов от внешних воздействий применяются комбинированные узлы уплотнения, исключаящие утечку масла из передачи и проникновение загрязнений внутрь механизма.

Привод оснащен отдельной установкой подачи масла, состоящей из маслобака, фильтра с двойным переключением, реле давления, клапана регулировки температуры, воздушного охладителя масла и соответствующих трубопроводных магистралей.

Для приведения в действие передачи и передачи крутящего момента от передачи к валу компрессора используются эластичные муфты.

Рассмотрим также эксплуатационные характеристики винтового компрессора на примере компрессора марки WCVT 510-193 K-2630.

Таблица 3 - Основные характеристики компрессора WCVT 510-193

№, №	НАИМЕНОВАНИЕ ПАРАМЕТРА	ЕД. ИЗМЕРЕНИЯ	ДОПУСТИМЫЕ ПРЕДЕЛЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
1	2	3	4
1	Регулирование производительности	%	10-100
2	Тип привода		Эл. двигатель
3	Масса	кг	13000
4	Длина	мм	3235
5	Ширина	мм	1560
6	Высота,	мм	1500
7	Материал корпуса	-	Чугун с графитовыми включениями сферической формы
8	Приемный фланец	-	DN400
9	Выходной фланец	-	DN300
10	Кол-во отверстий для впрыска масла на подшипники на стороне входа	Шт.	2
11	Кол-во отверстий для впрыска масла на подшипники на стороне выхода	Шт.	2
12	Кол-во отверстий для впрыска «введенного масла»	Шт.	1
13	Рабочая среда	-	Попутный газ (ПНГ)
14	Масса потока	кг/час	35200
15	Ст. объем потока	Нм ³ /час	14900
16	Давление на приеме компрессора	Бар (МПа)	1,15 (0,115)
17	Температура на приеме компрессора	°С	+45
18	Давление на выкиде компрессора	Бар (МПа)	6,2 (0,62)
19	Температура на выкиде	°С	+95
20	Точка росы на выкиде	°С	+84
21	Скорость приводного ротора	Об/мин	2280
22	Потребляемая мощность	кВт	1350
Масляная система			
23	Рабочая производительность	л/сек	6,1
24	Производительность насоса (мин)	л/сек	10,6
25	Температура масла (на впрыске)	°С	+55
26	Температура масла (на выходе)	°С	+95
Роторы			
27	Диаметр ротора	мм	510
28	Отношение длина/диаметр	-	1,93
29	Внутреннее объемное соотношение	-	5.0
Привод компрессора			
30	Тип двигателя	-	Асинхронный короткозамкнутый
31	Подключение обмоток	-	звезда
32	Номинальная мощность (кВт)	-	1500
33	Скорость вращения (об./мин)	-	1489
34	Направление вращения	-	По часовой стрелке
35	Напряжение (кВ)	-	10
36	Частота (Гц)	-	50
37	Сила тока (А)	-	101
38	Вес брутто (кг)	-	7800
39	Условия эксплуатации	-	Внутри помещения с температурой от +5°С до +33°С

2.3 Причины неисправностей и выхода из строя компрессора и методы их устранения

Винтовые компрессора работают по принципу сжатия. Чтобы предотвратить их неисправности, необходимо строго соблюдать правила эксплуатации. Причины неисправностей поршневых насосов и способы их устранения приведены в табл. 5.

Основные признаки неисправностей, проявляющиеся в процессе эксплуатации: вибрация агрегата за счет того, что газ на производстве имеет непостоянный характер, а поступает порциями, также за счет того что давление приходящего попутного газа разное выходят из строя сальники.

Таблица 4 - Возможные неисправности и способы их устранения

№	Неисправность	Причины	Устранение
1	Уменьшение производительности винтового компрессора	Не открыта или открыта не полностью ЗРА на линии всасывания компрессора	Устранить неисправность ЗРА
		Загрязнен фильтр на линии всасывания компрессора	Произвести разборку и очистку фильтра
		Утечка газа через линию перепуска.	Проверить работоспособность клапана перепуска
		Утечка газ через неплотности внутри компрессора.	Необходим ремонт компрессора
		Недостаточное количество масла на впрыск в компрессор.	Проверить расход масла на впрыск в компрессор
		Неисправна система регулирования производительности компрессора	Проверить, при необходимости провести ремонт
2	Посторонние стуки в винтовом механизме	Касание торцевыми плоскостями винтов поверхности торцевых стенок цилиндра на стороне всасывания или на стороне нагнетания. Нарушены зазоры между торцевыми плоскостями винтов и стенок	Провести регулировку зазоров между торцами винтов и торцевыми стенками цилиндра
		Неисправен один из двух подшипников, входящих в подшипниковый узел,	Заменить оба подшипника

Компрессор плохо включается, не перезапускается, не получает сжатого воздуха, характеризуется низкой производительностью. Основной

причиной плохого включения оборудования является слишком низкая температура воздуха. Нужно просто прогреть помещение, в котором находится компрессор, и все будет в порядке.

Агрегат не перезапускается из-за плохого закрытия всасывающего клапана. Его необходимо снять и почистить. В некоторых случаях понадобится заменить элементы.

Отсутствие сжатого воздуха в выходном отверстии компрессора свидетельствует о закрытии регулятора. Устранить неполадку можно путем проверки реле давления, которое должно подавать питание на электромагнитный клапан, связанный с регулятором.

С закрытием регулятора в большинстве случаев связана и низкая производительность агрегата. Но в этом случае причиной неисправности является загрязнение регулятора. Чтобы это устранить, снимается всасывающий фильтр, открывается и очищается регулятор. Наилучший вариант — демонтаж регулятора с его последующей очисткой.

Чрезмерный расход и утечка масла. Причинами слишком большого расхода масла могут быть: сломанный фильтр маслоотделителя; негерметичные уплотнения фильтра маслоотделителя. В обоих случаях проблемы решаются путем замены уплотнений или самого фильтра.

Утечка масла из всасывающего фильтра говорит о том, что не закрыт регулятор или в системе чрезмерно высокое давление. В первом случае проверяется функционирование регулятора и электромагнитного клапана. Во втором случае, кроме проверки регулятора и клапана, следует тщательно осмотреть манометр.

Причиной попадания масла в пульт управления является утечка масла сквозь фланец агрегата. Данная неполадка устраняется посредством замены уплотнительного кольца компрессора.

Открытие предохранительного клапана, повышенное давление, срабатывание термостата и прерывателя цепи. Причиной открытия предохранительного клапана может служить засорение фильтра

маслоотделителя. Следует проверить перепад давления между резервуаром маслоотделителя и трубопроводом со сжатым воздухом. Если существует необходимость, то фильтр следует заменить. При наличии давления, которое превышает максимально установленную величину, нужно проверить регулятор. Может отсутствовать команда на его закрытие. Следует убедиться в том, что электромагнитный клапан будет отключенным.

Отключение компрессора термостатом происходит в случае: неисправности терморасширительного клапана; недостаточного количества масла; неисправности сливной системы. Решаются данные проблемы соответственно следующим образом: осуществляется замена клапана; масло доливается до нужного уровня; проверяются обратный клапан и трубопроводы, сливающие масло.

Срабатывание прерывателя цепи связано с перегревом электродвигателя; недостаточным напряжением в сети; чрезмерно высокой температурой в помещении.

При перегреве электродвигателя проверяется реле и теплоотвод от него. При нормальном отводе тепла нажимается кнопка сброса и осуществляется перезапуск компрессора.

Те же самые действия производятся и при наличии недостаточного напряжения в сети и высокой комнатной температуры. Единственное отличие — предварительная проверка напряжения и обеспечение качественной вентиляции соответственно.

2.4 Расчет винтового компрессора марки WCVT 510-193

Исходные данные для расчета винтового компрессора WCVT 510-193 приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Исходные данные для расчета винтового компрессора

Показатели	Условное обозначение	Значение
Давление всасывания, МПа	P_1	0,115

Окончание таблицы 5

Показатели	Условное обозначение	Значение
Давление нагнетания, МПа	P_2	0,49
Температура газа на всасывании, К	$T_{вс.}$	318
Температура газа на нагнетании, К	$T_{наг.}$	368

Давление газа у патрубка всасывания компрессора:

$$P_{вс} = P_1 - \Delta P_{вс} = 0,115 - 0,00196 = 0,11304 \text{ МПа}, \quad (1)$$

где $\Delta P_{вс} = 0,00196$ - принятые потери давления на тракте всасывания, МПа.

Давление газа на нагнетании у патрубка компрессора:

$$P_{наг} = P_2 - \Delta P_{наг} = 0,49 + 0,03922 = 0,52922 \text{ МПа}, \quad (2)$$

где $\Delta P_{наг} = 0,03922$ - принятые потери давления на тракте нагнетании, МПа.

Степень повышения давления:

$$\varepsilon = \frac{P_{наг}}{P_{вс}} = \frac{0,52922}{0,11304} = 4,68. \quad (3)$$

Для принятого типоразмерного ряда винтовых компрессоров с ассиметричным профилем теоретическая производительность равна:

$$V_{\dot{t}} = 0,154 \cdot D_2^3 \cdot z_1 \cdot n_1 = 0,154 \cdot 0,51^3 \cdot 4 \cdot 38 = 3,1 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4)$$

где $D_2 = 0,51$ - диаметр внутренней окружности ведомого винта, м;
 z_1 - число зубьев ведущего винта;

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

Объёмная производительность на всасывании:

$$V_{вс} = V_t \cdot \eta_V = 3,1 \cdot 0,845 = 2,62 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (5)$$

где $\eta_V = 0,845$ - коэффициент подачи, принят по результатам испытаний компрессора WCVT 510-193.

