

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Институт энергетики и транспортных систем

Кафедра «компрессорная, вакуумная и холодильная техника»

Работа допущена к защите

Директор ВШЭМ

к. т. н., \_\_\_\_\_ А.А. Лебедев

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА МАГИСТРА**

**«Проектирование двухступенчатого винтового компрессора»**

по направлению 13.04.03 – энергетическое машиностроение

Выполнил  
студент гр. 33241303/71001

А.С. Новоселов

Руководитель  
к. т. н., доцент

Н. И. Садовский

Санкт-Петербург  
2020

## Оглавление

Введение .....	3
Условные обозначения и принятые сокращения.....	6
Глава 1. Обзор существующих типов винтовых компрессоров .....	8
Обзор современных производителей винтовых компрессорных установок	11
Основные направления развития винтовых компрессоров .....	12
Особенности построения рабочих органов винтовых маслозаполненных компрессоров.....	15
Классификация щелей, образуемых в рабочем пространстве винтового маслозаполненного компрессора .....	17
Глава 2. Проектирование двухступенчатого передвижного маслозаполненного винтового компрессора .....	21
Состав передвижной двухступенчатой компрессорной установки.....	21
Описание компрессорного агрегата .....	22
Рабочий процесс компрессорной установки. ....	26
Расчетная часть. ....	29
Глава 3. Технико-экономическая эффективность винтовых компрессорных установок. ....	69
Заключение .....	73
Список литературы .....	74

## Введение

Выполнение мероприятий, связанных с ремонтно-восстановительными и профилактическими работами на отдельных участках магистральных трубопроводов, как правило, связано с отключением этих участков, закрытием на них близлежащих кранов, задвижек с последующим опорожнением участка посредством сброса в атмосферу через продувочные свечи природного газа и слив в подземные или передвижные емкости нефти и нефтепродуктов. Полное удаление перекачиваемого продукта нефтепроводов установлено по требованиям техники безопасности при проведении огневых работ. Однако такие методы удаления газа и нефти не только неэкономичны, но и приводят к негативным последствиям для экологии: увеличение скорости образования озоновых дыр, ухудшение общего состояния окружающей среды в районах сброса нефти, нефтепродуктов и природного газа.

В настоящее время существуют методы ремонта газопроводов, такие как: «безогневая» врезка трубопроводов-отводов, устранение коррозионных повреждений труб «бандажированием», не удаляя продукт из трубопровода. Однако, такие технологии проведения указанных выше работ еще недостаточно отработаны, и они ограничены узким кругом задач, а также географическим рельефом местности. Более проработанными и широко применяемыми являются методы проведения ремонта технологических трубопроводов, связанные с удалением содержащегося в нем продукта.

Для технологий откачки содержимого, продувки и опрессовки технологических трубопроводов, в настоящее время предъявляется два основных требования:

1) небольшое время проведения работ – связанное с большими издержками, ввиду временного вывода из эксплуатации ремонтируемого трубопровода.

2) Обеспечение высокой мобильности и неприхотливости оборудования, связанное с необходимостью применения данного

оборудования на различных, в том числе и труднодоступных участках трубопроводов. Характеристики оборудования, такие как габаритные размеры оборудования, должны обеспечивать его проезд по дорогам с асфальтовым и гравийным покрытиями.

В настоящее время осуществление работ с компрессорным оборудованием на ремонтируемых участках трубопровода выполняется следующими способами:

1) Использование эжекторной системы. Данная система имеет несколько специфичных отличий, поэтому, например, для откачки продукта из трубопровода с установившимся низким давлением требуется обеспечить большое количество газа высокого давления из внешней среды, негативно сказывающееся на режиме работы действующего трубопровода. Существенное достоинство эжекторной системы - обеспечение большей эффективности в виде более глубокой откачки продукта, однако такое преимущество не является решающим в рамках поставленной задачи.

2) Использование центробежных компрессорных установок. Эффективность данного метода откачки продукта невелика, из-за того, что при работе данных установок степень повышения давления изменяется от 1.0 до 7.5, не позволяя при этом получить стабильную работу одной установки во всем диапазоне входных давлений. Для центробежных компрессорных установок, используемых в нефтяной промышленности рабочий диапазон давлений, как правило, находится в интервале от 10 до 100 МПа. Такие установки размещаются на специально оборудованных станциях.

3) Использование поршневых компрессорных установок с разным количеством ступеней. Данный метод является наиболее распространенным, ввиду неприхотливости поршневого оборудования и налаженной инфраструктуры сборки поршневого оборудования в Российской Федерации. Схема, с подключением второй и более ступеней поршневой установки, в настоящее время активно используется для увеличения производительности при высоких рабочих давлениях в трубопроводе.

В целях оптимизации технологического процесса удаления углеводородного сырья и нефтепродуктов из ремонтируемого трубопровода предлагается рассмотреть возможность использования винтовых двухступенчатых компрессорных установок.

## Условные обозначения и принятые сокращения

$V$  – объёмная производительность м<sup>3</sup>/ч;

$N$  – мощность, Вт ;

$F$  – площадь, м<sup>2</sup>;

$P$  – сила, Н;

$\alpha$  – коэффициент расхода;

$Re$  – число Рейнольдса;

$\mu$  – вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с;

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\omega$  – угловая скорость вращения, рад/с;

$M_{кр.}$  – крутящий момент, Н·м;

$k$  – показатель адиабаты;

$m$  – массовая производительность, кг/с;

$T$  – температура, К;

$p$  – давление, Па;

$\Pi$  – отношение давлений в рабочей камере при теоретическом цикле;

$\rho$  – плотность вещества, кг/м<sup>3</sup>;

$\beta$  – относительные потери давления при проходе газа в тракте;

$\lambda$  – коэффициент производительности;

$t_m$  – температурный показатель политропы сжатия по конечным параметрам;

$d_i$  – внешний диаметр винта, м;

$z_i$  – число зубьев винта;

$u_i$  – линейная скорость на внешнем диаметре ведущего винта;

$L$  – длина винтовой части ротора, м;

$k_i$  – коэффициент использования площади винта;

$n_i$  – число оборотов ротора;

$A$  – межосевое расстояние роторов;

$H_i$  – осевой шаг винта;

$d_{1н}$  – диаметр начальной окружности ведущего винта;

$d_{1вн}$  – диаметр внутренней окружности ведущего винта;

$h_0$  – высота головки (ножки) ведомого (ведущего) винта;

$r$  – высота головки (ножки) ведущего (ведомого) винта;

$\tau_3$  – угол закрутки винта ротора;

$\beta_H$  – угол наклона винтовой линии на начальных цилиндрах винтов;

$\square$  – относительная высота головок зубьев ротора;

$i_{12}$  – передаточное число;

$m$  – средний показатель политропы, определяемый по конечным параметрам газа;

$W_o$  – объем одной полости ВЦ и ВМ винтов

## Глава 1. Обзор существующих типов винтовых компрессоров

К компрессорам объемного принципа действия относят спиральные, поршневые и ротационные. В таких компрессорных машинах определенные объем рабочего вещества всасывается через рабочие органы компрессора и сжимается вследствие уменьшения замкнутого объема внутри. Рабочие процессы выполняются в строгой последовательности, дискретно и циклически повторяясь. Ротационные компрессорные машины как класс состоят из: винтовых, пластинчатых ротационных и спиральных. У данного класса отсутствуют возвратно-поступательно движущиеся поршни. Главным рабочим органом являются – роторы, совершающие вращательное движение. [1].

Винтовые компрессоры – машины объемного принципа действия, на роторах которых нарезаны винтовые зубья с разными обкатываемыми профилями. Для совершения вращательного движения в корпусе компрессора делают специальную расточку для установки роторов. По способу подачи масла или другой жидкости в рабочую область, где происходит сжатие вещества винтовые компрессора подразделяются на маслозаполненные (ВКМ), сухого сжатия (ВКС) и мокрого сжатия (ВКМС)[3].

В маслозаполненных компрессорах масло, впрыскиваемое в рабочее пространство и в незначительном объеме после отсоединения полостей сжатия от камеры всасывания. В данных компрессорах масло выступает в роли лубриканта для смазки пар трения, уплотнителя зазоров (на стыке винт-винт, винт-корпус), отводит теплоту от сжимаемого рабочего вещества, а также, для снижает уровень шума. В результате подача масла в рабочую полость винтового компрессора способствует повышению коэффициента подачи [4], упрощению конструкции компрессора, появлению возможности снизить частоту вращения.

Одним из основных пунктов эксплуатации винтовых сухих и винтовых компрессоров мокрого сжатия – недопущение взаимного касания винтов. Это



можно достичь в результате использования в конструкции таких компрессоров пары зубчатых колес-шестерен. Они располагаются на валах винтов ведущего(ВЩ) и ведомого(ВМ). Чтобы снизить температуру на конце сжатия в винтовых компрессорах мокрого сжатия подается капемльная жидкость в очень небольших объемах, меньших чем в ВКМ.

В зависимости от конструктивного исполнения роторов, винтовые компрессора могут изготавливаться как вертикального расположения роторов, так и горизонтального. По соединению с электродвигателем – сальниковым или бессальниковым (полугерметичным). В зависимости от привода, ВКМ делятся на компрессоры, у которых привод может осуществляться за ведущий ротор или за ведомый.

