

Г. С. Баткис, Н. М. Лившиц, В. К. Хайсанов,
В. А. Максимов

ТОРЦОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ключевые слова: торцевое уплотнение, пара трения, винтовой компрессор.

В статье изложена целесообразность применения торцевых масляных уплотнений в винтовых и центробежных компрессорных машинах. Приведены описания материалов пар трения, результаты исследования различных материалов пар трения, конструкции торцевых уплотнений для центробежных и винтовых компрессорных машин.

В результате приведённых опытных конструкторских работ в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» созданы испытательные стенды, отработаны конструкции уплотнений. Уплотнения внедрены в эксплуатацию и имеют значительные сроки наработки. Создан типоразмерный ряд торцевых уплотнений с новыми материалами пар трения.

Key words: end seal, friction couple, screw compressor.

Advantages of the end oil seals application for screw and centrifugal compressor machines have been shown in the article. Description of materials used for making friction couples, results of investigations of various friction couples materials as well as end seals designs for centrifugal and screw compressor machines have been presented.

As a result of experimental design work carried out in JSC “NIIturbocompressor n.a V.B. Shnep”, test facilities have been developed and designs of the seals have been optimized. The seals have been introduced into operation and have considerable operating age by now. Standard size series of end seals with friction couples made of new materials has been created.

Необходимость создания компрессоров большой единичной мощности для магистральных газопроводов, химической и нефтеперерабатывающей промышленности, производства минеральных удобрений, нефедобычи и холодильных установок различного назначения потребовала разработки уплотнений роторов, обладающих высоким ресурсом работы и надежностью, допускающих лишь минимальные протечки уплотняющей среды в газовую полость машины и расход ее через узел уплотнения с целью охлаждения. Оказалось, что в этих случаях предъявленным требованиям в большей степени отвечают торцевые уплотнения. Например, по сравнению с плавающими уплотнениями с гидрозатвором при повышенных давлениях они более экономичны (потребляют меньшую мощность, требуют в 2-3 раза меньшего расхода охлаждающего масла); позволяют почти в 6-20 раз уменьшить протечки масла в сторону газовой полости, что весьма важно для уменьшения безвозвратных потерь масла при уплотнении агрессивных газов, при которых масло не может быть возвращено в бак, а выбрасывается; герметичны как при работе, так и при стоянке компрессоров, т.е. могут использоваться как стоячные уплотнения; удовлетворитель-

но работают при более высоких радиальных вибрациях ротора и сравнительно мало чувствительны к смещению оси ротора относительно корпуса компрессора.

Уплотнения работают как на газообразных, так и на жидким средах. Поэтому потребовалось проведение специальных теоретических и экспериментальных исследований для этих условий работы, на основе которых разработаны конструкции торцовых уплотнений для компрессоров различного назначения и условий работы. Кроме того, в этих уплотнениях использованы новые материалы с высокими антифрикционными свойствами, обладающими большой износостойкостью, которые появились только в последние годы [1].

В любом случае уплотнения должны удовлетворять следующим основным требованиям: 1) обладать максимально возможной герметичностью; 2) иметь необходимый ресурс работы, т.е. износ должен быть минимальным; 3) быть надежными, т.е. в период нормальной работы техническое обслуживание и ремонт должны отсутствовать; 4) потери мощности на трение и тепловыделение должны быть минимальными; 5) размеры должны быть минимальными; 6) быть экономичными и иметь минимальную стоимость.

Поиск компромисса между этими часто противоположными требованиями привел к появлению на практике различных типов и компоновочных систем торцовых уплотнений. Это объясняется тем, что не все требования можно реализовать в одной конструкции. Поэтому при разработке или подборе уплотнения, прежде всего, учитываются эксплуатационные факторы и соотношения между ними. Кроме того, на эффективность работы уплотнения, наряду с геометрическими размерами и схемой компоновки, оказывают влияние следующие факторы:

- а) степень гидравлической разгрузки поверхности трения от осевых сил;
- б) скорость скольжения;
- в) шероховатость и параллельность контактных поверхностей;
- г) температура уплотняемой жидкости и контактных поверхностей, а также ее изменение со временем;
- д) форма уплотняемого зазора, зависящая от силовых и температурных деформаций поверхностей трения в процессе работы;
- е) сочетание материалов пары трения;
- ж) уплотняемая среда, ее смазывающие свойства, теплопроводность, степень загрязнения и химический состав;
- з) режим трения, вибрация, гидравлические удары, перерывы в движении, пуск под нагрузкой, периодическая работа без смазки, нагрев или охлаждение, течение жидкости в направлении от центра кольца или наоборот, радиальное биение, а также другие конструктивные и эксплуатационные факторы, причем решающее значение имеет возможность отвода тепла от поверхности трения.