Плотность газа на всасывании:

$$\rho_{вс} = \frac{P_{вс}}{R \cdot T_{вс}} = \frac{0,11304 \cdot 10^6}{178,53 \cdot 318} = 1,99 \text{ кг/м}^3, \quad (6)$$

где $R = 178,53 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ - газовая постоянная попутного нефтяного газа, зависящая от состава газовой смеси.

Весовой расход газа:

$$G = V_{вс} \cdot \rho_{вс} = 2,62 \cdot 1,99 = 5,21 \text{ кг/с}. \quad (7)$$

Плотность газа на нагнетании:

$$\rho_{наг} = \frac{P_{наг}}{R \cdot T_{наг}} = \frac{0,52922 \cdot 10^6}{178,53 \cdot 368} = 8,06 \text{ кг/м}^3. \quad (8)$$

Объёмный расход газа на нагнетании:

$$V_{наг} = \frac{G}{\rho_{наг}} = \frac{5,21}{8,06} = 0,65 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (9)$$

На действующей газокompрессорной станции низкого давления компрессоры WCVT 510-193 работают в основном режиме, в котором внутреннее давления конца сжатия совпадает с давлением выходного патрубка[16].

Характеристика основного режима работы компрессора WCVT 510-193 представлена на P-V диаграмме на рисунке 20.

При основном режиме удельная работа при политропном сжатии равна:

$$\ell_n = \frac{n}{n-1} \cdot P_{вс} \cdot V_{вс} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 0,11304 \cdot 10^6 \cdot 2,62 \cdot \left(4,68^{\frac{0,2}{1,2}} - 1 \right) = 520,66 \text{ кДж},$$

(10)

где $n=1,2$ – показатель политропы для попутного нефтяного газа.

Удельная работа при адиабатном сжатии:

$$\ell_a = \frac{k}{k-1} \cdot P_{вс} \cdot V_{вс} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{1,1}{0,1} \cdot 0,11304 \cdot 10^6 \cdot 2,62 \cdot \left(4,68^{\frac{0,1}{1,1}} - 1 \right) = 488,67 \text{ кДж}, \quad (11)$$

где $k = \frac{\lg \varepsilon}{\lg \varepsilon - \lg \frac{T_{наг}}{T_{вс}}} = \frac{\lg 4,68}{\lg 4,68 - \lg \frac{368}{316}} = 1,1$ – показатель адиабаты для

попутного нефтяного газа.

Мощность политропного $N_{п}$ и адиабатного $N_{а}$ сжатия с учетом расхода масла, подаваемого в полость сжатия $V_{м}$:

$$N_n = (V_t - V_M) P_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = (3,1 - 0,003) 0,115 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,2}{1,2-1} \cdot \left(4,68^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right) = \quad (12)$$

$$= 626,12 \text{ кВт},$$

где $V_M = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ – расход масла, подаваемого в полость сжатия.

$$N_a = (V_t - V_M) P_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = (3,1 - 0,003) 0,115 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,1}{1,1-1} \cdot \left(4,68^{\frac{0,1}{1,1}} - 1 \right) = \quad (13)$$

$$= 587,66 \text{ кВт}.$$

Адиабатический внутренний КПД компрессора:

$$\eta_{a(вн)} = \frac{N_a}{N_{вн}} = \frac{587,66}{638,2} = 0,74 \quad (14)$$

Политропный внутренний КПД компрессора:

$$\eta_{n(вн)} = \frac{N_n}{N_{вн}} = \frac{626,12}{638,2} = 0,98 \quad (15)$$

Внутренняя мощность компрессора:

$$N_{вн} = N_n + N_{сМ} + N_M = 626,12 + 12,08 = 638,2 \text{ кВт}. \quad (16)$$

Сумма $N_{сМ} + N_M$ равна:

$$N_{ГМ} + N_M = 2,2 \cdot u_1^{1,4} \cdot \left(\frac{V_M}{V_t} \right)^{0,6} = 2,2 \cdot 66,2^{1,4} \cdot \left(\frac{0,003}{3,1} \right)^{0,6} = 12,08 \text{ кВт}, \quad (17)$$

где $u_1 = \pi \cdot D \cdot n_1 / 60 = 3,14 \cdot 0,51 \cdot 2480 / 60 = 66,2$ м/с;

n_1 – частота вращения ведущего винта, об/мин;

D – внешний диаметр ведущего винта, м.

Эффективная мощность на валу компрессора:

$$N_e = N_{вн} + N_{тр} = 638,2 + 4,1 = 642,3 \text{ кВт.} \quad (18)$$

Механический КПД компрессора:

$$\eta_{мех} = \frac{N_e - N_{тр}}{N_e} = \frac{642,3 - 5,1}{642,3} = 0,99. \quad (19)$$

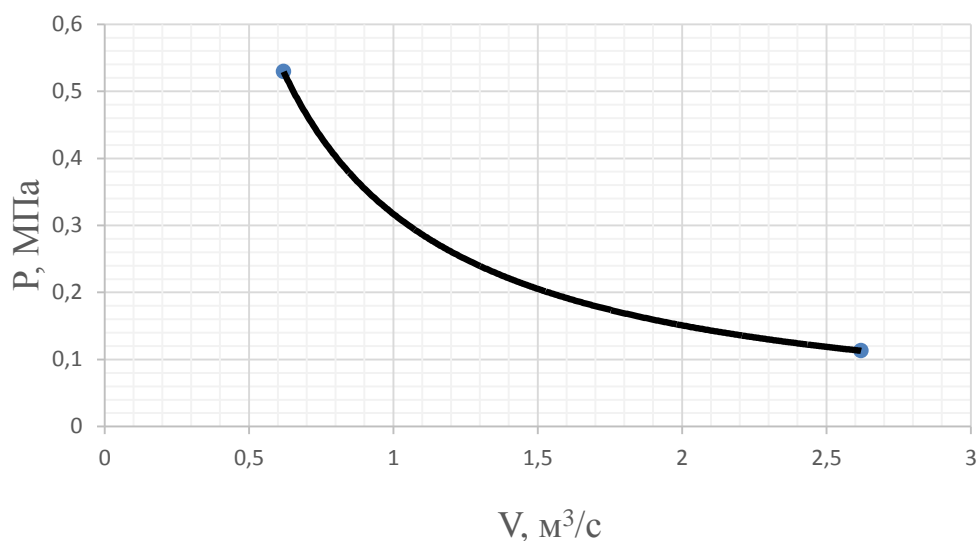


Рисунок 20 – Характеристика основного режима работы компрессора WCVT 510-193

3 Конструктивный расчет зазоров винтового компрессора

Принципиальным вопросом перехода от теоретических профилей к номинальным является выбор метода назначения зазоров между профилями. Выбор зазоров для рабочего состояния компрессора может производиться двумя методами с таким расчетом, чтобы: а) сохранить постоянные зазоры между сопряженными участками профилей торцового сечения винтов и б) выдержать переменные, рационально назначенные зазоры между некоторыми из сопряженных участков профилей в сочетании с постоянными зазорами на других участках торцового сечения винтов.

Важно отметить неодинаковую степень опасности, создаваемую касанием различных участков профиля винтов. Касание винтов по образующим цилиндров может вызвать заклинивание винтов. Аналогично по своим последствиям касание окружных профилей или их частей. В большей степени эта опасность имеет место в случае применения подшипников качения.

При выборе зазоров между профилями на одних участках необходимо назначать гарантированный зазор с некоторым запасом против минимально безопасного зазора, тогда как на других участках достаточно назначить лишь величину минимально безопасного зазора. Таким образом, приходим к выводу о необходимости назначения неодинаковых зазоров между различными сопряженными участками действительных профилей.

Выполнение требования плавного перехода одного участка профиля в другой в этом случае приводит к тому, что для бокового профиля зубьев автоматически получаются переменные зазоры. Вместе с тем, зазор между цилиндрическими поверхностями — участками окружностей на торцовой плоскости — должен быть выбран безусловно постоянным. Поэтому наиболее рациональным методом назначения зазоров между контурами торцового сечения винтов является второй метод, что полностью подтвердила и практика.

Получение выбранных зазоров между винтами, возможно, осуществить следующими способами:

1. Занижением размеров винтов при изготовлении их профильных поверхностей. Номинальные профили винтов в этом случае отличаются от теоретических профилей на некоторую величину в сторону уменьшения размеров. Размеры режущего инструмента назначаются более полными (по сравнению с теоретическими) и с таким расчетом, чтобы были обеспечены выбранные зазоры между винтами.

2. Преднамеренным увеличением межцентрового расстояния против расчетного на определенную величину. Если бы раздвижка роторов обеспечила образование необходимых зазоров между винтами, то на винтах можно было бы сохранить теоретический профиль. Режущий инструмент в этом случае должен иметь такой профиль, чтобы обеспечить изготовление винтов теоретического профиля.

3. Комбинированным способом, сочетающим некоторое занижение размеров винтов и увеличение межцентрового расстояния.