По типу зубьев винтовые компрессоры также различаются: в виде аналитической кривой, дуги окружности, эллипса, трохойдной кривой, эльвовенты и др. – вот небольшой список того, какой формы может быть профиль зубьев. Название профилей давались в зависимости от особенностей зацепления винтов и преобладающей кривой в составе профиля.

В нефтегазовой промышленности предпочтение в применении компрессоров отдано поршневым, центробежным и винтовым, которые должны отвечать определенным требованиям:

- отвечать высокой надежности и большим моторесурсом работы основных узлов и компрессора в целом;
- высокая энергоэффективность, широкий диапазон при перепаде и степени повышения давлений;
- иметь потенциал к полной автоматизации работы компрессора;
- иметь высокую степень герметизации;
- технологичность и малая материалоёмкость;
- иметь низкие показатели шума и вибрации.

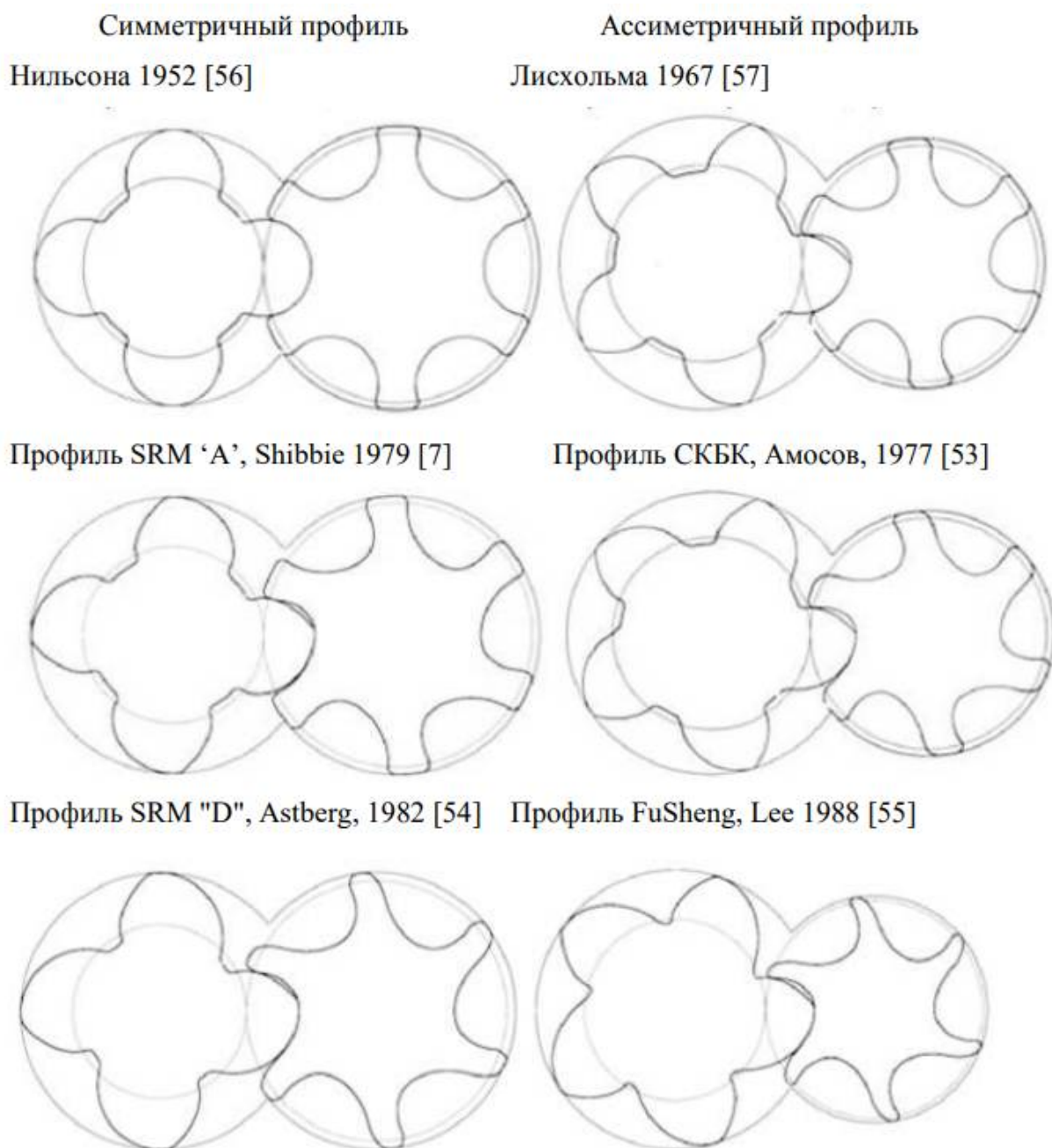


Рис 1. Типы профилей винтовых компрессоров

Из всех типов винтовых компрессоров чаще всего в производстве используются маслозаполненные, в которых подача масла происходит в рабочее пространство.

Перед центробежными и поршневыми компрессорами винтовые имеют ряд преимуществ, увеличивая межремонтный период и повышая надежность и долговечность этих установок:

-Отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов, возвратнопоступательной части;

-Отсутствует трение между ротором и корпусом;

У Винтовых машин в сравнении с центробежными отсутствует помпажная зона, они практически не зависимы от скорости вращения роторов. Также без каких-либо изменений в конструкции винтового компрессора, есть возможность применять холодильные агенты любой молекулярной массы [1].

К основному конструктивному недостатку можно отнести: развитую систему смазки, состоящая из громоздкой системы маслоотделения, приводящая в росту трудоемкости и увеличению стоимости изготовления, росту массы и увеличению габаритов компоновки компрессора.

Также следует сказать, что при малых производительных мощностях поршневые компрессора имеют преимущество над винтовыми, однако по массогабаритным характеристикам уступают винтовым маслозаполненным компрессорам.

По герметичному исполнению в настоящее время все винтовые маслозаполненные компрессора могут иметь сальниковые, полугерметичные и герметичные исполнения в зависимости от используемого рабочего вещества.

Следует сказать, что наиболее высокий энергетический КПД в сравнении с другими исполнениями имеют сальниковые ВКМ, ввиду того что у них на всасывании отсутствует перегрев. [20].

### **Обзор современных производителей винтовых компрессорных установок**

В последние годы наблюдается тенденция расширения области применения винтовых компрессорных установок.

в состав американской компании «Johnson Controls» вошли такие производители как «Frick», «YORK» и «Sabroe» [23].

Увеличение выпуска продукции винтовых компрессоров и расширение номенклатуры производства осуществила голландская фирма «GEA Refrigeration Technologies», производящая компрессоры под маркой «Grasso»;

Также ведущими производителями винтовых компрессорных машин являются компании: «Howden» (США) [24], «Mayekawa Manufacturing Company» («Mysom», Япония) [25], «Svenska Rotor Maskiner AB» («SRM», Швеция) [26], «Fu Sheng Precision Co» (Тайвань) [27], «Carlyle» (США) [28], «Frascold» (Италия) [29], «Hitachi» (Япония) [30], «Bitzer» (Германия) [31], «Refcomp SPA» (Италия) [32], «Trane» (США) [33], «Hanbell Precise Machinery» (Тайвань) [34], а «Emerson» выпускающий под маркой «Copeland» (США) [35]. Компании изготовители одновинтовых компрессоров: «Daikin Industries» (Япония) [36], «Mitsubishi Electric» [37], «Mc-Quay» (Daikin) [38], «J&E Hall» («Daikin») [39] и «Vilter (Emerson)» [40].

В настоящее время для работы в высокотемпературном, среднетемпературном и низкотемпературном режимах выпускают винтовые двухроторные компрессоры с широким диапазоном внешних диаметров роторов:  $D_1$  от 80 до 510 мм; отношения профильной части роторов к диаметру ведущего винта: от 0,9 до 1,8; геометрической степени сжатия от 2,6 до 5,0.

Разработка новых профилей винтов и совершенствование технологий изготовления винтов – одни из приоритетных направлений движения крупных производителей винтовых компрессоров на мировом рынке.

Самым распространенным и простым профилем винтов в нашей стране является профиль с четырьмя зубьями на ведущем роторе и шестью на ведомом.

### **Основные направления развития винтовых компрессоров**

Винтовые компрессорные установки экономически выгодны в многих областях применения, одной из которых является нефтегазовая промышленность.

Широкое применение получили одноступенчатые, двухступенчатые и каскадные установки с использованием винтовых маслозаполненных компрессоров при работе на различных рабочих веществах.

Из-за высокой точности изготовления винтов обеспечивается стабильность основных характеристик ВКМ – один из главных факторов, влияющий на экономичность работы ВКМ. Также точность изготовления показывает какой запас повышения экономичности еще может быть достигнут, путем доводки технологии изготовления деталей ВКМ до минимально безопасных зазоров.

Расход энергии на единицу производительности – еще один существенный минус ВКМ. В то же время, если правильно оценить эффективность применения ВКМ при помощи технико-экономического расчет, сделанного в комплексе, который будет учитывать количество и качество денежных и трудовых затрат на изготовление и последующую эксплуатацию ВКМ, по опыту предыдущих лет, была зафиксирована их успешная эксплуатация. ВКМ имеют превосходство над большинством других типов компрессоров.