Именно эти факторы оказывают основное влияние на герметичность, потери мощности на трение, надежность и долговечность уплотнений.

Отличительной характеристикой уплотнений промышленных компрессоров является высокая скорость скольжения в парах трения, достигающих 120 м/с, в сочетании с достаточно высокими уплотняемыми давлениями. При этом общепризнано, что поверхности трения разделены пленкой масла.

Известны несколько теорий, объясняющие механизм возникновения несущей способности масляной пленки:

- 1) биение уплотняемых поверхностей относительно друг друга;
- 2) упругогидродинамическая (УГД) смазка;
- 3) гидродинамическая смазка за счет волнистости поверхностей;

4) кипение жидкости на границе;

5) влияние смазки микронеровностей;

6) кавитация.

Каждый из механизмов подвергался теоретическим исследованиям и ни один из них нельзя признать доминирующим. Следует отметить, что согласно всем теориям, в контакте пар трения существует стойкая масляная пленка. Это подтверждают также многочисленные эксперименты.

В ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» в течение многих лет ведутся экспериментальные исследования и совершенствование конструкций торцовых уплотнений [2].

Испытания уплотнений проводятся на специально разработанном стенде, позволяющем исследовать их в условиях, максимально приближенных к условиям эксплуатации центробежных и винтовых компрессоров. Стенд включает в себя систему автоматической защиты, систему управления, собственно испытуемое уплотнение, маслосистему, регулировочную и контрольно-измерительную аппаратуру.

Привод ротора установки 5 с испытуемым уплотнением 6 (рис.1) осуществляется от электродвигателя постоянного тока 1 мощностью 100 кВт через упруго-пальцевую муфту 2, мультиликатор 3 и зубчатую муфту 4. Частота вращения электродвигателя (n) изменяется от 150 до 3000 об/мин. Передаточное число мультиликатора $i=5$. Регулирование частоты вращения ротора электродвигателя производится реостатом в пределах 750...15000 об/мин. Частота вращения ротора установки контролируется тахометром типа ТЭСА.

Циркуляционная маслосистема стенда (рис.1) состоит из маслобака 14, двух шестеренных насосов 13, винтового насоса высокого давления 8, фильтра 12, вентиля запорного 7, вентиля перепускного 9, трубопровода смазки 10 и сливных трубопроводов 11,15. Масло подается в трубопровод смазки 10 через фильтр 12 шестеренными насосами 13 и обеспечивает смазкой мультиликатор 3, зубчатую муфту 4 и подшипники качения роторной части установки 5. Количество масла для смазки подшипников качения дозируется вентилем, встроенным в смотровое окно Г.

Часть масла забирается из трубопровода смазки 10 винтовым насосом 8 и подается в испытуемое уплотнение 6. Давление масла в камере торцового уплотнения регулируется перепускным вентилем 9, а измерение расхода масла через уплотнение осуществляется счетчиками типа СЧ. Давление масла в трубопроводе смазки 10 и в испытуемом уплотнении 6 контролируется датчиками давления Д1 и Д2. Температура масла на подводе/сливе (t_n , $t_{сл}$) измеряется хромель-копелевыми термопарами толщиной 0,2 мм с выводом на электронный потенциометр КСП-4.

В последнее время на стенде проведены сравнительные испытания уплотнений с различными материалами пар трения.

Испытывались следующие пары трения:

1) кольца стальные с покрытием поверхностей трения твердосплавными материалами (диоридами);

2) кольца из сплава АМг -6 с покрытием поверхностей трения окисью алюминия Al_2O_3 (корунд);

3) кольца из композиционного материала – карбида кремния;

4) кольца из графита марки ГАКК-55/40.