Тепловые расширения винтов и корпуса на заданном тепловом режиме наглядно изображаются на диаграмме теплового расширения этих деталей

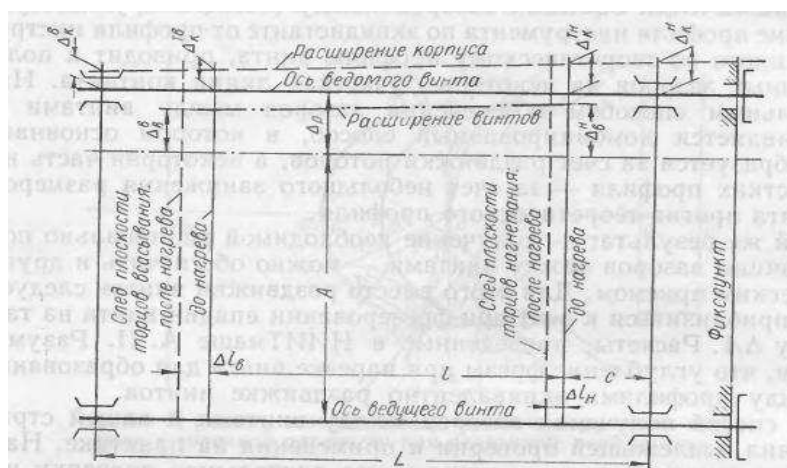


Рисунок 21 – Диаграмма теплового расширения винтов и корпуса. Текущее

$$\text{изменение зазоров между винтами } \Delta_T = \Delta_K^X - \Delta_B^X.$$

Ось одного из винтов, например ведущего, принимается за базовую линию. Принимаем также, что она совпадает с геометрической осью расточки корпуса под этот винт (погрешности изготовления здесь не учитываем).

Если бы оси винтов не раздвигались, то ось ведомого винта находилась бы на расстоянии A от оси ведущего. Поскольку оси раздвигаются на расстояние Δ_p , ось ведомого винта находится на расстоянии $A + \Delta_p$. На диаграмме размеры A и Δ_p откладываются в разных масштабах.

На линиях торцов (следах торцовых плоскостей на плоскости чертежа) всасывания и нагнетания откладываются в таком же масштабе, как и Δ_p , величины теплового расширения винтов Δ_B^B и Δ_B^H . Прямая, соединяющая полученные точки, представляет собой линию расширения винтов. Эта линия, показанная на диаграмме штрихами с двумя точками, лежит в пределах межцентрового расстояния $A + \Delta_p$. Это означает, что раздвижка осей Δ_p больше или, по крайней мере, равна наибольшему тепловому расширению винтов

$$\Delta_p \geq \Delta_B^H$$

Выбор такой величины Δ_p продиктован стремлением избежать касания винтов в начальный момент работы компрессора при его быстром запуске на заданный режим, когда винты, быстро нагреваясь, расширяются, в то время как корпус нагревается сравнительно медленно. По этой причине при расширении корпуса создается запас, т. е. увеличивается зазор между винтами.

Зазоры между винтами могут быть уменьшены, если ограничить минимальное время выхода компрессора на режим с таким расчетом, чтобы нагрев корпуса лучше следовал за повышением температуры винтов.

Но медленный выход на режим исключается во многих установках. Следовательно, быстрый запуск и выход на заданный режим при повышенных параметрах сжатия требуют выбора увеличенных зазоров между винтами.

Величина зазоров между винтами на стороне всасывания в плоскости продольных осей:

$$\Delta_3^B = \Delta_p - (\Delta_B^B - \Delta_K^{TB})$$

на стороне нагнетания:

$$\Delta_3^H = \Delta_p - (\Delta_B^H - \Delta_K^{TB})$$

Диаграммы тепловых расширений для расчетных режимов следует строить для плоскости продольных осей, так как определяющими являются зазоры между профилями именно в этой плоскости.

Итак, для определения необходимой величины зазоров между профильными поверхностями зубьев и уплотняющими кромками винтов необходимо знать вероятное перемещение точек исходного (теоретического) профиля, вызываемое тепловыми и силовыми деформациями, а также технологическими погрешностями и перемещениями деталей, обусловливаемыми конструкцией машины.

Вероятное суммарное перемещение Δ_Σ характерных точек теоретического профиля зубьев и контура винтов в результате воздействия перечисленных факторов:

$$\Delta_\Sigma = \Delta_t + \Delta_B + \Delta_K + \Delta_{\text{тех}}$$

Δ_t - вероятное смещение заданной точки теоретического профиля, необходимое для компенсации тепловых деформаций винтов и корпуса;

Δ_B — вероятное смещение заданной точки теоретического профиля, необходимое для компенсации силовых деформаций деталей;

Δ_K — вероятное смещение заданной точки теоретического профиля, необходимое для компенсации перемещения деталей, обусловленного конструкцией узлов (осевой разбег роторов и всплытие их в опорных подшипниках, раздвижка осей винтов);

$\Delta_{\text{тех}}$ — вероятное смещение заданной точки теоретического профиля, необходимое для компенсации технологических допусков и погрешностей изготовления и сборки деталей компрессора.

Воздействие первых трех факторов было рассмотрено выше. Определение влияния технологических факторов представляет собой специальную задачу, выходящую за рамки настоящей работы.

Поскольку воздействие каждого из указанных факторов вызывает предельные смещения точек контура и, кроме того, смещения имеют различные знаки, то и суммарное смещение характерных точек имеет предельные значения $(\Delta_{\Sigma})_{\min}$ и $(\Delta_{\Sigma})_{\max}$.

Занижение теоретического контура Δ_3 на отдельных участках выбирается таким образом, чтобы, с одной стороны, оно в сумме с минимальным суммарным смещением $(\Delta_{\Sigma})_{\min}$, найденным как вероятностное значение всех отклонений, обеспечивало неравенство

$$\Delta_3 + (\Delta_{\Sigma})_{\min} = \Delta_{i3}^{\min} \geq 0$$

и, с другой стороны

$$\Delta_3 + (\Delta_{\Sigma})_{\max} = \Delta_{i3} \leq [\Delta_{i3}]$$

Здесь, разумеется, суммарные смещения берутся со своими знаками. Δ_{i3} - зазор (например, в торцовой плоскости) в характерной i -й точке контура винта; $[\Delta_{i3}]$ - допустимое наибольшее значение зазора в этой точке.

В выражении Δ_{i3}^{\min} для некоторых точек контура и профиля, как указывалось выше, может быть принято равным нулю. Для других точек профиля и контура — на внешних диаметрах винтов, на участках 2—3 и 4—5—4' и др. — минимальный зазор должен быть гарантированно больше нуля.

Подсчет необходимой величины зазоров между профильными поверхностями винтов и их обеспечение представляет не сложную, но громоздкую задачу и требует большого, кропотливого труда. Величины зазоров между вершинами зубьев и корпусом определяются элементарно просто, однако при этом требуется учесть влияние величины прогиба винтов и всплытия роторов в опорных подшипниках.

3.1 Расчет размерной цепи «А»

Исходя из служебного назначения узла необходимо обеспечить величину допуска для заданного конструктивно радиального зазора между ведущим и ведомым ротором.

$$A_{\Delta} = 0_{+0,05}^{+0,07} \text{ мм}; T_{\Delta} = 0,02 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0,06 \text{ мм}.$$

Составляющими звеньями размерной цепи в соответствии с рисунком 22, являются: A_1 – внутренний диаметр ведомого ротора $T_{A_1} = 0,02$ мм; A_2 – соосность между ведомым ротором и подшипником скольжения $T_{A_2} = 0,02$ мм; A_3 – соосность подшипника скольжения и отверстия в корпусе $T_{A_3} = 0,01$ мм; A_4 – межосевое расстояние отверстий в корпусе $T_{A_4} = 0,1$ мм; A_5 – соосность подшипника скольжения и отверстия в корпусе $T_{A_5} = 0,012A_6$ – соосность между ведущим ротором и подшипником скольжения $T_{A_6} = 0,01$ мм; A_7 – наружный диаметр ведущего ротора $T_{A_7} = 0,02$ мм.