Для оценивания учитываются не только энерго- и массогабаритные показатели, но и эксплуатационные, состоящие из: надежности, долговечности, расхода масла, возможности эксплуатации автоматизированно и через удаленное управление.

Винтовой компрессор при работе на низких давлениях показывает высокие показатели экономичности, ввиду малых значений чисел Рейнольдса.

Поэтому актуальна задача по разработке практичных и долговечных уплотнений валов для сальниковых ВКМ.

Другое направление в повышении эффективности установок с винтовым компрессором – разрабатывать и совершенствовать конструкцию компрессора, а также его рабочего процесса.

Основными недостатками существующих конструкций являются:

– достижение депрессии со стороны нагнетания уровня, при котором увеличивается окно нагнетания, тем самым уменьшается геометрическая степень сжатия, приводящая к увеличению работы сжатия, в виду несоответствий давления внутреннего сжатия и давления нагнетания

– Увеличение перепада давлений между соседними парами полостей, в виду большого углового шага, особенно у ведущего винта. Происходит возрастание встречного потока газа через осевую негерметичность, а также возможно образование перетечек газа через гребни зубьев. Поступление жидкости в полость или процесс подачи более холодного пара происходят во время роста перепада давления и недостаточном по интенсивности распыления жидкости. Впрыск жидкости в полость или подача более холодного пара происходят при значительном росте перепада давлений и недостаточно интенсивном распылении жидкости.

– Неодновременное сжатие в полостях винтовой пары с разной интенсивностью, приводящее к образованию встречных течений газа внутри самой парной плоскости, и, как следствие, вихреобразованию нарастающей интенсивности.

– Увеличение колебаний крутящего момента, возникает из-за значительного перепада давлений, что способствует росту шума.

– Возникновение увеличения депрессии со стороны всасывания, способствующих образованию вихрей и дополнительного подогрева, всасываемого пара вследствие ударов потока пара в торцы зубьев винтов.

Недостатки, указанные выше, возникают из-за конструктивных параметров винтов и относятся к ВКМ, имеющим малое количество зубьев, малое передаточное отношение и небольшой угол наклона зубьев роторов. Из-за применения таких конструктивных параметров снижается объемный коэффициент подачи компрессора и повышается уровень шума.

Невзирая на то, что показатели шума и вибрации у винтовых машин ниже чем у поршневых, существует актуальность задачи по снижению уровня шума и вибрации.

Снижение шума в компрессоре происходит из-за непрерывной подачи масла в рабочую полость компрессора, поэтому любые снижения по расходу масла или его замены на более вязкую жидкость влечет за собой гарантированный рост уровня шума винтового компрессора.

Также снизить показатель шумности компрессора можно за счет поддержания большого крутящего момента на ведомом роторе, предотвращая его проворачивания при сжатии.

Однако поддержание большого крутящего момента на ведомом роторе может вызвать значительные усилия, и как следствие снижение объемного и механического КПД ВКМ. На снижение показателя шума компрессора может повлиять подача вместо масла хладагента с вязкостью ниже чем у масла. [66].

Определяющим фактором надежности и высокой эффективности винтового компрессора является технология изготовления роторов, а также точность режущих и измерительных инструментов. [2, 53]. Наиболее часто используют нарезку зубьев ротора с помощью дисковой фасонной фрезой. Таким образом насущная задача по снижению себестоимости в изготовлении винтовых компрессоров является прогресс в совершенствовании технологий изготовления роторов. Необходима организация производства таких фрез, с помощью которых возможно создавать необходимые точные винтовые поверхности по их математической модели. [62-64].

### **Особенности построения рабочих органов винтовых маслозаполненных компрессоров**

Винтовые компрессоры также, как и поршневые относятся к классу машин по объемному принципу действия, в которых при уменьшении объема происходит увеличение давления.

В процессе сжатия рабочего вещества в винтовом компрессоре образуемые между зубьями винтов впадины выполняют функции цилиндров и называются парными полостями. Полости ограничены стенками корпуса.

Для установки роторов в корпус делают цилиндрические расточки стенок корпуса. Зубья роторов выполняют роль поршней.

В качестве рабочих органов выступают ведущий и ведомый роторы, с нанесенной нарезкой специального винтообразного профиля. Также рабочими органами являются окна всасывания и нагнетания и внутренние поверхности корпуса компрессора.

Совокупность корпуса и роторов винтового компрессора при отсутствии зазоров образует изолированные объёмы (или полости), которые препятствуют массообмену.

Образование изолированных друг от друга полостей вследствие зацепления винтов – признак герметичного зацепления, которое в свою очередь зависит от профилей зубьев винтов и их особенностей [11].

Все профили роторов винтовых компрессоров, которые применяются в винтовых компрессорных установках делятся на две основные группы по профилю зуба – симметричный и асимметричный.

Наиболее распространенными стали следующие типы профилей:

- «Симметричные циклоидальные профили», полученные с помощью набора кривых, представляющих собой обычные, удлиненные или укороченные эпициклоиды и гипоциклоиды.

- Асимметричный профиль зуба СКБК [53].

- Асимметричный профиль зуба, предложенный Лисхольмом [57, 84].

- Эллиптический профиль зуба, предложенные Сакуном И.А. [11].

- Окружный профиль зуба, предложенные Нильсоном [56, 85].

- Асимметричный профиль зуба, предложенной фирмой SRM [7, 54].

- Другие профили специфической формы, построенные из отдельных дуговых сегментов, циклоидальных и других кривых.

Окружный и эллиптический профили относятся в симметричным. Недостаток компрессоров с симметричными профилями – небольшое давление нагнетания, обусловленное ограничением частоты вращения ротора.



Роторы ВКМ с ассиметричным профилем при той же частоте позволяют развивать большую степень сжатия и как следствие достигать большего КПД.

Множество вопросов касательно совершенствования профилей винтов могут решаться после того как будет найден и утвержден оптимальный профиль винтов из целого ряда однотипных профилей или комбинации профилей из различных типов. Для этого существуют различные рекомендации, документация, по сравнительной оценке, различных типов профилей, документация по рекомендациям улучшения параметров геометрии, документация с методиками расчетов винтов и прочих компонентов ВКМ. Все это способствует к существенному ускорению проектирования винтовых компрессоров, ввиду того что коэффициентные параметры, КПД, мощность привода разрабатываемых машин часто не определяются, а задаются по результатам экспериментальных испытаний машин с аналогичными характеристиками.

На данный момент в достаточной мере проведены исследования по симметричным циклоидальным профилям, полученных с помощью кривых типа эпициклоид и гипоциклоид, окружных, эллиптических и целого семейства различных видов ассиметричных профилей.

В разработку ассиметричных профилей входит составление профилей из уже известных с совмещением отдельных дуговых сегментов, применения кривых, рассчитанных по формулам.

### **Классификация щелей, образуемых в рабочем пространстве винтового маслозаполненного компрессора**

Протечки, возникаемые в винтовых маслозаполненных компрессорах, как и в остальных агрегатах объемного принципа действия классифицируют на внешние и внутренние.

Если протечка рабочего вещества происходит через сальниковые уплотнения вала ротора или происходит подсос атмосферного воздуха, то

такие протечки называются внешними. Протечки, образуемые через зазоры между деталями в рабочей зоне ВКМ в сторону всасывания со стороны нагнетания, то такие протечки называются внутренними, а зазоры именуется щелями. Внутренние протечки делятся на два вида:

1) Утечки – протечки рабочего вещества во время всасывания влияют на значение коэффициента подачи и в меньшей степени на значение коэффициента эффективного КПД и мощности двигателя. Из-за заполнения полости рабочим веществом происходит уменьшение объема вновь всасываемого рабочего вещества. При этом изменяется температура пара рабочего вещества, становится более высокой чем у вновь всасываемого пара, приводящая к понижению показателя плотности газовой смеси в целом, находящейся на всасывании. Как следствие происходит снова уменьшение массы вновь всасываемого рабочего вещества. [46]

2) Перетечки – протечки, возникаемые в процессе сжатия, влияют на значение эффективного КПД и мощности двигателя, но незначительно на значение коэффициента подачи. Перетечки возникают в полостях, изолированных от камеры всасывания. Из-за перетечек увеличивается утечка пара рабочего вещества, меняется масса пара, который находится в изолированной полости.

В винтовых маслозаполненных компрессорах уплотняющие кромки линий контакта винтов выполняют роль внутренних уплотнителей. Также эту роль выполняют части винтов, охватываемые корпусом, в плоскости – по гребням зубьев и по торцу. Уплотняющие кромки классифицируются по типу щелей, образуемых вместе с соответствующей поверхностью.

Щели, относящиеся к первому типу (рис. 2) находятся между плавно сходящимися и затем расходящимися стенками. Значения кривизны стенок может быть одинаковых или разных знаков, значения радиусов – близких по абсолютному размеру или значительно различающихся. К такому типу щелей относятся:

- щели по линиям контакта;

- для двустороннего профиля характерны щели, показанные на рисунке (2.1, а и б);
- для окружного симметричного профиля – на рисунке (2.1, в);
- щель на рисунке (2.1, г), характерна для винтов с любым профилем;
- щель между вершиной зуба ведущего винта с симметричным профилем и корпусом (рис. 2.1, а).