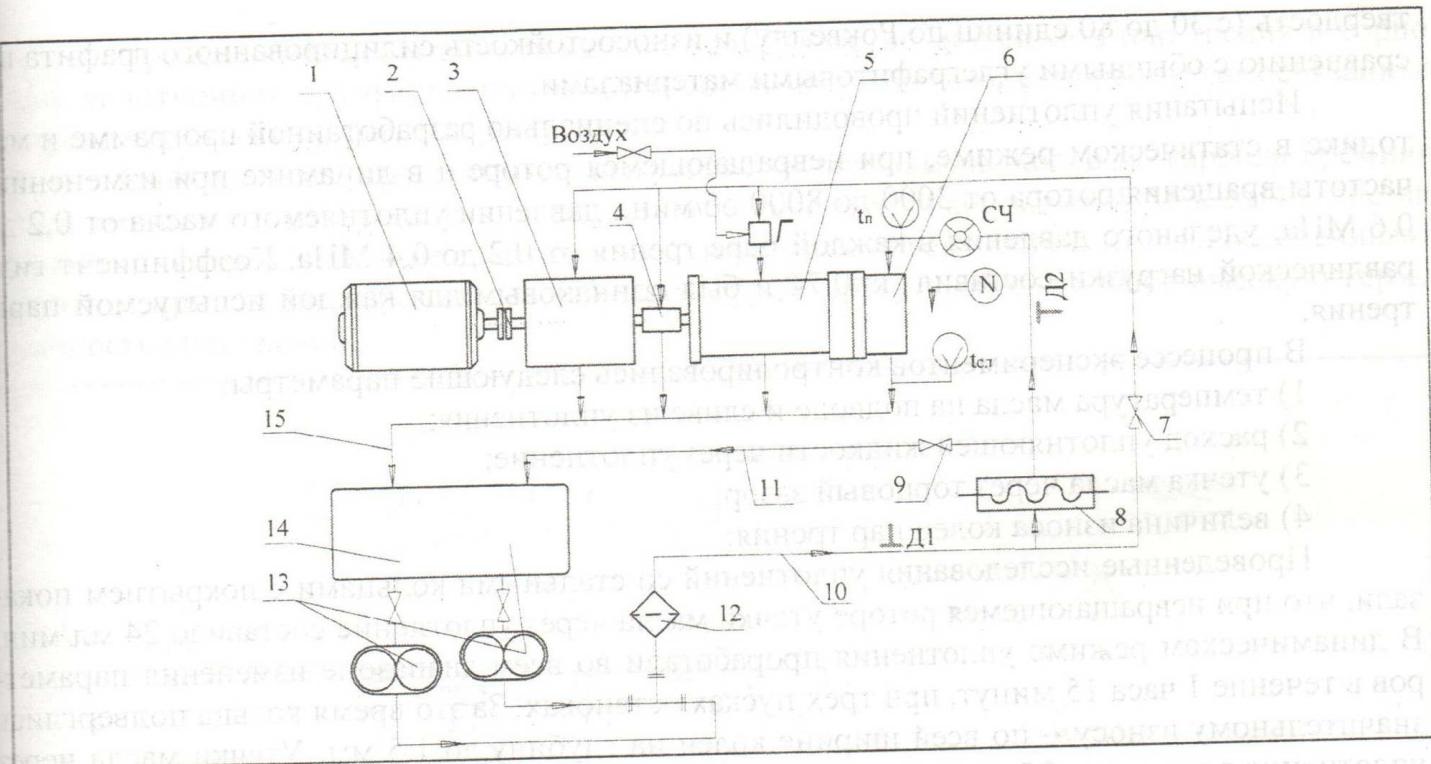


Рис. 1 - Схема экспериментального стенда: 1 - электродвигатель; 2 - муфта упруго - пальцевая; 3 - мультиплликатор; 4 - муфта зубчатая; 5- установка; 6 - уплотнение; 7 - вентиль запорный; 8 - насос винтовой; 9 - вентиль перепускной; 10 - трубопровод смазки; 11,15 - трубопровод сливной; 12 - фильтр; 13 - насос шестеренный; 14- маслобак; Д1, Д2 - датчики давления; СЧ - счетчик расхода масла; N - датчик числа оборотов вала; Г - смотровое окно; t_n , t_{csl} - температура масла на подводе и сливе

На стальных кольцах по п.1 поверхность трения выполнена электроискровым способом диффузионного внедрения диоридов металлов (например, кремния, вольфрама и т.п.). Величина диффузионного слоя составляет примерно 60 мкм. Из них 20 мкм – глубина внедрения в тело металла, а остальная часть получается за счет изменения размера детали (утолщения). Нанесенный слой повышает твердость и износостойкость обработанной поверхности. При этом коэффициент трения соответствует минимальному значению. Данная технология используется для упрочнения внутренней поверхности артиллерийских стволов. Изготовитель – специализированное предприятие (г. Ижевск).