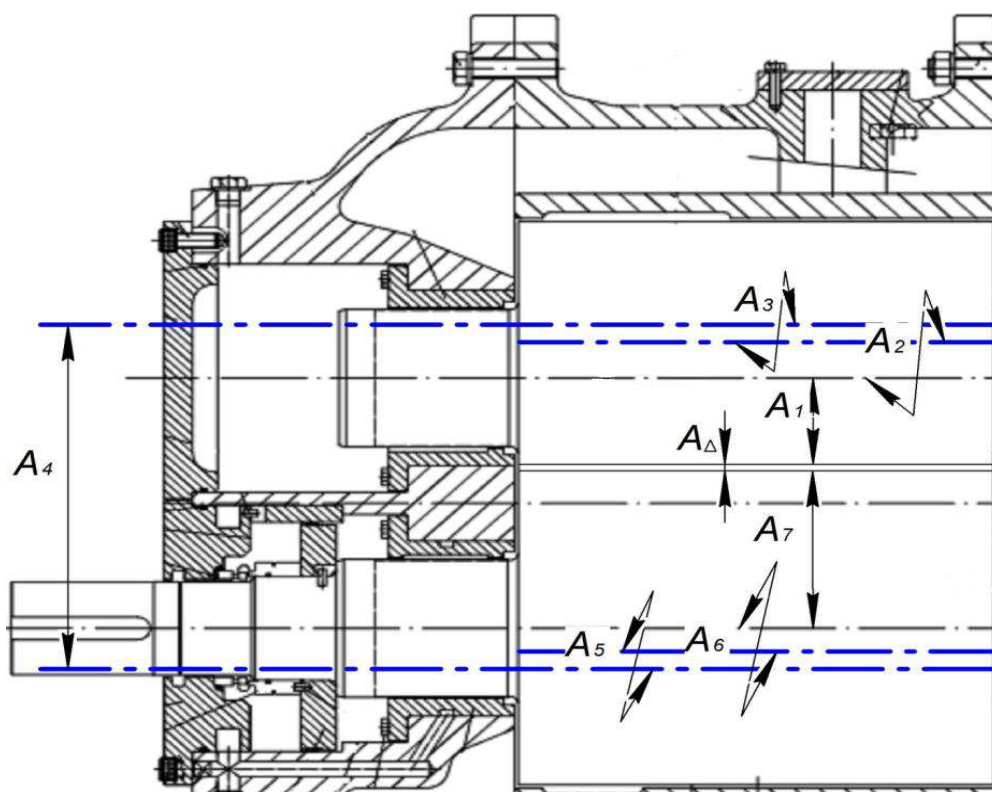


Рисунок 22 – Размерная цепь А

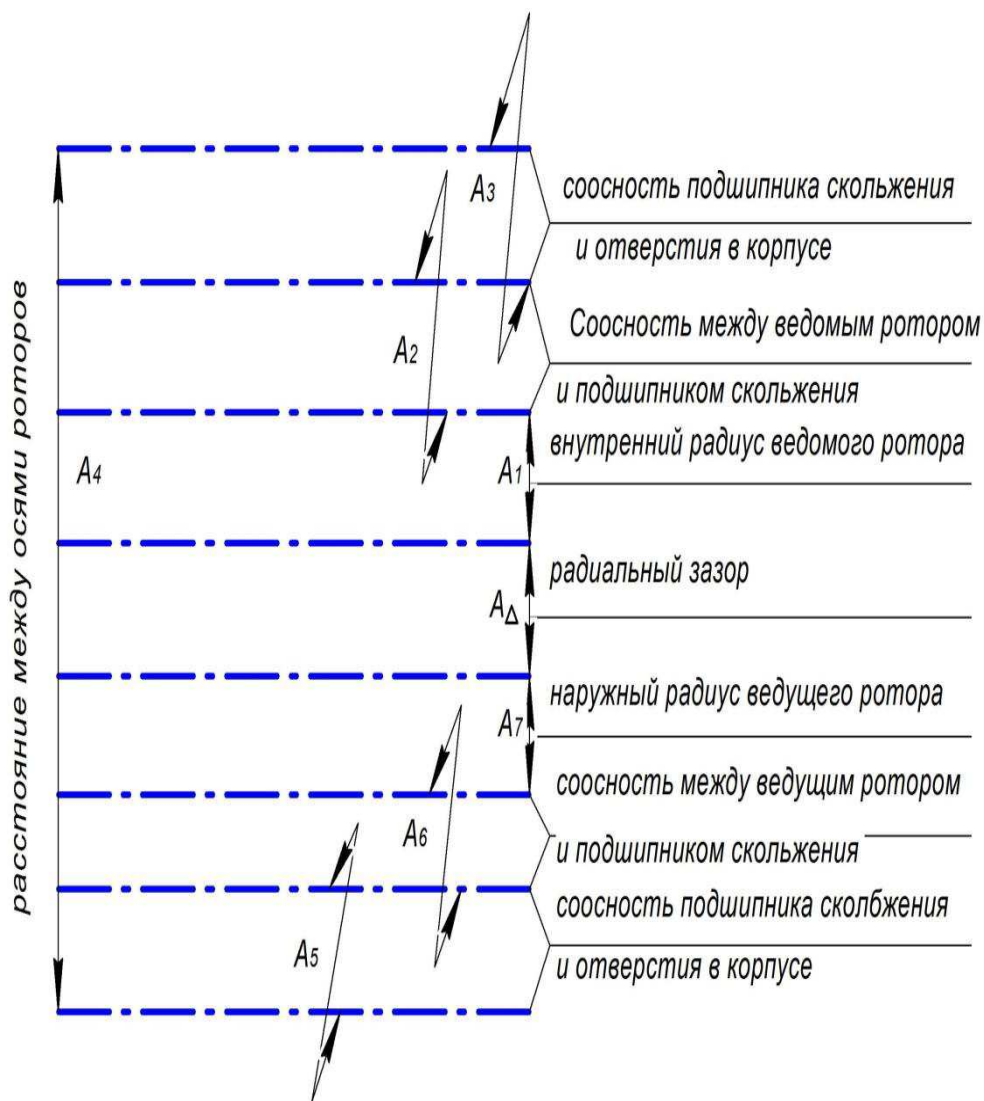


Рисунок 23 – Схема размерной цепи А

Данная размерная цепь на рисунке 22, 23 состоит исключительно из звеньев с векторными ошибками, которые являются случайными ошибками и при сборке могут принимать любое численное значение в пределах допуска, поэтому расчет данной размерной цепи производится по вероятностному методу.

Допуск замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = \frac{t}{t_{\Delta} \cdot \sqrt{\lambda_{\Delta}^2}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} \lambda_i^2 \cdot T_i^2 + \sum_{i=1}^{n-n_x} \xi_{ix}^2 \cdot \lambda_{ix}^2 \cdot T_{ix}^2} \quad (20)$$

или при $t = 3$:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_x} \xi_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2} \quad (21)$$

где $n = m - 1$ – число звеньев размерной цепи;

n_x – число звеньев с векторными ошибками;

$n - n_x$ – число звеньев со скалярными ошибками;

K_i – коэффициент относительного рассеивания;

K_{xi} – приведенный коэффициент относительного рассеивания;

T_i – допуски звеньев со скалярными ошибками;

T_{xi} – допуски звеньев с векторными ошибками;

ξ_{xi} – передаточные отношения звеньев с векторными ошибками;

λ_i, λ_{xi} – коэффициенты, характеризующие форму кривых рассеяния погрешностей составляющих звеньев.

Вычислим передаточные отношения составляющих звеньев, проектируя их векторы на ось и направление замыкающего звена. Так как направление векторных ошибок совпадает с осью и направлением замыкающего звена, то передаточное отношение для всех звеньев размерной цепи $\xi = 1$.

Так как размерная цепь состоит исключительно из звеньев без векторных ошибок, при этом допуск замыкающего звена по формуле 21 будет равен:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_x} \xi_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2}$$

При решении проектных задач, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев неизвестны, принимают: $t = 3$; $K = 1,2$; $K_{xi}^2 = 0,5 \div 0,65$ [14].

Допуск T_{Δ} замыкающего звена A_{Δ} определим по формуле 21:

$$T_{\Delta} = \sqrt{1,2^2 \cdot (2 \cdot 0,02^2 + 2 \cdot 0,01^2 + 2 \cdot 0,012^2)} = 0,039 \text{ мм.}$$

Следовательно, назначенный конструктивно допуск на замыкающее звено обеспечивается с гарантированным запасом при сборке.

Результаты расчётов допусков размерной цепи А приведены в таблице

6.

Таблица 6 — Размерная цепь А

Звено размерной цепи	Наименование звена	Номинальный размер	Допускаемые предельные отклонения	Допуск	Координата середины поля допуска	Примечание (ГОСТ, нормаль, метод и вид обработки, класс точности)
A _Δ	Радиальный зазор между ведущим и ведомым ротором	0	+0,07 +0,05	0,02	0,06	Технические требования
A ₁	Внутренний диаметр ведомого ротора	440	0 -0,02	0,02	-0,01	Конструктивно
A ₂	Соосность между ведомым ротором и подшипником скольжения	0	+0,005 -0,005	0,01	0	Конструктивно
A ₃	Соосность подшипника скольжения и отверстия в корпусе	0	+0,006 -0,006	0,01 2	0	Конструктивно
A ₄	Межосевое расстояние отверстий в корпусе	510	+0,05 -0,05	0,1	0	Определяется расчетом размерной цепи «А»
A ₅	Соосность подшипника скольжения и отверстия в корпусе	0	+0,006 -0,006	0,012	0	Конструктивно
A ₆	Соосность между ведущим ротором и подшипником скольжения	0	+0,005 -0,005	0,01	0	Конструктивно
A ₇	Наружный диаметр ведущего ротора	510	0 -0,02	0,02	-0,01	Конструктивно

3.2 Расчет размерной цепи «Б»

Для уменьшения протечек через осевой зазор требуется обеспечить этот зазор в заданных границах. Величина зазора задана конструктивно. Минимальный зазор должен обеспечиваться при установке ротора в корпус без прокладки, «на герметик», т.е. при толщине прокладки равной нулю.