Щели, относящиеся ко второму типу, имеют излом одной стенки как под острым, так и под тупым углом. Щель находится между острием и поверхностью или между поверхностью и узкой полоской. К этому типу щелей относятся:

1. щели по линиям контакта; для одностороннего асимметричного скорректированного профиля характерна щель, показанная на рисунке (2.1, ж и з);
2. щель между вершиной зуба ведущего винта с асимметричным профилем и корпусом (рис. 2.1, е).

Щели, относящиеся к третьему типу, находятся между эквидистантными стенками при большом пути дросселирования. К этому типу можно отнести щели, образующиеся между корпусом компрессора и торцами винтов, между корпусом и вершиной зуба ведущего винта.

Из-за каждого типа щелей происходят свои потери давления как на входе, так и на выходе, каждый тип щелей имеет свое сопротивление.

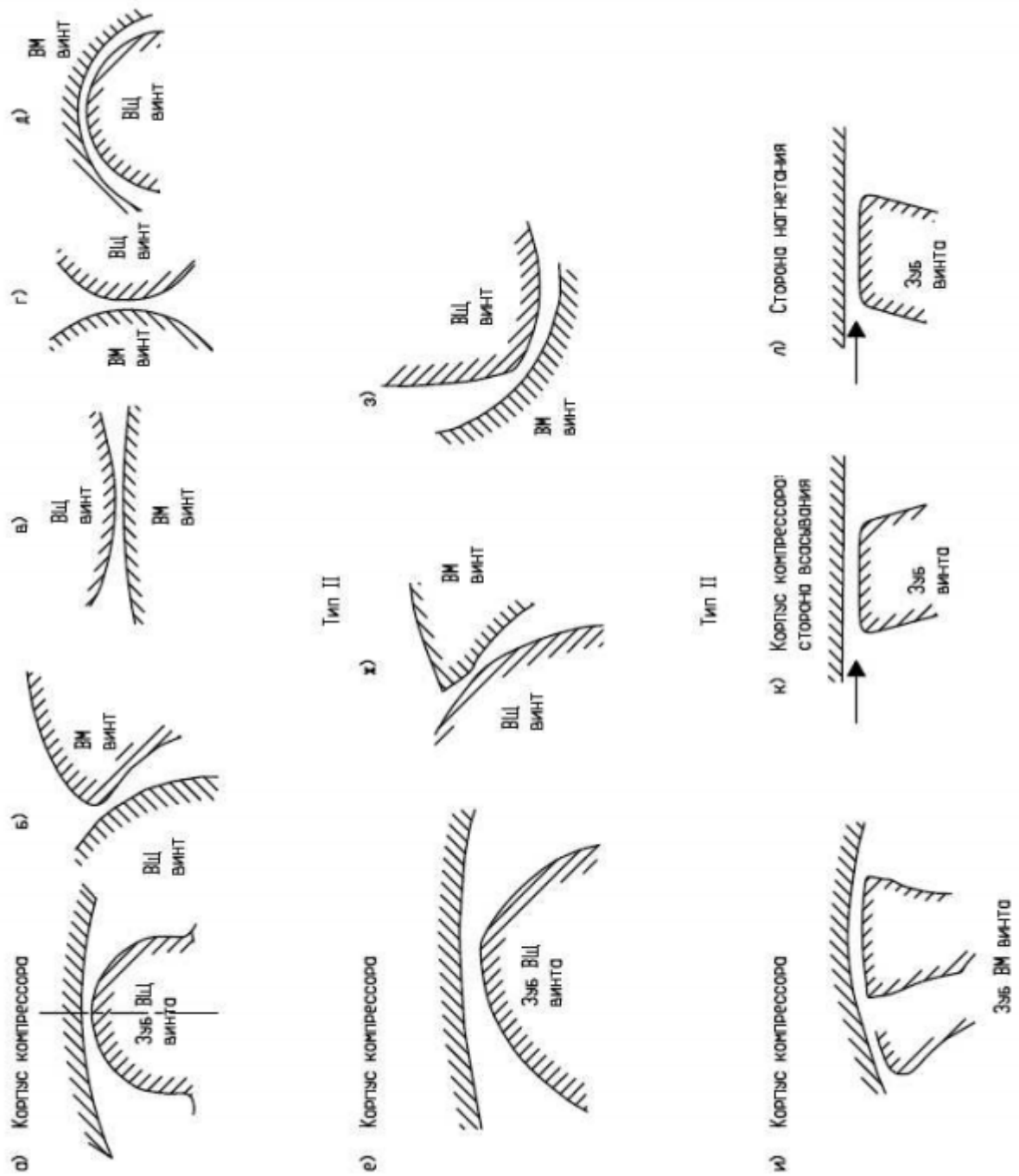


Рис. 2. Классификация щелей

## **Глава 2. Проектирование двухступенчатого передвижного маслозаполненного винтового компрессора**

Для выполнения ремонтно-восстановительных и восстановительных работ на технологических трубопроводах в качестве компрессорной установки предлагается рассмотреть передвижную двухступенчатую винтовую компрессорную установку.

Передвижная двухступенчатая винтовая компрессорная установка состоит из двух ступеней винтовых компрессоров, предназначенных для сжатия воздуха и подачи его с необходимыми параметрами в технологический трубопровод. Проектом предусмотрена работа двух компрессоров параллельно.

### **Состав передвижной двухступенчатой компрессорной установки.**

Данная компрессорная установка монтируется на четырехколесное шасси и присоединяется прицепным креплением к кузову автомобиля.

Две ступени, состоящие из винтовых компрессоров, работают параллельно от одного трёхфазного короткозамкнутого асинхронного электродвигателя во взрывозащищенном исполнении, отечественного производства фирмы «АИР» через червячный редуктор с двумя выходными валами производства фирмы TRAMEC серии VSF.2USC. Валы компрессора и электродвигателя соединяются между собой с помощью соединительной муфты фланцевого типа. Соединительная муфта для безопасности ограждена защитным кожухом, который в свою очередь закреплен резиновым кольцом на хомуты.

Для охлаждения рабочего агента предусмотрены два воздушных теплообменника. Отдельно от корпусов ступеней компрессорной установки расположены масляные фильтры с масляным насосом. Подготовленный для нужных параметров рабочий агент поступает в воздушный ресивер.

Компрессор, электродвигатель и вспомогательное оборудование установки располагаются на ровной поверхности четырехколесного шасси,

благодаря чему не допускается неравномерная осадка, приводящая к нарушению центрирования оборудования.

Компрессорная установка предназначена для работы на улице, в «полевых» условиях с температурой воздуха не ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ , в режиме непрерывной круглосуточной работы.

Все электрооборудование компрессорной установки имеет взрыво- и пожаробезопасное исполнение.

Таблица №1 Перечень дополнительного оборудования в составе компрессорной установки.

Наименование оборудования	Кол-во, шт.	Фирма/Марка	Характеристика
Электродвигатель	1	AIP 180 S2	230кВт / 2440об/мин
Редуктор	1	TRAMEC	2900 Н*м
Теплообменник воздушный	2	Renner-Kompressoren/Ultrafilter	1650 м <sup>3</sup> /ч
Фильтр масляный	2	KRAFTMANN	
Насос масляный	1	KRAFTMANN	
Маслобак	1	BOGE	6.6 л
Ресивер	1	PK3 P100	100л / 20 бар

### **Описание компрессорного агрегата.**

Каждая из ступеней представлена в виде винтового компрессора, состоящего из следующих основных деталей: корпуса компрессора, винтовой пары роторов, подшипников, уплотнений.

Винтовая пара представлена в виде цилиндрических косозубых крупномодульных шестерен с зубьями эллиптического профиля с четырьмя зубьями на ведущем роторе и шестью на ведомом.

При совершении вращательного движения винтов, очерчивающих цилиндрические поверхности, вершины зубьев теоретически должны создавать с корпусом беззазорное сопряжение.

При совершении вращательного движения винтов между ними допускается небольшие зазоры, неопасные для вращения винтов.

В данной компрессорная установка, маслозаполненная, к ней обеспечен подвод масла через герметичное отверстие в корпусе. Масло подается к насаженным на валы подшипникам и к винтам.

В каждой ступени компрессорной установки применены подшипники качения. В данном случае радиальные нагрузки воспринимаются радиально-упорными шариковыми подшипниками, а осевые нагрузки – сдвоенными роликовыми.

В данной винтовой машине отсутствуют клапаны или какие-либо прочие распределительные органы.