На рабочие поверхности пар трения из сплава АМг 6 по специальной технологии нанесена окись алюминия Al_2O_3 . Высокая твердость материала, уступающая только алмазу, и сформированная структура ячеистого типа обеспечивает высокую износостойкость, низкий коэффициент трения и возможность применения его в паре трения с любым антифрикционным материалом. Изготовитель фирма «Сана» (г. Коломна).

Композиционный материал карбид кремния относится к высокотвердым материалам. Эти материалы разделяются на природные (например, алмаз, корунд и т.п.) и искусственные, как, например, карбид кремния. Карбид кремния состоит из а-модификации SiC. Твердость материала достигает 90 и выше единиц по Роквеллу. Изготовитель – специализированные фирмы (г. Самара и г. Москва).

Заготовки графитовых колец из материала марки ГАКК-55/40 получаются пропиткой графита, имеющего от 49 до 51% пор, расплавами жидкого кремния с введением в него добавок алюминия при большом давлении в вакуумной установке. Это позволяет повысить

тврдость (с 30 до 80 единиц по Роквеллу) и износостойкость силицированного графита по сравнению с обычными углеграфитовыми материалами.

Испытания уплотнений проводились по специально разработанной программе и методике в статическом режиме, при невращающемся роторе и в динамике при изменении частоты вращения ротора от 3000 до 8000 об/мин., давлении уплотняемого масла от 0,2 до 0,6 МПа, удельного давления в каждой паре трения от 0,2 до 0,4 МПа. Коэффициент гидравлической нагрузки составил $k=0,74$ и был одинаковым для каждой испытуемой пары трения.

В процессе экспериментов контролировались следующие параметры:

- 1) температура масла на подводе и сливе из уплотнения;
- 2) расход уплотняющей жидкости через уплотнение;
- 3) утечка масла через торцовый зазор;
- 4) величина износа колец пар трения.

Проведенные исследования уплотнений со стальными кольцами с покрытием показали, что при невращающемся роторе утечки масла через уплотнение составило 24 мл/мин. В динамическом режиме уплотнения проработали во всем диапазоне изменения параметров в течение 1 часа 15 минут, при трех пусках остановах. За это время кольца подверглись значительному износу – по всей ширине колец на глубину до 1,5 мм. Утечки масла через уплотнения возросли с 25 мл/мин до 1250 мл/мин, после чего стенд был остановлен. Ревизия показала непригодность колец к дальнейшим исследованиям из-за их сильного износа. Наиболее вероятной причиной является незначительная толщина слоя, насыщенная диридами.

Исследования уплотнений с кольцами из сплава АМг-6 проводились при двух пусках и остановах. При частоте вращения ротора 3000 об/мин утечек через уплотнение не наблюдалось. Однако, при увеличении частоты вращения ротора до 5000 об/мин появились незначительные утечки. Существенно влияло на величину утечек и изменение уплотняемого давления от 0,2 до 0,6 МПа, они изменялись от 10 до 510 мл/мин. С увеличением частоты вращения ротора до 8000 об/мин утечки увеличились в 2,5 раза по сравнению с испытаниями при частоте вращения ротора 3000 об/мин. Наиболее значительный рост утечек был отмечен при увеличении температуры масла на сливе из уплотнения. Постепенно они увеличились до 25 литров за 5 минут. При ревизии был обнаружен значительный износ колец по толщине – до 2,5 мм на каждом из них по всей ширине рабочих поверхностей. По видимому, при увеличении температуры рабочих поверхностей колец из-за различия коэффициентов линейного расширения алюминиевой основы АМг-6 и твердого покрытия окиси алюминия Al_2O_3 происходит растрескивание последнего и как следствие разрушение покрытия и интенсивный износ колец. Дальнейшие исследования этой пары трения были прекращены.