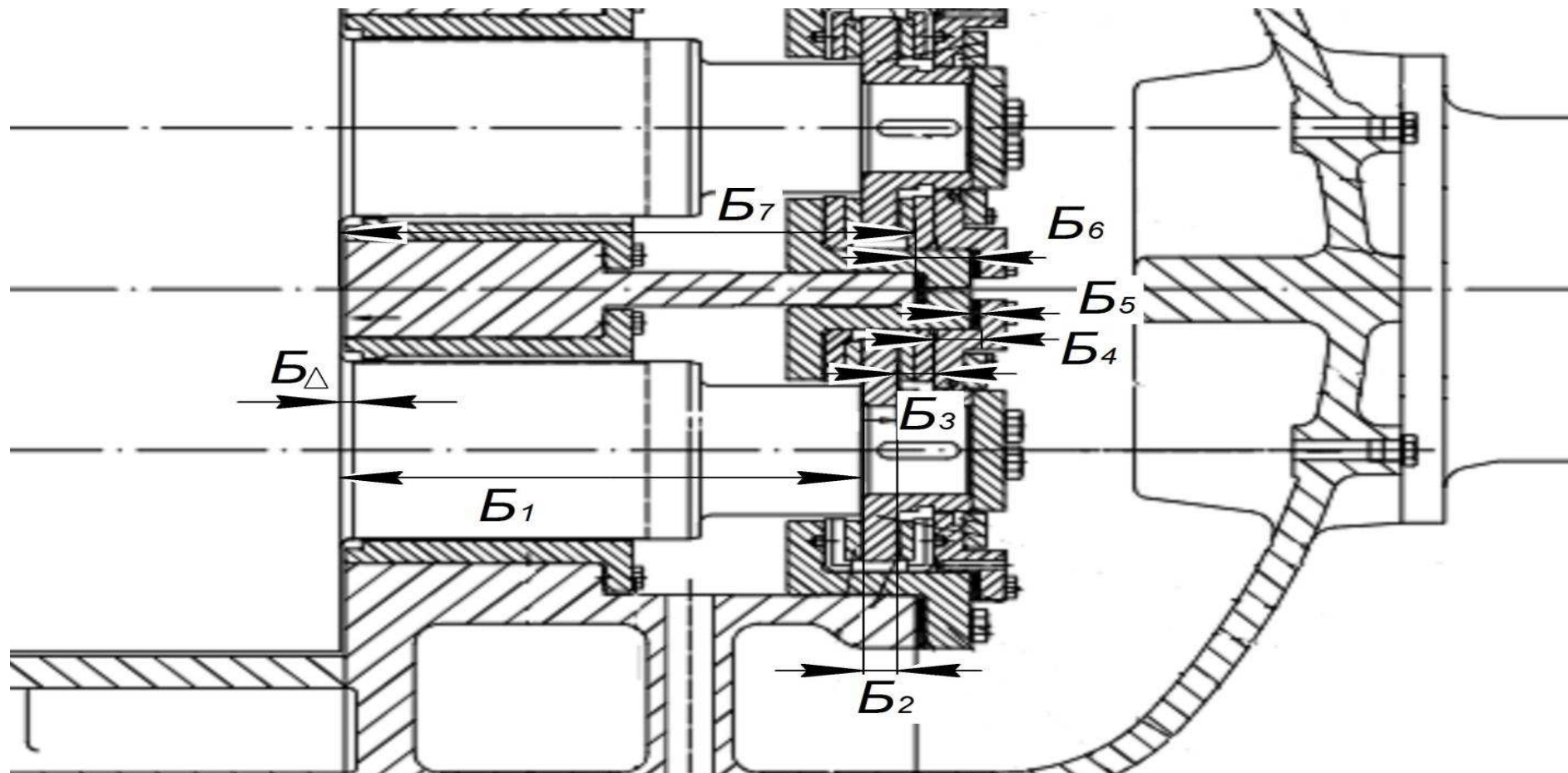


Рисунок 24 – Размерная цепь Б

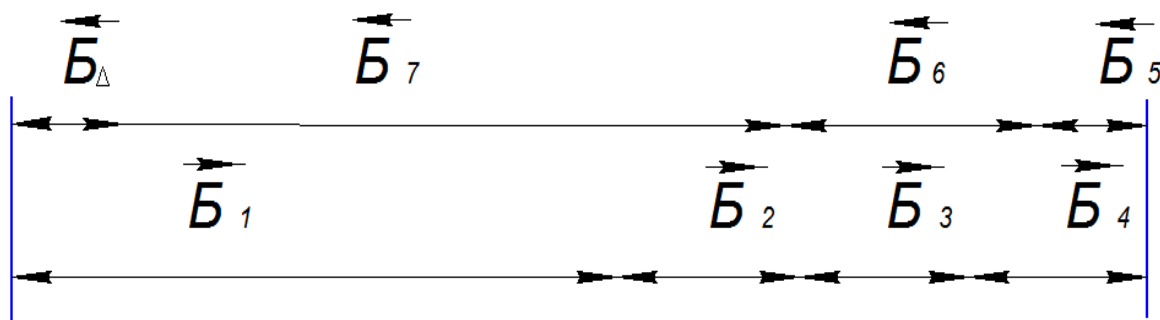


Рисунок 25 – Схема размерной цепи Б

Исходя из служебного назначения узла, величина замыкающего звена:

$$A_{\Delta} = 0_{+0,6}^{+0,65} \text{ мм}; T_{\Delta} = 0,05 \text{ мм}; \Delta_{0\Delta} = 0,625 \text{ мм}.$$

Номинальные значения составляющих звеньев:

$$B_1 = 500 \text{ мм}; B_2 = 36 \text{ мм}; B_3 = 32 \text{ мм}; B_4 = 40 \text{ мм}; B_5 = 15 \text{ мм}; B_6 = 63 \text{ мм}; B_7 = 530 \text{ мм}.$$

Составляющими звеньями размерной цепи являются: B_1 – расстояние между торцом ротора и опорным торцом вала; B_2 – высота опорной части крышки ротора; B_3 – размер вкладышей; B_4 – Высота опорной крышки ротора; B_5 – толщина регулировочных прокладок; B_6 – Опорная высота крышки корпуса; B_7 – Длина части корпуса.

Уравнение размерной цепи:

$$B_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n_j} \overset{+}{A}_j - \sum_{q=1}^{n_q} \overset{-}{A}_q = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 - B_5 - B_6 - B_7 \quad (22)$$

где n_j , n_q – число соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Проверим правильность простановки размеров по формуле 22:

$$B_{\Delta} = 500 + 36 + 32 + 40 - 15 - 63 - 530 = 0$$

Выберем вероятностный метод расчёта, так как $n > 4$, где n - число составляющих звеньев размерной цепи. Для предварительного выбора метода достижения точности применим следующий способ:

1) определим среднее значение номинальных размеров:

$$A = \frac{\sum|A|}{n} = \frac{500+36+32+40+15+63+530}{7} = 173,71\text{мм.} \quad (23)$$

2) находим среднее значение допуска:

$$T = \frac{Q_{\Delta}}{1,2 \cdot \sqrt{n}} = \frac{0,05}{1,2 \cdot \sqrt{7}} = 0,015 \text{ i} \quad (24)$$

По полученным значениям необходимо принять квалитет – 3, что недостижимо для данной сборочной единицы даже с учетом метода неполной взаимозаменяемости.

Принимаем квалитет – 10 и принимаем метод регулирования.

В качестве компенсирующего звена принимаем звено Б₅. Гарантированный зазор будем обеспечивать установкой необходимого количества прокладок из листовой фольги.

Назначим экономичные допуски и установим предельные отклонения на все составляющие звенья, размерной цепи Б, исключая компенсирующее звено. Все значения сведём в таблицу 4.

Допуск замыкающего звена, определим по формуле 21:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{K_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_x} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_x} \xi_{xi}^2 K_{xi}^2 T_{xi}^2}$$

где K_{Δ} – коэффициент относительного рассеяния значений замыкающего звена, при вероятностном методе расчёта $K_{\Delta} = 1$, если число звеньев размерной цепи $n \geq 5$; K_i и K_{xi} – коэффициенты относительного рассеяния значений звеньев; T_i и T_{xi} – допуски на составляющие звенья; ξ_{xi} – передаточное отношение; n - число составляющих звеньев; n_x - число звеньев с векторными ошибками.

В проектных расчётах принимаем $K_i = 1,2$; $K_{xi}^2 = 0,5 \div 0,65$.

Так как в данном случае звеньев с векторными ошибками нет, то допуск замыкающего звена по формуле 21 получим:

$$T_{\Delta} = \sqrt{1,2^2 \cdot (0,155^2 + 3 \cdot 0,062^2 + 0,074^2 + 0,175^2)} = 0,293 \text{ мм.}$$

Координата середины поля допуска:

$$\Delta_{0\Delta} = (0,0775 + 0,031 + (-0,031) + (-0,031) - 0,037 - (-0,0875)) = 0,0945 \text{ мм.}$$

Количество прокладок:

$$z = \frac{T_k}{S} = \frac{0,293 - 0,05}{0,05} = 4,86 \approx 5 \text{ штук.} \quad (25)$$

Компенсирующее звено B_5 должно обеспечивать осевой зазор набором прокладок в пределах допуска.

Число прокладок определим по формуле:

Необходимое количество прокладок составляет 5 штук.

Таблица 7 – Размерная цепь Б

Звено размерной цепи	Наименование звена	Номинальный размер	Допускаемые предельные отклонения	Допуск	Координата середины поля допуска	Примечание (ГОСТ, нормаль, метод и вид обработки, класс точности)
B_{Δ}	Осевой зазор	0	+0,65 +0,6	0,05	+0,625	конструктивно
B_1	Расстояние между торцом ротора и опорным торцом вала	500	+0,155 0	0,15 5	+0,0775	Токарная обработка по Js9.
B_2	Высота опорной части крышки ротора	36	+0,062 0	0,06 2	+0,031	Токарная обработка по h9.
B_3	Размер вкладышей	32	0 -0,062	0,06 2	-0,031	Токарная обработка по h9.
B_4	Высота опорной крышки ротора	40	0 -0,062	0,06 2	-0,031	Токарная обработка по h9.
B_5	Толщина регулировочной прокладки	0	0	0	0	Определяется размерной цепью «В»
B_6	Опорная высота крышки корпуса	63	+0,074 0	0,07 4	+0,037	Токарная обработка по Js9.
B_7	Длина части корпуса	530	0 -0,175	0,17 5	-0,0875	Расточная обработка по Js9.