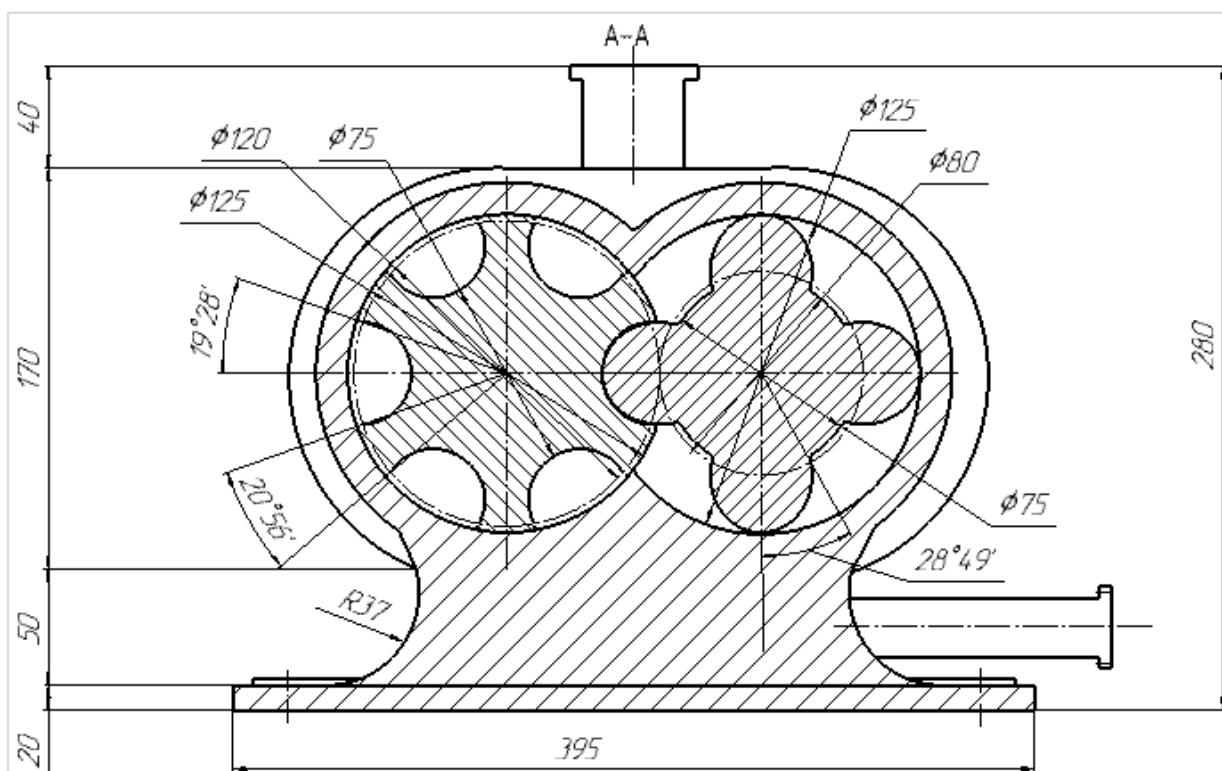


Рис.3 Поперечный разрез винтового компрессора 1 ступени.





Продолжение таблицы 2.

2	Ведомый винт
3	Корпус
4	Вал ведущий
5	Вал ведомый
6	Малый корпус
7	Хомут
8	Резиновое кольцо
9	Защитный кожух
10	Штифт
11	Сдвоенный роликовый подшипник
12	Шариковый подшипник
13	Торцевые уплотнения

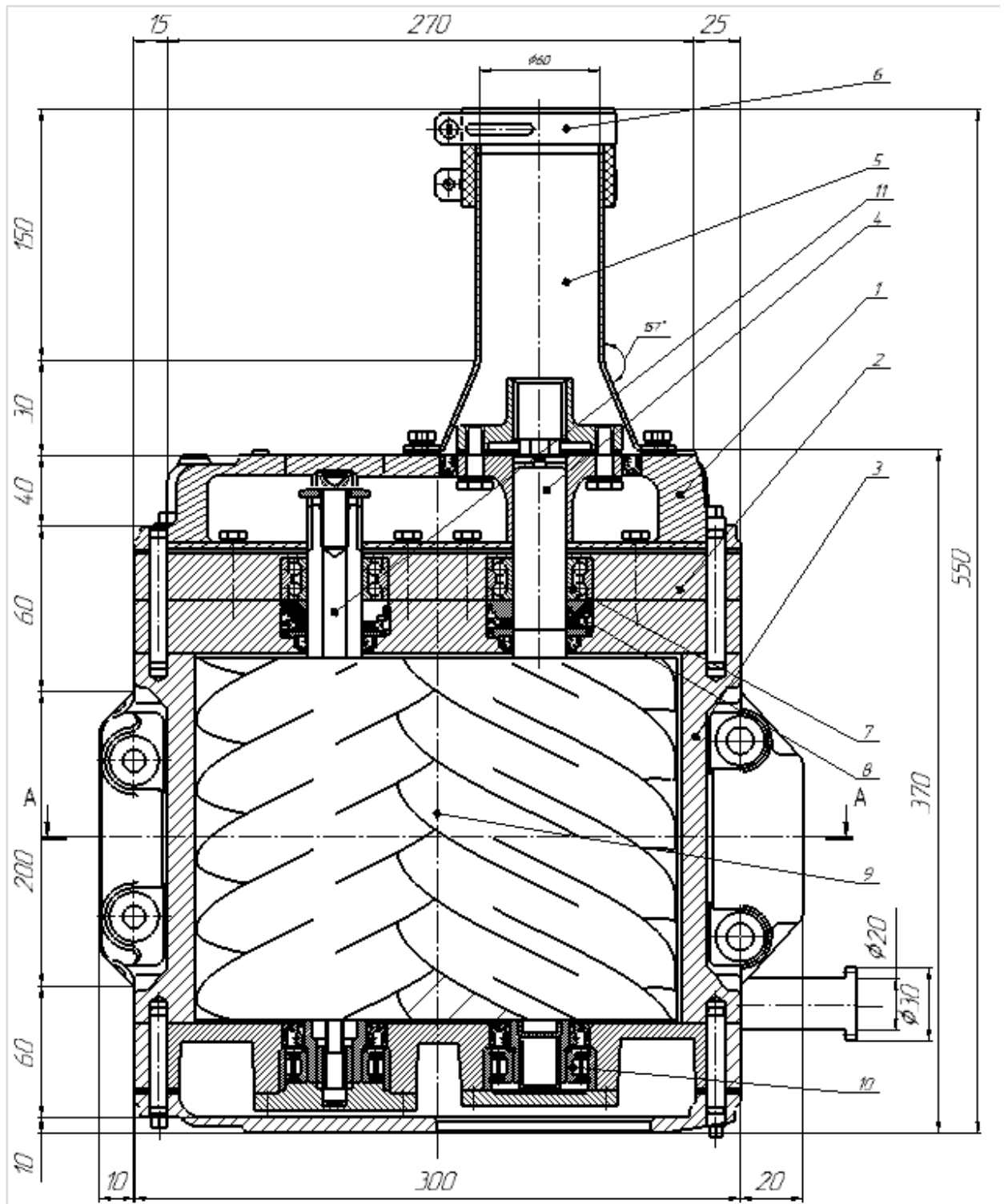


Рис.5 Продольный разрез винтового компрессора 2 ступени.

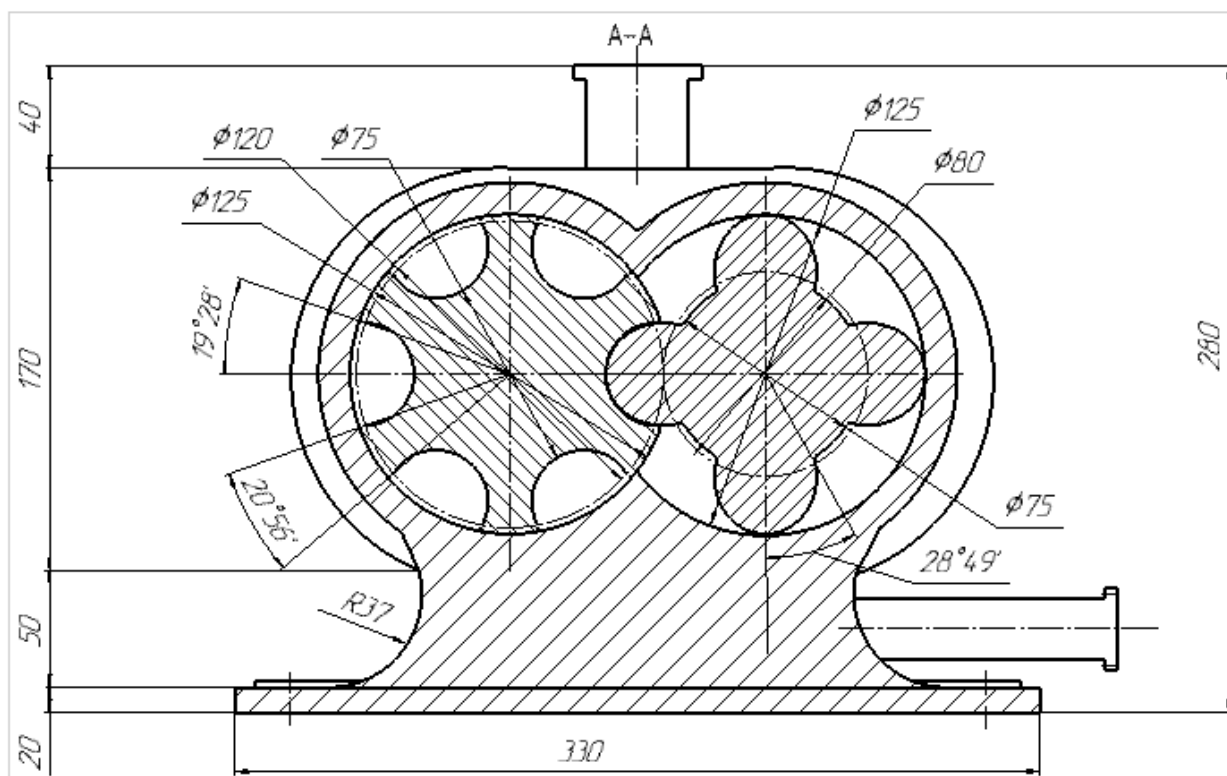


Рис.6 Поперечный разрез винтового компрессора 2 ступени.