Исследования уплотнений с кольцами из карбида кремния проводились при тех же параметрах, что и предыдущие уплотнения. Однако, при достижении частоты вращения ротора до 7700 об/мин произошло разрушение колец в местах концентраторов напряжения (фрезерование под штифты). Очевидно испытуемые кольца были изготовлены из некачественного материала специализированной организацией в г. Самара. Аналогичные кольца из свободносвязанного карбида кремния, изготовленные специализированной организацией в Москве по совершенной технологии, показали при дальнейших испытаниях надежную работу на всех режимах. При этом утечки масла через уплотнение не наблюдались.

В уплотнениях с парами трения из графита ГАКК-55/40 на всех режимах испытаний утечки масла отсутствовали.

Проведенные испытания показали, что в качестве материалов пар трения в торцовых уплотнениях промышленных компрессоров могут быть использованы самосвязанный карбид кремния и графит ГАКК-55/40.

Однако, более предпочтительным является применение колец из карбида кремния. Они имеют в 1,5 раза большую твердость и меньшую хрупкость, чем ГАКК 55/40, поставляются в готовом виде и не требуют доводки рабочих поверхностей. Кольца обеспечивают плотное прилегание рабочих поверхностей друг к другу и обеспечивают высокую герметичность уплотнений.

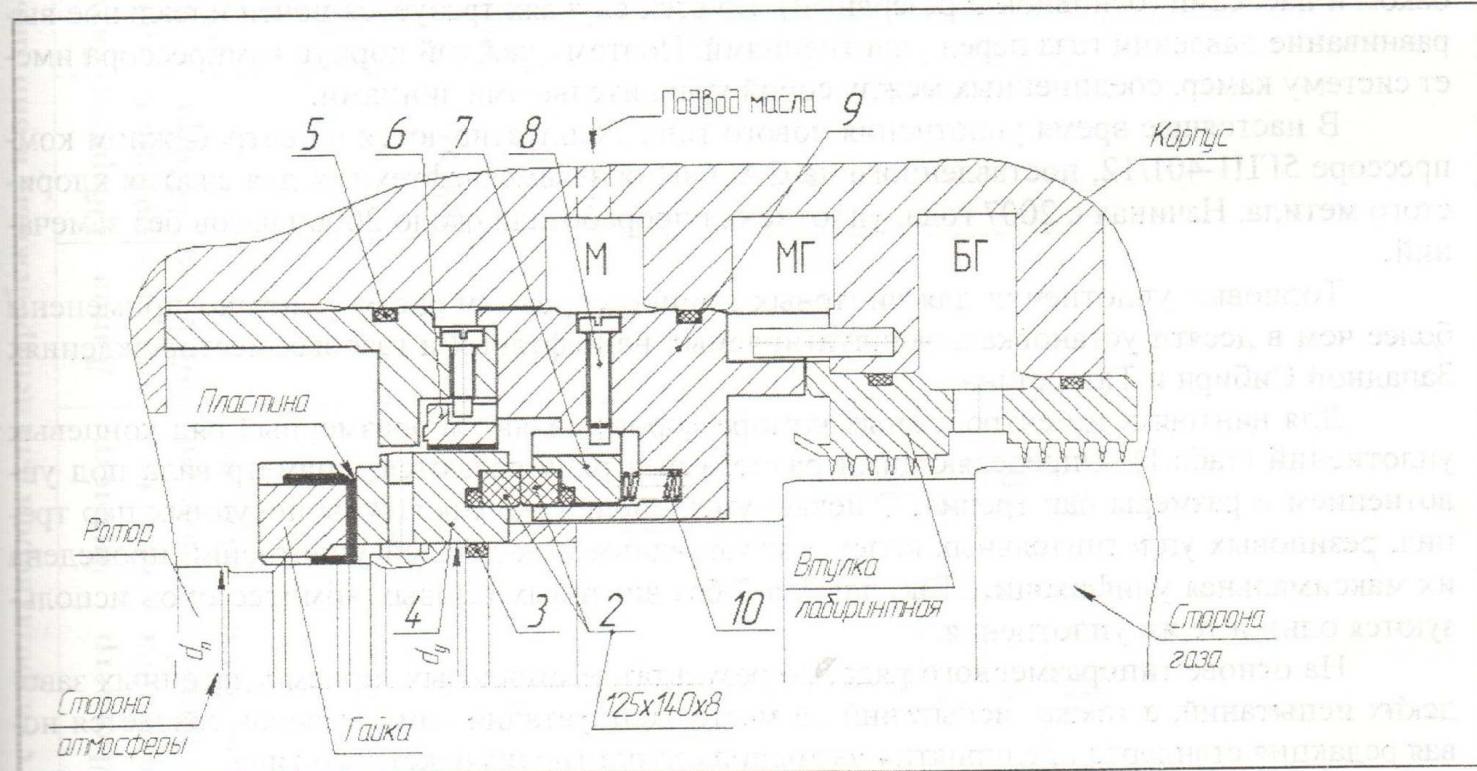


Рис. 2 - Торцовое уплотнение пакетного типа для промышленных центробежных компрессоров: 3,5 – кольцо резиновое; 2 - кольцо уплотнительное (пара трения); 4 - втулка; 6 - кольцо расходное; 7 - кольцо нажимное; 8 - винт; 9 - корпус; 10 - пружина; камеры: М- подвод масла; МГ- «масло-газ»; БГ- буферный газ.

По результатам проведенных исследований и используя многолетний опыт эксплуатации, в ЗАО «НИИтурбокомпрессор» разработаны новые конструкции торцовых уплотнений пакетного типа для центробежных (рис.2) и винтовых компрессоров (рис.3). Такие уплотнения собираются отдельно от корпуса компрессора в виде картриджа и в собранном виде устанавливаются в корпусе компрессора. Кроме удобства в монтаже, уплотнения можно испытывать вне компрессора на стенде, что особенно важно при поставке запасных частей. Пары трения 2 (см.рис.2) во втулку и кольцо нажимное 7 устанавливаются свободно и опираются на резиновые кольца 1, что одновременно обеспечивает их герметизацию с тыльной стороны и самоустановку по рабочим поверхностям.