4 Разработка технологических процессов

На маршрут сборки винтового компрессора оказывает большое влияние необходимость обеспечения минимально-безопасных зазоров в сопряжениях рабочих органов. В первую очередь что касается обеспечения торцовых зазоров между корпусом и роторами, так как остальные зазоры соблюдаются путем назначения и обеспечения требуемой точности изготовления деталей компрессора, однако последнее в меньшей степени относится к обеспечению профильных зазоров между зубьями ротором, так как в настоящее время не существует достаточно эффективных средств обеспечения точности изготовления винтовых частей роторов и целесообразным является селективный подбор пар роторов для каждого конкретного компрессора.

Селективный подбор роторов, провидимый для обеспечения качества сопряжения винтовых частей, выполняется до укладки роторов в корпус компрессора. При подборе роторов учитывается как качество сопрягаемых роторов в целом, так и необходимость их подбора с точки зрения обеспечения профильных зазоров соответствующих впадин и зубьев ведущего и ведомого роторов. Это означает, что для двух выбранных роторов имеет значение, с какой из впадин ведомого ротора будет сопрягаться конкретный зуб ведущего ротора. При этом учитывается, что для винтового зацепления компрессора существует перемена парности зацепления, т. е. то, что один зуб ведущего ротора входит в зацепление с несколькими впадинами ведомого ротора.

При производстве отечественных винтовых компрессоров применяют комплексный метод контроля сопряжения с помощью щупов. Роторы устанавливают в специальное приспособление для замеров зазоров между профилями, при этом межцентровое расстояние должно соответствовать межцентровому расстоянию в реальном корпусе компрессора ($162,55 \pm 0,015$ мм). Зазоры между профилями в нормальном сечении должны

соответствовать величинам, указанным на рисунке 26. Данные замера заносят в формуляр компрессора, при этом оговаривается, что замеры получены ю приспособлении. Кроме или, указывается фактическое межцентровое расстояние при замерах. После выверки зазоров на обоих торцах роторов маркируется электрографом:

- на зубьях ведущего ротора цифры 1, 2, 3 и 4 (по числу зубьев);
- у впадин ведомого ротора цифры 1, 2, 3, 4, 5 и 6 (по числу впадин).

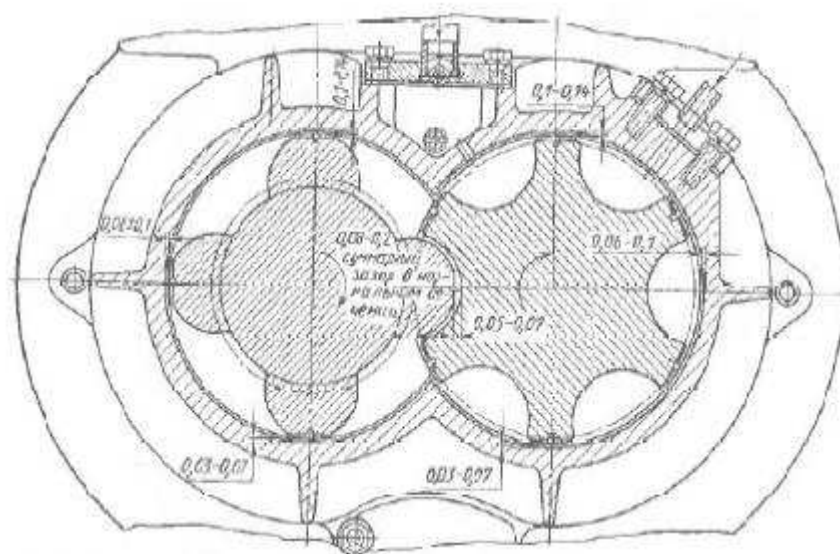


Рисунок 26 – Винтовая пара в поперечном разрезе.

Каждый зуб (или впадина) одного ротора с обоих торцов маркируется одной и той же цифрой.

Вторым этапом подготовки к сборке является балансировка роторов в сборе с деталями, входящими в состав мультипликатора.

Далее проводят предварительную сборку и контроль корпуса компрессора.

Камера всасывания и камера нагнетания позиционируются на корпусе с помощью штифтов. При этом межцентровое расстояние контролируется по фальшвалам в зонах поверхностей Т, Э, Т₁ и Д, Ш, Д₁ причем отклонение от соосности осей поверхностей Т и Т₁, а также Д и Д₁ не должно быть более

половины допуска на межцентровое расстояние. Для обеспечения указанного требования поверхность С шабрится.

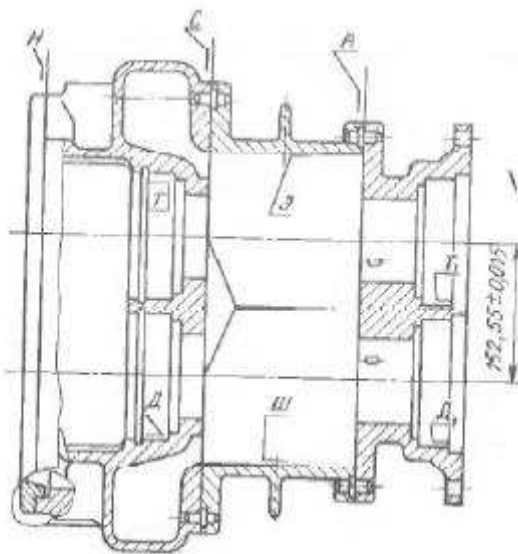


Рисунок 27 – корпус винтового компрессора

Для контроля герметичности корпуса компрессора стыки С и В между корпусом и камерами всасывания и нагнетания испытываются на плотность воздушным давлением, равным давлению нагнетания.

Все детали и сборочные единицы, поступающие на сборку, должны быть изготовлены в соответствии с рабочими чертежами, промыты, испытаны в соответствии с техническими условиями, приняты контролером ОТК и иметь клеймо.

Перед сборкой проверяют комплектность деталей для сборки, осматривают, зачищают острые кромки и заусенцы. Детали промывают в уайт-спирите, протирают хлопчатобумажными салфетками или обдувают сжатым воздухом. Трущиеся поверхности смазывают маслом.

Общую сборку винтовых компрессоров начинают с присоединения к корпусу компрессора камеры всасывания, после чего роторы устанавливают в корпус.

Роторы устанавливают вертикально в роликовые радиальные подшипники в камере всасывания, которые фиксируются в ней пружинными

шайбами. При укладке роторов обеспечивается совмещение одинаковых цифр маркировки зубьев и впадин ведущего и ведомого роторов на торцах всасывания; например, зуб ведущего ротора, промаркированный цифрой 1, должен входить во впадину ведомого ротора, также промаркированного цифрой 1.

После установки роторов с помощью набора щупов контролируют профильные зазоры.

Также в вертикальном положении на корпус устанавливают без закрепления камеру нагнетания. После присоединения камеры нагнетания суммарный разбег (суммарное смещение вдоль продольной оси) роторов в корпусе до установки подшипников не должен превышать 0,5—0,7 мм, что составляет сумму торцовых зазоров между корпусом и винтовыми частями роторов на стороне нагнетания и всасывания.

Наиболее ответственной операцией является установка подшипников в камере нагнетания. При этом обеспечивается минимально безопасный торцевой зазор на стороне нагнетания, равный 0,04 – 0,06 мм.

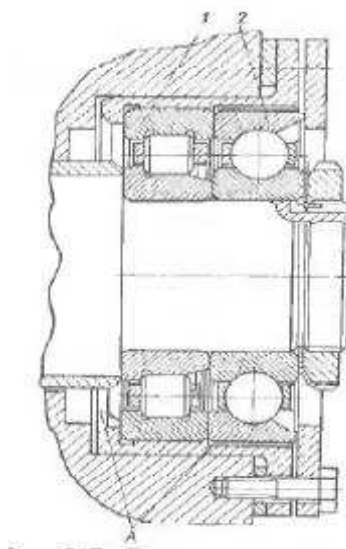


Рисунок 28 - Подшипниковый узел винтового компрессора

Подшипники 1 и 2 на рисунке 28 устанавливаются таким образом, чтобы совместный осевой разбег подшипников не превышал 0,02 - 0,04 мм. Это требование обусловлено тем, что газовые пульсации в камерах сжатия

создают динамические нагрузки на роторы в осевом направлении, что приводит к колебаниям роторов и обуславливает минимально безопасный торцовый зазор. Осевой разбег регулируется с помощью специального приспособления путем установки прокладок из фольги между внутренними или наружными кольцами подшипников, после регулировки осевого разбега на поверхностях А подшипников на рисунке 28 маркируется толщина прокладки в миллиметрах.

Обеспечение зазора 0,04—0,06 мм между торцами обоих винтов и корпусом на стороне нагнетания производится путем подгонки толщины регулировочных колец. При этом роторы должны быть отжаты в сторону нагнетания с усилием, равным действию давления сжимаемого газа в процессе работы компрессора. Для подгонки толщины шайб измеряют с помощью щупов торцовые зазоры на стороне нагнетания, а с помощью микрометра толщины шайб. После подшлифовки шайбы узел вновь собирают, после чего торцовый зазор вновь контролируется с учетом осевого разбега подшипников. Разбег определяется по разности значений торцового зазора при сжатии роторов в сторону всасывания и в сторону нагнетания. Следующая операция предусматривает крепление камеры нагнетания к корпусу компрессора и крепление к ней подшипников с помощью прижимного кольца и болтов с шайбами. Контроль сборки роторного соединения заключается в проверке вручную легкости вращения роторов.