### Рабочий процесс компрессорной установки.

На начальном этапе воздух, предварительно проходя через воздушный фильтр поступает через окно всасывания винтового компрессора первой ступени на винтовую пару. При совершении вращательного движения винтов со стороны выхода зубьев из зацепления начинают образоваться впадины между зубьями. При полностью освободившихся на противоположном торце винта от зубьев, полости будут иметь максимальной величины объем. По мере прохождения зуба ведомого винта во впадину ведущего, занимаемого воздухом, его объем уменьшается, происходит процесс интенсивного сжатия в парной области. Процесс сжатия происходит до тех пор, пока данная парная область не подойдет к кромке окна нагнетания. Далее происходит процесс выталкивания воздуха через окно нагнетая, сжатый воздух выходит из первой ступени компрессорной установки и попадает в промежуточный теплообменник. Там воздух охлаждается до определенной температуры и поступает через окно всасывания во вторую ступень винтовой компрессорной установки. После процесса сжатия во второй ступени,

сжатый воздух поступает в маслобак, где происходит его отделение от капель масла, вышедшие вместе с воздухом во время процессов сжатия. Масло, ввиду своей большей массы и плотности стекает на дно маслобака, затем с помощью системы трубчатых соединений поступает в масляные фильтры и через масляный насос подается обратно к ступеням компрессорной установки. Очищенный от масла воздух проходит во второй теплообменник, где охлаждается до заданной температуры, и поступает в воздушный ресивер для накопления. Далее сжатый воздух переходит в распоряжение для технологических нужд.

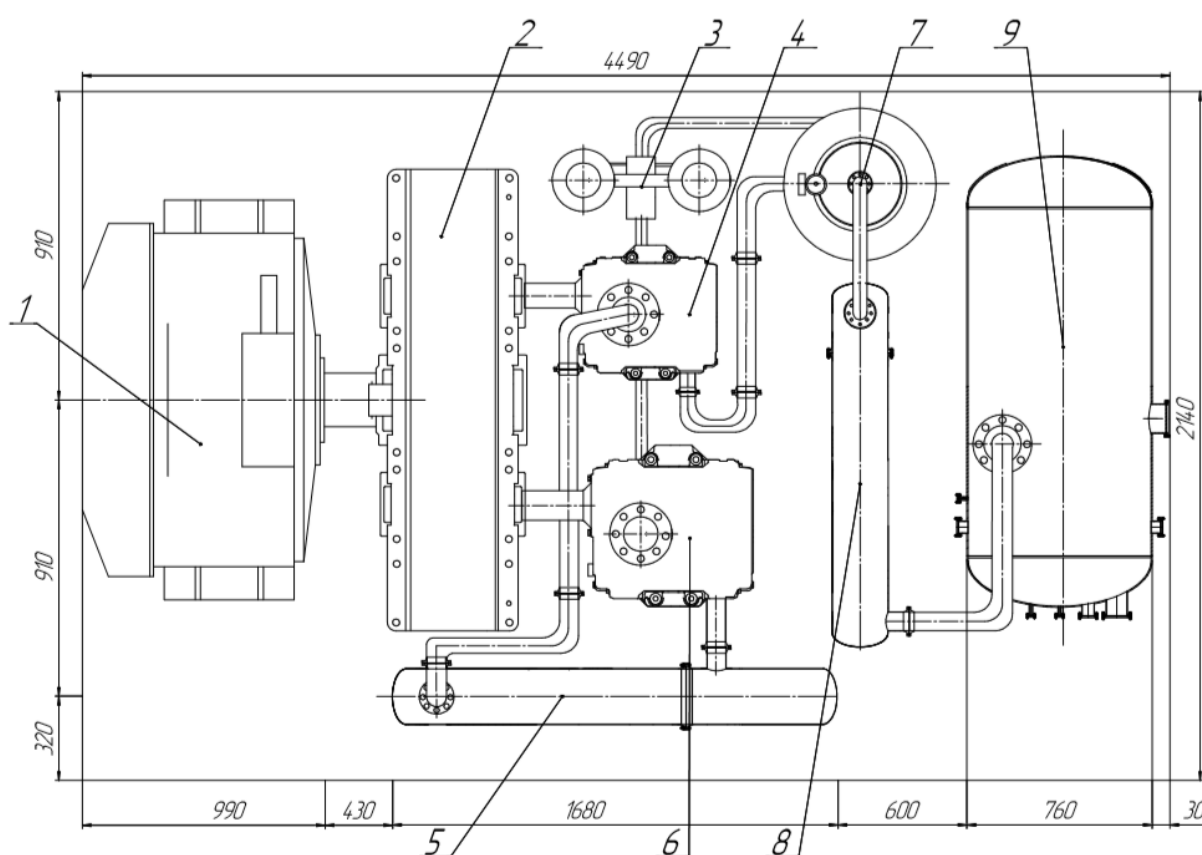


Рис. 5 Компоновочная схема передвижной винтовой компрессорной установки

Таблица 3. Спецификация элементов компоновки передвижной винтовой компрессорной установки

Номер	Обозначение
1	Электродвигатель

Продолжение таблицы 3

2	Редуктор
3	Масляный насос с фильтрами
4	Винтовой компрессор 2 ступени
5	Промежуточный теплообменник
6	Винтовой компрессор 1 ступени
7	Маслобак
8	Теплообменник после второй ступени
9	Воздушный ресивер

### Расчетная часть.

Таблица №4. Исходные данные для расчета.

№п/п	Параметр		Величина
1.	Сжимаемый газ	-	Воздух
2.	Производительность, отнесенная к условиям всасывания	м <sup>3</sup> /мин	23,5
3.	Давление газа на входе	МПа	0,1
4.	Давление газа на нагнетания	МПа	1,7
5.	Температура масла	°С	23

Для обеспечения требуемого на выходе давления нагнетания потребуется винтовой маслозаполненная компрессорная установка, состоящая из двух ступеней винтовых компрессоров. Для обозначения номеров ступеней обозначим индексом 1 – первую ступень, 2 – вторую ступень.

Профиль зубьев винтов примем симметричный, эллиптический. Число зубьев на обеих ступенях приминаем в соотношении 4/6. К корпусам компрессоров первой и второй ступеней будут подвод масла. Между первой

и второй ступенями, а также после второй ступени предусматриваем установку холодильников.

Уточняем исходные расчетные параметры.

1. Необходимая производительность ВКМ  $V_e = 23,5$  м<sup>3</sup>/мин.
2. Параметры воздуха до окна всасывания  $P_0 = 0,1$  МПа;  $T_0 = 283$  К.
3. Число зубьев на обеих ступенях по схеме 4/6.

Тогда принимаем  $i_{12} = 1,5$ ;  $i_{21} = 2/3$ ; наружные диаметры ведущего и ведомого винтов одной ступени одинаковы.

4. Относительная длина винтов  $l_1 = 1,35$ ;  $l_2 = 1,0$ .
5. Окружная скорость на внешней окружности ведущих винтов

$$U_1 = 120 \div 140 \text{ м/сек.}$$

6. Коэффициент подачи  $\eta_{v1} = 0,95$ ;  $\eta_{v2} = 0,92$ .

7. Рассчитаем теоретическую производительность первой ступени, отнесенной к условиям всасывания:

$$V_T^1 = \frac{V_B^1}{\eta_v^1} = \frac{V_B (1 + \beta_{np})}{\eta_v^1} = \frac{23,5(1 + 0,015)}{0,95} = 25,11 \text{ м}^3 / \text{мин},$$

Где  $\beta_{np} = 1,5$  % является коэффициентом протечек через уплотнения валов (принят с последующим обоснованием при проектировании уплотнений).

8. Определение предварительного диаметра внешней окружности (головок) для ведущего винта первой ступени.

$$d_1 = \frac{60 m_1 u_1 W_o}{\pi \cdot Q_T}$$

где  $f$  – площадь проходного сечения щели;

$d_{ШВ} = 0,08 м$  – диаметр шейки вала,

$\delta_r = 0,001 \cdot D = 0,001 \cdot 0,125 = 0,000125 м$ .

Для узкой  $\left(\frac{\delta_r}{d_{ШВ}} \leq 0,1\right)$  и длинной  $\left(\frac{b}{\delta_r} \geq 10\right)$  щели течение масла

ламинарного режима характерен при  $Re \leq 500$

$$Re = \frac{2 \cdot \bar{m}_M}{\nu \cdot \rho_M \cdot \pi \cdot d_{ШВ}} \leq 500,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости.

Определим коэффициент расхода

$$\alpha = C \cdot \sqrt{Re}.$$

При  $\left(\frac{b}{\delta_r} \geq 120\right)$  можно воспользоваться зависимостью  $C = \frac{0,144}{\sqrt{b/\delta_r}}$ .

Значение плотности масла равно  $\rho_M = 930$  кг/м<sup>3</sup>, значение коэффициента кинематической вязкости равно  $\nu = 17$  мм<sup>2</sup>/с.