Пары трения уплотнений изготавливаются из карбида кремния, а резиновые кольца – из смеси на основе фторкаучука, химически стойкие к сжимаемым газам и высоким температурам.

В зависимости от конструкции и количества корпусов компрессорная установка может иметь одно или несколько уплотнений. В свою очередь каждое уплотнение или их группа, могут иметь свою систему подвода масла и регулирования перепада давления

«масло-газ» [3]. На практике в многокорпусных установках наиболее широкое распространение получили объединение уплотнений в пределах одного корпуса (при высоких давлениях) и компрессорной установки в целом (при низких давлениях). В первом случае каждый корпус может иметь свой насос подачи масла или один насос обеспечивает подачу его в напорные баки нескольких корпусов. При этом насосы выбираются по максимальному давлению уплотнения установки. Необходимый перепад давления поддерживается напорными баками и регуляторами каждого корпуса независимо друг от друга. Во втором случае компрессорная установка имеет единую систему уплотнений с одним напорным баком и насосами (основной и резервный). Во всех случаях требуется почти идеальное выравнивание давлений газа перед уплотнениями. Поэтому каждый корпус компрессора имеет систему камер, соединенных между собой уравнительными линиями.

В настоящее время уплотнения нового типа эксплуатируются в центробежном компрессоре 5ГЦ1-401/12, поставленного на ОАО «Нижнекамскнефтехим» для сжатия хлористого метила. Начиная с 2007 года, уплотнения проработали около 20000 часов без замечаний.

Торцевые уплотнения для винтовых компрессоров (см.рис.3) успешно применены более чем в десяти установках, эксплуатируемых на нефтяных и газовых месторождениях Западной Сибири и Татарстана.

Для винтовых и центробежных компрессоров создан типоразмерный ряд концевых уплотнений (табл.1). Определяющими размерами в ряду являются: диаметр вала под уплотнением и размеры пар трения. С целью уменьшения номенклатуры покупных пар трения, резиновых уплотнительных колец и изготавливаемых деталей уплотнений проведена их максимальная унификация. Так, для 6 и 7 баз винтовых газовых компрессоров используются одни и те же уплотнения.