Остальные операции сборки связаны с установкой деталей и узлов, которые необходимы для обеспечения соединения компрессора с масляной системой компрессорной установки, фильтрами, каналами всасывания и нагнетания газа. Все масляные каналы тщательно прочищают и продувают сжатым воздухом.

При ремонте винтового компрессора его разборку производят в обратном порядке; для отсоединения камер всасывания и нагнетания от корпуса компрессора в них предусмотрены отверстия под отжимные болты.

4.1 Изготовление роторов винтовых компрессоров

Основными деталями винтовых компрессоров являются роторы с винтовой нарезкой специального профиля, подшипники, уплотнения и шестерни связи, синхронизирующие вращение роторов.

Основным требованием при проектировании винтовых компрессоров является расчет и обеспечение минимальных зазоров в зацеплении винтовых частей роторов, т. е. необходима повышенная точность изготовления винтовых частей роторов и корпуса.

Материал для изготовления роторов выбирают с учетом требования обеспечения надежной работы компрессора, наилучших условий обработки, а также с учетом физических свойств сжимаемой среды. Причиной поломки роторов является кратковременный контакт их зубьев вследствие повышения температуры, попадания абразивных или посторонних частиц в рабочую полость. На роторы винтового компрессора действуют переменные силы от давления газа, инерционные силы и крутящие моменты. В случае резонанса возникают дополнительные напряжения, иногда превышающие напряжения от действующих на роторы сил. Поэтому при выборе материала необходимо наряду со статическими показателями механической прочности учитывать также и динамические показатели: ударную вязкость предел выносливости, а при работе роторов в области высоких температур явление ползучести.

Основной материал для роторов — стали различных марок например:

- Углеродистая конструкционная качественная;
- Легированная конструкционная;
- Легированная с заданным коэффициентом теплового расширения.

Роторы небольших воздушных компрессоров изготавливают из обычных конструкционных сталей.

При выборе материала роторов следует учитывать, что с повышением температуры изменяются механические свойства сталей, характеризующие прочность и пластичность. У конструкционной стали с малым содержанием

легирующих элементов предел прочности до температуры 300-350 °С практически не меняется, а предел текучести снижается на 15—20 %.

Основными поверхностями ротора являются поверхности шеек вала под посадки подшипников, торцы вала, шпоночные пазы, винтовые поверхности профиля, поверхности технологических буртиков для нарезания винтовой части ротора и др. На концах вала имеются центровые отверстия, являющиеся технологическими базами для многих операций механической обработки.

К точности размеров, формы, взаимного расположения, а также к шероховатости основных поверхностей роторов винтовых компрессоров предъявляются высокие требования, так как от этих факторов в основном зависят величины зазоров между рабочими органами и, следовательно, эффективность работы винтового компрессора в целом.

Требования к точности взаимного расположения поверхностей:

- Допуск радиального биения посадочных шеек ротора не более 0,01 мм;
- Допуск радиального биения наружного диаметру винтовой части ротора относительно оси центров не более 0,03 мм;
- Отклонение от перпендикулярности торцовых поверхностей винта относительно посадочных поверхностей под подшипники качения не более 0,01 мм;
- Отклонение от симметричного положения уплотнительного усика относительно оси зуба и относительно оси впадины не более 0,02 мм.

Несоблюдение этих требований может привести к перераспределению зазоров между профилями в зацеплении винтовых частей роторов, а также между винтовыми частями и расточками корпуса, что приведет к касанию винтовых частей ведомого и ведущего роторов при работе компрессора и выходу последнего из строя.

4.2 Последовательность сборки винтового компрессора.

Используя технологическую схему сборки винтового компрессора, выполним нормирование сборочных переходов. Для каждого перехода назначаем оборудование, инструмент и приспособление. Нормативы времени принимаем по рекомендациям. Перечень сборочных работ для винтового компрессора и нормы на их выполнение приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Перечень сборочных работ и нормы на их выполнение.

№ п./п.	Содержание переходов и приемов; размеры необходимые для нормирования	Время, мин.
1	Осмотреть корпус, установить приспособления и закрепить.	6,11
2	Смазать отверстия опорного подшипника чистым смазочным маслом.	0,15
3	Поднять роторы в их положение в отверстиях картера, проверьте, что лопасти совпадают с серийными номерами, нанесенными на роторах.	58,38
4	Собрать впускной картер на главном картере, прикрепите установочные штифты и закрепите контрольными штифтами.	46,25
5	Снять монтажную петлю.	0,03
6	Расположить регулировочные пластины упорного подшипника на валах ротора на выпускном конце и вставить их на место, затем вставить радиально упорные подшипники. Радиально-упорные подшипники нагревают в масляной ванне примерно до 100 °С перед установкой и сдавливаются с помощью специального инструмента. Перед установкой на место проволоки, крепящей упорную фиксирующую пластину, необходимо проверить правильность зазора конца выпускного клапана конца ротора.	22,58
6	Установить пружинную шайбу и закрепить.	14,17
Проверка зазора выпускного конца ротора		
7	Снять упорную фиксирующую пластину.	17,22
8	Регулировочная пластина за упорными подшипниками имеет две проушины с резьбовыми отверстиями для извлечения.	16,11
9	Вставить подъемные винты в проушины и слегка натянуть их, пока не появится сопротивление	18,21
10	Установить часовой индикатор на пригодное место картера, причем шпindel индикатора должен касаться конца ротора.	20,47
11	Заменить упорную фиксирующую пластину и крепежные винты.	30,09
12	Затянуть крепежные винты пластины с помощью гаечного ключа с моментом до 14 Н·м.	22,20
13	Следить за движением индикатора. Это зазор выпускного конца ротора.	37,09
14	Регулировка, если необходимо, выполняется посредством прокладок в количестве пяти штук из промасленной кальки .	49,24
15	Поверхность отверстия внутреннего кольца подшипников, смазать маслом.	3,33

Окончание таблицы 8

№ п./п.	Содержание переходов и приемов; размеры необходимые для нормирования	Время, мин.
16	После окончательной установки зазоров крепежные винты на упорной фиксирующей пластине должны быть зафиксированы проволокой.	11,21
Установка золотника		
17	Проверить, что салазки находятся на месте в отверстии золотника.	5,22
18	Вставить золотник и протолкнуть его по всему ходу до положения «под нагрузкой»	28,09
19	Вставить рым-болт во фланец крышки впускного клапана и с помощью соответствующего подъемного оборудования повторно собрать крышку выпускного конца.	47,18
20	Прикрепить контрольными и реперными штифтами к главному картеру. Снять подъемный ремень и рым-болт.	31,28
21	Повторно установить барабан на место в гидроцилиндре. Закрепить новой пружиной шайбой и контргайкой.	24,21
22	Установить торцевую крышку цилиндра, контролируя, чтобы штифт был правильно расположен в винтовом пазе шпинделя индикатора.	27,39
23	Закрепить крышку крепежными винтами.	9,07
24	Установить алюминиевую крышку концевого выключателя и закрепить ее крепежными винтами.	24,15
25	На компрессорах с LPI-датчиками повторно установить торцевую крышку цилиндра и закрепить ее крепежными винтами. Повторно установить и закрепить LPI-датчик.	19,08
Сборка крышки Vi		
26	Потянуть регулировочный винт Vi, пока гайка не будет прилегать к крышке корпуса.	19,03
27	Установить крышку регулировщика Vi, убедившись, что уплотнительные кольца на месте, и затянуть крепежные стяжные винты.	33,27
28	Установить на место фиксирующее кольцо для закрепления регулировочного винта на крышке.	24,15
Сборка уплотнения впускного вала		
29	Ввести впускной разгрузочный барабан, убедившись, что он располагается на приводном штифте.	20,25
30	Смазать уплотнение вала и собрать вал ротора, установить штифт, направленный наружу впускного разгрузочного барабана.	57,03
31	Установить уплотнительное кольцо на неподвижном седле и вставить крышку уплотнения; седло должно находиться на стопорном штифте.	37,09
32	Установить крышку уплотнения с уплотнительным кольцом и закрепить с помощью крепежных винтов, систематически затягивая их во избежание наклона.	38,23
33	Для завершения сборки установить шплинт муфты и ведомую полумуфту компрессора.	34,09

5 Модернизация винтового компрессора марки WCVT 510-193

В связи с тем, что в ходе сборки уменьшается радиальный зазор уменьшается вибрация, но увеличивается нагрузка на опорный подшипник скольжения. Производится анализ подшипника скольжения с целью заменить материал вкладыша и проверить соответствует ли материал теоретическим показателям, так как на практике возникают проблемы при эксплуатации.

За основу был взят расчет основанный на гидродинамической теории смазки, основоположником которой является Н.П. Петров. Теоретические решения базируются на решении дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости с учетом давления, скорости и сопротивления вязкому сдвигу.

Исходные данные для расчета подшипника скольжения приведены в таблице 9.