Результаты расчета массового расхода масла  $\bar{m}'(\bar{m}'')$  выполнены в виде таблиц 5 и 6.

Таблица 5. Результаты расчета массового расхода для 1 ступени

$\alpha$	$\bar{m}'$	Re	C	$\alpha'$	$\Delta m$
0,02	0,000345	0,693676	0,0114	0,020138	
0,01128	0,000271	0,402602	0,0114	0,017207	-0,966
0,00727	0,000134	0,255972	0,0114	0,011580	-0,601
0,00680	0,000115	0,199463	0,0114	0,009554	-0,385
0,00584	0,000092	0,165737	0,0114	0,006322	-0,189

0,00553	0,000091	0,158836	0,0114	0,006229	-0,053
---------	----------	----------	--------	----------	--------

Продолжение таблицы 5

0,00545	0,000090	0,155494	0,0114	0,005684	-0,031
0,005139	0,000087	0,153850	0,0114	0,005356	-0,021

Получили, что значение массового расхода масла в уплотняемую полость при  $\alpha = 0,005139$  равен  $m' = 0,0872 \cdot 10^{-3}$  кг/сек.

Таблица 6. Результаты расчета массового расхода для 1 ступени

$\alpha$	$\bar{m}''$	Re	C	$\alpha''$	$\Delta G$
0,02	0,002221	1,932640	0,0114	0,018275	
0,019235	0,001924	1,765909	0,0114	0,017469	-0,094
0,018451	0,001089	1,688018	0,0114	0,017079	-0,046
0,018173	0,000977	1,650370	0,013	0,016887	-0,023
0,017867	0,000956	1,631862	0,013	0,016792	-0,011
0,016992	0,000951	1,622686	0,013	0,016745	-0,006

Таким образом, значение массового расхода масла в полость с атмосферным давлением при  $\alpha = 0,016992$  равен  $m'' = 0,951 \cdot 10^{-3}$  кг/сек.

Определим значение общего расход масла на уплотнениях

$$m_{M.УПЛ} = 1,0382 \cdot 10^{-3} \text{ кг/сек.}$$

Уточним основные параметры: для всех щелей минимальная величина среднего рабочего зазора  $\delta = 0,04$  мм.

Щель №1.

Примем значение давления газа в полости высокого давления:

$$p_I = 0,129 \text{ МПа.}$$



Проверяем показатель истинности расчёта

$$m_1 = \frac{(0,3245 - 0,3671) \cdot 10^{-3}}{0,3671 \cdot 10^{-3}} = -0,116.$$

В виду того, что значение  $\Delta m_1$  меньше необходимого интервала значений, проводим дополнительный итерационный расчет, приравнивая  $m_{01} = m_1$ , до выполнения условия.

По итогу, достигая  $\Delta m_1 = -0,00121$ , значение расхода газа через щель равно  $m_1 = 0,36665 \cdot 10^{-3}$  кг/с.

Результаты расчетов по остальным щелям выполнены в виде таблицы 8:

Таблица 8. Расчет щелей

№ щели	$m_0$	Re	$\Lambda_1$	m	$\Delta m$
1	0,0003671	2183,6	0,04267	0,0003942	-0,13583
	0,00036667	2023,2	0,04691	0,0003937	-0,00121
2	0,0001083	2592,1	0,04246	0,0000815	-0,17128
	0,0000915	1895,0	0,04723	0,0000810	-0,00591
3	0,0002161	2268,7	0,04232	0,0002044	-0,13587
	0,0002140	2198,8	0,04596	0,0002041	-0,00122
4	0,0005774	5578,0	0,02846	0,0004674	-0,16123
	0,0004871	4236,8	0,03144	0,0004629	-0,00960
5	0,0008982	5385,5	0,02844	0,0007318	-0,13739
	0,0007816	4469,6	0,03092	0,0007274	-0,00602
6	0,0003708	5095,3	0,02851	0,0003128	-0,08143

	0,0003431	4944,0	0,02991	0,0003126	-0,00059
--	-----------	--------	---------	-----------	----------

Продолжение таблицы 8

7	0,0001959	5213,9	0,02864	0,0001384	-0,11370
	0,0001781	4632,8	0,03066	0,0001380	-0,00321
8	0,0006508	5371,9	0,02845	0,0005884	-0,08138
	0,0005986	4695,6	0,02985	0,0005881	-0,00059
9	0,0002312	5235,7	0,02857	0,0001189	-0,43754
	0,0001387	2915,3	0,03957	0,0001087	-0,08588
10	0,0001761	6187,5	0,02861	0,0000759	-0,56887
	0,0000959	2311,6	0,04606	0,0000634	-0,16513
	0,0000831	1944,6	0,05101	0,0000608	-0,04042
	0,0000802	1661,0	0,05222	0,0000603	-0,00950
11	0,0001927	6118,1	0,02864	0,0000624	-0,59122
	0,0000924	2291,8	0,04752	0,0000511	-0,18047
	0,0000611	1814,8	0,05319	0,0000488	-0,04591
	0,0000582	1735,6	0,05462	0,0000482	-0,01116

Определим значения суммарных притечек газа во всасывающую парную полость:

$$\bar{m}_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^{i=11} m_{\text{ПР}i},$$

где  $i$ -номер рассматриваемой щели.

Таблица 10. Результаты расчета массового расхода для 2 ступени

$\alpha$	$\bar{m}'$	Re	C	$\alpha'$	$\Delta m$
0.042373	0.0730932	1.469652542	0,0114	0.042665254	
0.023898	0.0574153	0.852970339	0,0114	0.036455508	-0.016
0.015403	0.0283898	0.542313559	0,0114	0.024533898	-0.029
0.014407	0.0243644	0.422591102	0,0114	0.020241525	-0,007
0.012373	0.00194915	0.351137712	0,0114	0.013394068	-0,00049
0.011716	0.00192797	0.336516949	0,0114	0.013197034	-0,000021
0.011547	0.000190678	0.329436441	0,0114	0.012042373	0,000012
0.010888	0.000184322	0.32595339	0,0114	0.011347458	0,000006

Получаем, что величина массового расхода масла в уплотняемую полость при  $\alpha = 0.010888$  равна  $m' = 0,184 \cdot 10^{-3}$  кг/сек.

Следовательно, значение массового расхода масла в полость с давлением 2 ступени при  $\alpha = 0,015942$  равен  $m'' = 1,117 \cdot 10^{-3}$  кг/сек.

Тогда величина общего расхода масла на уплотнениях равна

$$m_{M.УПЛ} = 1,095 \cdot 10^{-3} \text{ кг/сек.}$$

Уточним основные параметры:

Для всех щелей минимальную величину среднего рабочего зазора принимают  $\delta = 0,04$  мм.

Щель №1.

Величина давления газа в полости высокого давления:

$$p_I = 0,472 \text{ МПа.}$$

Величина температуры газа в полости высокого давления:

3	3-4	Шн	0,474	303,2	3,96	23.05	17.31	0,04	0.41
---	-----	----	-------	-------	------	-------	-------	------	------

Продолжение таблицы 11.

4	1-5	Шн	1,72	363,8	3,71	23.75	17.37	0,04	2.23
5	5-4	Шн	1,72	483	4,78	27.69	20.7	0,04	1.861
6	1-2	Шн	1,72	483	3,12	27.69	20.76	0,04	0.410
7	2-3	Шн	1,72	483	3,17	12.75	9.095	0,04	1.194
8	3-4	Шн	1,72	483	3,54	23.05	17.31	0,04	0.41
9	-	-	1,72	483	3,09	17.75	13.01	0,04	14.70
10	-	-	1,72	483	2,98	15.25	11.37	0,04	34.5
11	-	-	1,72	483	2,45	13.25	10.47	0,04	40.83

Для второй ступени также используем формулу Захаренко для определения массового расхода притечек воздуха:

Величина критического расхода газа через щель

$$\bar{m}_0 = \mu \cdot \delta \cdot l_{\text{ПР}} \cdot p_H \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \frac{1}{R \cdot T_H}},$$

где  $\mu = 0,8$  – коэффициент расхода;

$k = 1,4$  – показатель адиабаты;

$R = 286,9$  кДж/кг·К – газовая постоянная для воздуха.

Вычислим значение числа Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{2 \cdot \bar{m}_0}{\mu_B \cdot (\delta + l_{\text{ПР}})},$$

где  $\mu_B$  – динамическая вязкость газа.