На основе типоразмерного ряда, по результатам стендовых, приемо-сдаточных заводских испытаний, а также испытаний на месте эксплуатации компрессоров создается новая редакция стандарта предприятия на торцевые уплотнения пакетного типа

В компрессорах углеводородного газа для предотвращения перетечек сжатого газа по поверхностям роторов в полости низкого давления, а также для исключения контакта сжимаемого газа с маслом, идущим на смазку подшипников на шейках роторов, установлены двухсторонние торцевые уплотнения пакетного типа. Рабочими элементами уплотнений являются плавающие (самоустанавливающиеся) графитовые кольца.

Уплотнение (рис. 4) состоит из двух пар графитовых колец 4,7,14,17, размещенных во внутренней полости, образованной корпусом 8, а также втулкой 9. От проворота графитовые кольца фиксируются штифтами 10. Графитовые кольца 4 и 7 с помощью пружин 12 и 20 и давлением масла поджимаются через промежуточные кольца 12, 19 к графитовым кольцам 14, 17, образуя, таким образом, две пары трения.

Графитовые кольца установлены свободно и опираются торцами на уплотнительные кольца 3, 13, 15, 16. Это обеспечивает самоустановку пар трения, что ведет к наилучшему прилеганию рабочих торцевых поверхностей графитовых колец друг к другу и, следовательно, к уменьшению утечки масла.

Уплотнение постоянно заполнено маслом, как во время работы, так и при стоянке.

Расход масла через уплотнение определяется диаметром отверстия жиклера 6, установленного в корпусе компрессора.

Созданные торцевые уплотнения пакетного типа просты по конструкции, удобны при монтаже в компрессорах и надежны в эксплуатации.

Таблица 1 - Типоразмерный ряд торцовых уплотнений с гидрозатвором для центробежных и винтовых компрессоров

Компрессорные машины	Тип компрессоров	Базы компрессоров	Тип уплотнений по СП 0502-238-84	Диаметр вала под подшипником d , мм	Диаметр вала под уплотнением d , мм	Длина уплотнения L , мм	Обороты ротора n , об/мин	Размеры пар трения $D_1 \times d_{\text{хх}}$, мм	Внедрение	
Винтовые	Газовый маслозаполненный	5		70	90,5			120×105×8	5ТВ-8/9М1 УХЛ4	
		6				62	2000/3000		5ТВ-12/10М1 УХЛ4	
		7			85	110			140×125×8	ТАКАТ-50.07МВУ1
Газовый сухого сжатия		6			90	105	62	7150	6ТВ-55/2,5-11С УХЛ4	
									6ТВ-55/3,5-15С УХЛ4	
Центробежные	Газовый			Вместо типа УТ-122	101,6	110	135	6572	5ГЦ1-401/12	
				УТ-84	65	74				
				УТ-94	75	82				
				УТ-112	90	100				
				УТ-137	114	125				