Таблица 9 – Исходные данные для расчета подшипника скольжения

Показатели	Условное обозначение	Значение
Нагрузка, Н	F	71726
Частота вращения, об/мин	n	1489
Диаметр шейки, мм	d	200
Динамическая вязкость масла	μ	$1,189 \cdot 10^{-8}$

Диаметр цапфы принимают по результатам расчета вала на прочность, а длина цапфы зависит от ее диаметра:

$$l = f \cdot d = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ мм}, \quad (26)$$

где $f = 1,5$ – результат расчета вала на прочность.

Вычисляется окружная скорость скольжения цапфы:

$$V = \frac{w \cdot d}{2} = \frac{155 \cdot 200}{2} = 15500 \text{ мм/с}. \quad (27)$$

Вычисляется условное давление:

$$p = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{71726}{300 \cdot 200} = 1,19 \text{ МПа.} \quad (28)$$

Вычисляется произведение pV , которое представляет собой удельную мощность сил трения и оказывает основное явление на износ и нагрев:

$$pV = \frac{F \cdot w}{2 \cdot l} = \frac{71726 \cdot 155}{2 \cdot 300} = 18529 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{мм}}{\text{с}}. \quad (29)$$

Таблица 10 – Сравнение материалов вкладышей подшипника скольжения.

Материал вкладыша	V , мм/с не более	$[p]$, МПа	$[pV]$, МПа·мм/с
БрОФ10-1	10000	15	15000
Б89	60000	20	20000

Исходя из произведенных расчетов производится сравнительный анализ материалов по допускаемым значениям и принимается решение, что БрОФ10-1 непригодна для эксплуатации в данном компрессоре и целесообразно заменить материал вкладыша на Б89.

Относительный зазор рассчитывается по эмпирической формуле:

$$\psi = \frac{V^{0,25}}{7040} = \frac{15500^{0,25}}{7040} = 0,0016. \quad (30)$$

Определяется коэффициент нагруженности:

$$\Phi = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot w} = \frac{1,19 \cdot 0,0015^2}{1,189 \cdot 10^{-8} \cdot 155} = 1,52 \quad (31)$$

По графику на рисунке определяется относительный эксцентриситет $\chi = 0,6$.

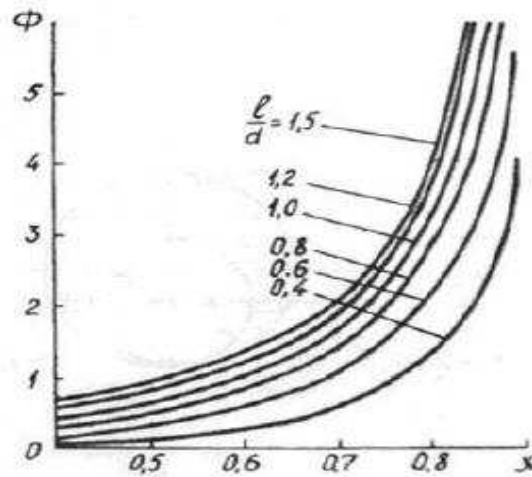


Рисунок 29 – График для определения относительного эксцентриситета.

Толщина масляного слоя в подшипнике при режиме жидкостного трения рассчитывается:

$$h_{min} = 0,5 \cdot \psi \cdot d \cdot (1 - \chi) = 0,5 \cdot 200 \cdot (1 - 0,6) = 0,064 \text{ мм.} \quad (32)$$

Нарушение режима жидкостного трения будет при:

$$h_{кр} = R_{ц} + R_{в} = 0,0032 + 0,0063 = 0,0095 \text{ мм,} \quad (33)$$

где $R_{ц}$ и $R_{в}$ – шероховатости поверхностей соответственно цапфы и вкладыша.

Проверяется запас надежности работы подшипника по толщине масляного слоя:

$$k = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq [k] = 2. \quad (32)$$

$$k = \frac{0,064}{0,0095} = 6,7,$$

что больше двух и свидетельствует о том, что имеется гарантированный запас надежности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Радиальное уменьшение зазора приводит к уменьшению напряжений действующих на роторы, но в свою очередь возрастает нагрузка на опорный подшипник скольжения. Произведен расчет исходного подшипника скольжения и сделан вывод о том, что он не соответствует эксплуатационным характеристикам, в которых используется, поэтому проанализировав материалы, которые используют для подшипников условия жидкостного трения с учетом давления, скорости и сопротивления вязкому сдвигу, предлагается замена материала вкладыша с бронзового марки на баббитовый марки Б89. За основу был взят расчет, основанный на гидродинамической теории смазки, основоположником которой является Н.П. Петров. Теоретические решения базируются на решении дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости с учетом давления, скорости и сопротивления вязкому сдвигу.

В ходе разработки технологического процесса сборки был произведен размерный анализ в осевом направлении и предлагается уменьшить осевой зазор с целью сокращения перетечек через торец картера. Этот осевой зазор в ходе расчета размерной цепи в осевом направлении компенсируется посредством добавления пяти прокладок из промасленной кальки.

Для достижения поставленных целей была изучена информация о существующих конструкциях компрессорного оборудования; проанализирован подшипник скольжения и применяемые материалы в нем; представлены методики расчета опорных подшипников скольжения; разработан технологический процесс сборки; предложен метод уменьшения осевого зазора; а также проанализирована газоконпрессорная станция как низкого, так и высокого давления и предложено понижение температуры газа на выходе из низкого давления для транспортировки в цех высокого давления посредством установки аппаратов воздушного охлаждения на эстакаде цеха.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черкасский В.М., Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов/ В.М. Черкасский. – Москва: «Энергия», 1977. – 421 с.
2. Саун И.А., Винтовые компрессоры: учебное пособие/ И.А. Саун. – Ленинград: «Машиностроение», 1978. – 425 с.
3. Касьянов В.М. , Гидромашины и компрессоры: учебное пособие/ В.М. Касьянов, С.В Кривенков, А.И Ходырев., А.Г. Чернобыльский. – Ленинград: «Машиностроение», 1981. – 256 с.
4. Лерченко Т.Н, Гидромашины и компрессоры. Компрессоры в бурении, добыче, транспорте нефтяных газов: учебник для вузов/ Т.Н. Лерченко, В.М Глазырина. – Уфа: Иад. Уфимск. нефт. ин-та, 1982. – 82 с.
5. Ястребова Н.А., Технология компрессоростроения: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/ Н.А Ястребова. – Москва: «Машиностроение», 1987. – 336 с.
6. РД 50–635–87. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 45 с.
7. Михайлов А.К., Компрессорные машины: Учебник для вузов/ А.К. Михайлов. – Москва: «Энергоатомиздат», 1989. – 288с.
8. ГОСТ 26645-85. Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку.–М.: Изд-во стандартов,1994.–55 с.
9. Бекнев В.С., Газовая динамика. Механика жидкости и газа: Учебник для вузов/ В.С Бекнев, А.И Леонтьев. – Москва: МГТУ, 1997. - 671 с.

10. Хисамеев И.Г., Двухроторные винтовые и прямозубные компрессоры: теория, расчет и проектирование: учебное пособие/ И.Г. Хисамеев. – Казань: Фан, 2000. – 638с.
11. Коршак А.А., Основы нефтегазового дела: Учебник для вузов/ А.А. Коршак, А.М Шаммазов. – Москва: науч. изд. У.: ДизайнПолиграфСервис, 2002. – 542 с
12. ГОСТ 24643-81. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 9 с.
13. Максимов В.А., Роторные компрессоры: Учебное пособие/ Максимов В.А. – Казан. гос. технол. ун-т Казань, 2005г. – 76с.
14. Авраменко, В. Е. Базирование и базы в машиностроении: учеб. пособие / В. Е. Авраменко, Н. С. Индаков – 2-е изд. испр. и доп. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 96 с
15. Горохов В.А. Проектирование и расчет приспособлений: учебник / В. А. Горохов, А. Г. Схиртладзе. – Старый Оскол: ТНТ, 2008. – 304 с.
16. Технический паспорт винтового компрессора марки WCVT 510-193, 2008.296с
17. Бондаренко, Ю. А. Технология изготовления деталей на станках с ЧПУ: учебное пособие / Ю.А. Бондаренко, А.А. Погонин, А.Г. Схиртладзе, М.А. Федоренко. – 2-е изд. перераб. и доп. – Старый Оскол.: ТНТ, 2009. – 292с.
18. Технологический регламент ЦПиКГ ЦПС ГКС НД ОАО «РН-Ванкор», 2013. 291с.
19. СТО 4.2-07-2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности [текст] / разработ. Е. Н. Осокин, Л. В. Белошапко, М. И. Губанов. – Введ. 09.01.2014. – Красноярск : ПЦ БИК СФУ, 2014. – 60 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Графические материалы

Выполненное в рамках ВКР по теме «Модернизация и разработка технологического процесса сборки винтового компрессора марки WCVT 510-193»

- 1) Винтовой компрессор марки WCVT 510-193 - Чертёж общего вида (1 лист, формат А1)
- 2) Винтовой компрессор марки WCVT 510-193 – Размерный анализ цепей (1 лист, формат А1)

Руководитель _____

к.т.н., доцент

В.Б. Ясинский

Выпускник _____

М.В. Кижапкин

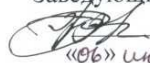
Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа
Кафедра Технологические машины и оборудования нефтегазового
комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Э.А. Петровский

«06» июня 2017 г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

направление 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических
объектов нефтегазового производства»

**Модернизация и разработка технологического процесса сборки
винтового компрессора марки WCVT 510-193**

Руководитель



к.т.н., доцент

В.Б. Ясинский

Выпускник

М.В. Кижаккин

Красноярск 2017