Рассчитаем коэффициент трения газа о стенки:

$$\lambda = 3,6 \cdot \text{Re}^{-0,566}, \text{ при } \text{Re} \geq 1200$$

Таблица 12. Расчет щелей

№ щели	$m_0$	Re	$\Lambda_1$	m	$\Delta m$
1	0.000327	47821.14	0.039683	0.000335	-1.5213
	0.000326	4683.03	0.043626	0.000335	-0.00131
2	9.64E-05	2980.915	0.039488	6.93E-05	-1.91834
	8.14E-05	2179.25	0.043924	6.89E-05	-0.00662
3	0.000192	2609.005	0.039358	0.000174	-0.15217
	0.00019	2528.62	0.042743	0.000173	-0.00137
4	0.000514	6414.7	0.026468	0.000397	-0.18058
	0.000434	4872.32	0.029239	0.000393	-0.01075
5	0.000799	6193.325	0.026449	0.000622	-0.15388
	0.000696	5140.04	0.028756	0.000618	-0.00674
6	0.0033	5853.845	0.026514	0.000266	-0.0912
	0.000305	5685.6	0.027816	0.000266	-0.00066
7	0.000174	5995.985	0.026635	0.000118	-0.12734
	0.000159	5327.72	0.028514	0.000117	-0.0036
8	0.000579	6177.685	0.026459	0.0005	-0.09115
	0.000533	5399.94	0.027761	0.0005	-0.00066
9	0.000206	6021.055	0.02657	0.000101	-0.49004
	0.000123	3352.595	0.0368	9.24E-05	-0.09619
	9.67E-05	2816.465	0.038725	9.1E-05	-0.01688
10	0.000157	7115.625	0.026607	6.45E-05	-0.63706

	8.54E-05	2658.34	0.042836	5.39E-05	-0.18495
	7.4E-05	2236.29	0.047439	5.17E-05	-0.04527

Продолжение таблицы 12

11	0.000172	7035.815	0.026635	5.3E-05	-0.66217
	8.22E-05	2635.57	0,033215	4.34E-05	-0.20213
	5.44E-05	2087.02	0.049467	4.15E-05	-0.05142
	5.18E-05	1995.94	0.050797	4.1E-05	-0.0125

Величина суммарных притечек газа во всасывающую парную полость:

$$\bar{m}_{\text{ПР}} = \sum_{i=1}^{i=11} m_{\text{ПР}i},$$

где  $i$ -номер рассматриваемой щели.

$$\bar{m}_{\text{ПР}} = 4,158 \cdot 10^{-3} \text{ кг/сек.}$$

По данным, рассчитанным выше, определим коэффициент производительности компрессора для второй ступени:

Значение действительного коэффициента производительности определяется по формуле:

$$\lambda = \lambda_{\text{Д}} \cdot \lambda_{\text{Т}} \cdot (1 - v_{\text{ИСП}}) - v_{\text{ПР}} - v_{\text{ВУ}}.$$

При этом используются следующие уравнения:

$$\lambda_{\text{Д}} \cong \lambda'_{\text{Д}}.$$

$$v_{\text{ИСП}} = \frac{k_3}{L \cdot (k_1 + k_2)}.$$

$$v_{\text{ВУ}} = \frac{m_{\text{ВУ}}}{\rho_{\text{ВС}} \cdot V_{\text{Т}} \cdot n'_1},$$

$$v_{\text{ПР}} = \frac{m_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ВС}} \cdot V_{\text{Т}} \cdot n'_1},$$

### **Глава 3. Технико-экономическая эффективность винтовых компрессорных установок.**

Главный технологический эффект от применения передвижных винтовых компрессорных установок во время ремонтно-восстановительных и профилактических работ на технологических трубопроводах будет достигаться в первую очередь за счет сокращения времени простоя трубопровода в отличие от использования компрессоров других типов, в частности передвижных компрессорных установок.

Реальными задачами для использования компрессорной установки в компаниях, транспортирующих углеводороды и их продукты является опрессовка, продувка трубопровода с пропуском очистных устройств.

Под продувкой технологических трубопроводов понимают устранение грунтов, воды и посторонних предметов, оказавшихся во внутритрубном пространстве во время транспортировки углеводородов и проведения ремонтно-восстановительных работ.

На остановленном трубопроводе ремонтируемая его часть отсекается. Так для отсеченной части трубопровода, протяженностью 3,5 км с внутренним диаметром 1000 мм. после окончания ремонтных работ требуется провести продувку с пропуском очистного устройства компрессорной установкой в строго отведенный промежуток время, установленный регламентом.

Рассчитаем объем внутритрубного пространства отсеченного участка трубопровода:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d_{mp}}{2}\right)^2 \cdot l_{уч}$$

Где  $d_{mp}$  – диаметр внутренней стенки трубопровода;

$l_{yc}$  – длина отсеченного участка трубопровода.

$$V = \pi \cdot \left(\frac{d_{mp}}{2}\right)^2 \cdot l_{yc} = 3,14 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 \cdot 2000 = 1570 \text{ м}^3.$$

Продувка проводится под рабочим давлением трубопровода  $P_{раб} = 1,7$  МПа.

Тогда рассчитаем время  $t_p$  за которое спроектированная в данной работе винтовая компрессорная установка заполнит данный объем сжатым воздухом.

Производительность установки на всасывании составляет  $V_e = 23,5$  м<sup>3</sup>/мин, т.е 1410 м<sup>3</sup>/час.

Объемная производительность сжатого воздуха на выходе компрессора составляет:

$$Q_{сж} = \frac{V_e}{P_n} = \frac{1410}{17} = 83 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Тогда:

$$t_p = \frac{V}{Q_{сж}} = \frac{1570}{83} = 18,9 \text{ ч.}$$

Для дальнейших вычислений округлим время заполнения до 19 часов.

В дочерних организациях компании ПАО «Транснефть» для данных технологических работ использовались поршневые компрессорные установки, но с большей производительностью, до 30м<sup>3</sup>/мин. Время работы по заполнению составило около 20 часов. Аппроксимируя эти данные, в виду особенности режима работы и характеристик поршневых компрессоров, в данной ситуации им понадобится времени на 10-15% больше для перекачки того же объема воздуха и с аналогичными параметрами компрессорной



установки. Таким образом время работы поршневой установки будем считать 22 часа.

По экономическим расчетам получаем следующее:

На 1 января 2018 года тарифная ставка по услугам транспортировки нефти ПАО «Транснефть» по северо-западному федеральному округу составляет в среднем 672 рубля за тонну транспортируемой нефти. Годовая перекачка по трубопроводу внутренним диаметром 1000 мм составляет 15 млн. тонн нефти. Переводя на часовой трафик получаем: 1712 тонн/час.

Рассчитаем условную экономическую выгоду компании при замене поршневых компрессорных установок винтовыми при проведении ремонтно-восстановительных и профилактических работ на технологических трубопроводах. Результаты сведем в таблицу.

Таблица 13. Расчет экономических показателей

Показатель	Годы		
	1	2	3
1. Экономия времени простоя трубопровода из-за ремонта в год, ч	12	12	12
2. Производительность перекачки трубопровода, тонн/час.	1712	1712	1712
3. Стоимость перекачки тонны нефти, руб./тыс.м3	672	706	741
4. Экономия от использования винтовых компрессорных установок, тыс. руб.	13 805,568	14 504,064	15 223,104
5. Стоимость винтовой компрессорной установки, тыс. руб	10 000 000	-	-
6. Выручка от экономии, тыс. руб	3 805,568	13 805,568	13 805,568
7. Выручка от экономии по годам, тыс. руб	3 805,568	18 309,632	33 532,736

Исходя из расчетов окупаемость винтовой установки за счет сокращения времени простоя трубопровода составляет 9 месяцев.



## **Заключение**

В настоящее время для безопасного и эффективного проведения ремонтно-восстановительных и профилактических мероприятий существует множество методов проведения работ с использованием различной техники, в том числе и компрессорной. Научно-технический прогресс движется вперед, на смену старым технологиям приходят новые, более точные и надежные. Направление роторных компрессоров, в том числе и винтовых, в наши дни, относительно востребовательное направление. Все больше производственных организаций переходит на данный тип компрессоров, ввиду их надежности, экономичности, ресурсности и высокой эффективности. В данной работе была спроектирована передвижная винтовая двухступенчатая компрессорная установка, предназначенная для работы «в поле», и в сравнении с подобной конкурентоспособной поршневой установкой показывает большую техническую и экономическую эффективность.

### Список литературы

1. Быков А.В., Калнинь И.М., Бежанишвили Э.М. и др. Холодильные компрессоры: Справочник. – М.: Колос, 1992. – 304 с.
2. N. Stosic, I. Smith, A. Kovacevic. Screw Compressors. Mathematical Modelling and Performance Calculation. – Berlin: Springer, 2005. – 144 с.
3. Холодильные машины. Под ред. Л.С. Тимофеевского. – С.-Пб.: Политехника, 2006. – 944 с.
4. Быков А. В., Калнинь И. М., Канышев Г. А., Шнепп В. Б., Шварц А. И., Верный А. Л. Освоение холодильных винтовых компрессоров // Холодильная техника: М., 1974. № 2. с. 8-12
5. Сакун И.А. Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкции. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
6. Быков А. В., Канышев Г. А. Развитие отечественных винтовых холодильных компрессоров, агрегатов и машин // Холодильная техника: М., 1987. № 1. с. 12-17.
7. Калнинь И. М., Шварц А. И., Зискин Г. Д. Холодильная система с винтовым компрессором и двухступенчатым дросселированием хладагента // Холодильная техника: М., 1983. № 4. с. 7-9.
8. Холодильные установки. /Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. / – СПб.: Политехника, 1999. – 576 с.
9. Мозгина В.И., Чернопятова Л.М. Новое в развитии винтовых холодильных компрессоров // Холодильная техника: М., 1976. № 10. с. 58-60.
10. В.Н. Докукин, В.А. Пронин. Стенды для экспериментальных исследований винтовых холодильных маслозаполненных компрессоров // Холодильная техника и технология: Одесса, 2013, вып. 5. - с. 82-87