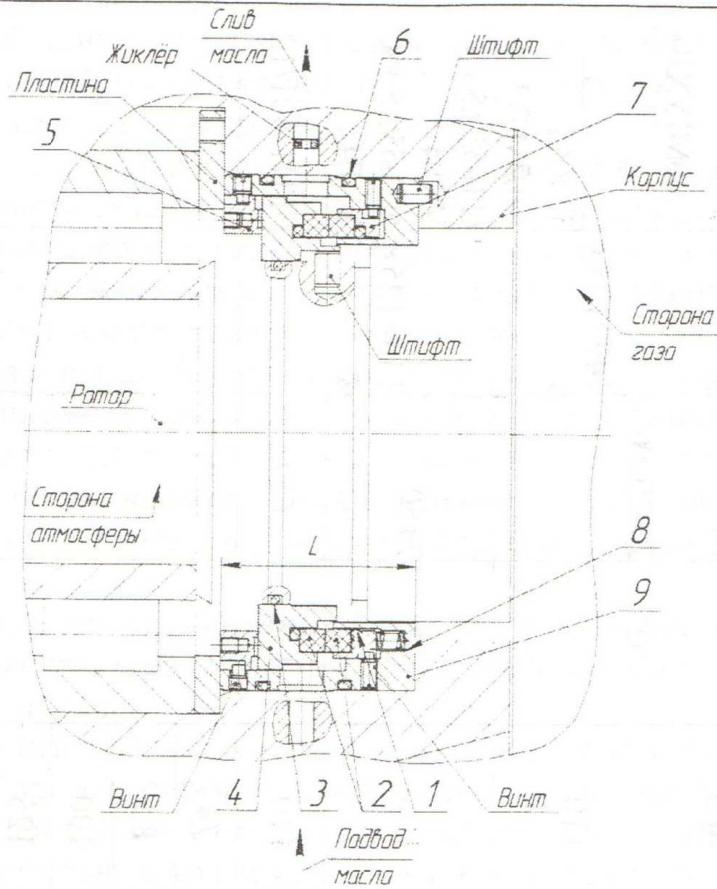


Рис. 3 - Уплотнение пакетного типа для винтового компрессора: 1,3,6 - кольцо резиновое; 2 - кольцо уплотнительное (пара трения); 4 - втулка; 5 - подпятник; 7 - кольцо нажимное; 8 - пружина; 9 - корпус

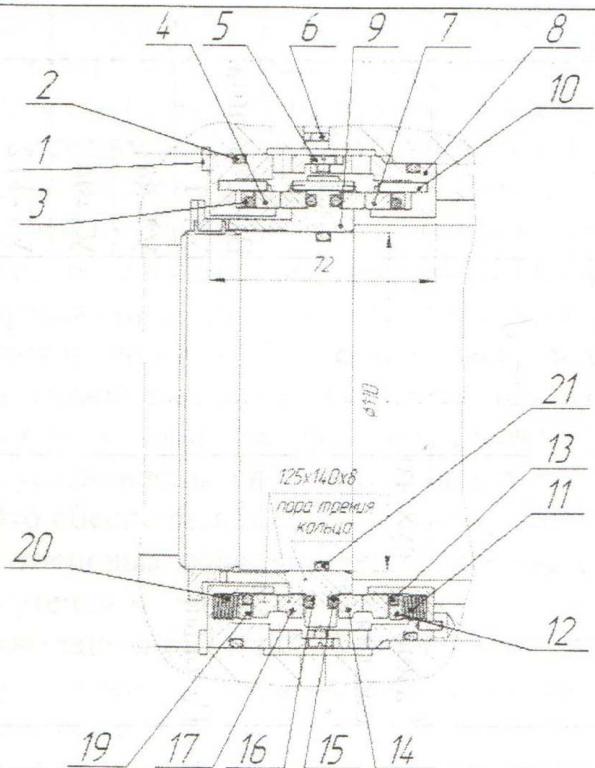


Рис. 4 - Двухстороннее торцевое уплотнение пакетного типа: 1 - кольцо стопорное; 2,3,13,15,16,21 - кольцо уплотнительное; 4,7,14,17 - кольцо графитовое; 5 - винт; 6 - жиклер; 8 - корпус; 9 - втулка; 10 - штифт; 11,20 - пружина; 12,19 - кольцо

Литература

1. Г.С. Баткис. Торцовые бесконтактные уплотнения роторов компрессорных машин / Г.С.Баткис, В.А.Максимов.-Казань.: Казан.Гос.технол.ун-т 2004. – 160 с.
2. Максимов, В.А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин / В.А.Максимов, Г.С.Баткис. – Казань.: Изд-во «ФЭН» (Наука), 1998. – 429 с.
3. Баткис, Г.С. Отработка конструкций и внедрение торцовых гидродинамических уплотнений «пакетного типа» для центробежных и винтовых компрессоров / Г.С.Баткис, В.К.Хайсанов, А.Ф.Дмитриев, Е.В.Демидович // Труды ХІУ – МНТК по компрессорной технике. – Казань, 2007, Т. 11. – С.320-330.

© Г. С. Баткис - д-р техн. наук, проф., зам. ген. директора по производству, ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа», niitk@kazan.ru; Н. М. Лившиц - нач. отдела маслосистем и модернизации, ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа», niitk@kazan.ru; В. К. Хайсанов - канд. техн. наук, нач. отделения маслосистем, подшипников, уплотнений и модернизации, ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа», niitk@kazan.ru; В. А. Максимов - д-р техн. наук, проф., зав. каф. компрессорных машин и установок КГТУ.