

Рекомендации для проектирования типоразмерного ряда «сухих» газодинамических уплотнений центробежных компрессоров

Е.А. Новиков (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)

Разработаны рекомендации для проектирования сухих газодинамических уплотнений (СГУ), которые определяются величиной и формой уплотнительного зазора, а также соотношениями деформаций рабочих поверхностей колец газодинамической пары. Представлен типоразмерный ряд СГУ, разработанный в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и охватывающий весь спектр центробежных компрессоров, выпускаемых ОАО «Казанькомпрессормаш».

Ключевые слова: центробежные компрессоры, сухие газодинамические уплотнения, типоразмерный ряд.

Recommendation to the development of «dry» gas-dynamic seals size series for centrifugal compressors

E.A. Novikov

Recommendation have been worked out for the development of «dry» gasdynamic seals (DGS), including the size and configuration of sealing clearance as well as the ratio between deformations of the working surfaces of the rings of the gasdynamic couple. DGS standard size series designed at JSP «NII turbocompressor n.a. V.B. Shnepp» covering the whole range of centrifugal compressor, manufactured at JSC «Kazancompressormash», has been presented.

Keywords: centrifugal compressor, dry gasdynamic seal, standard series.

Проектирование «сухого» газодинамического уплотнения (СГУ) – сложная задача, включающая ряд этапов:

- создание математических термоупругогазодинамических моделей функционирования СГУ [1];
- разработка программных комплексов для расчета характеристик на ЭВМ и проведение параметрического исследования;
- обширные экспериментальные исследования;
- конструкторские работы, направленные на создание прототипов уплотнений, а также систем обеспечивающих их работу и контроль.

Обширный объем проводимых исследовательских работ осуществляется с целью получения ответов на ряд следующих вопросов:

- какая величина зазора достаточна для исключения контакта между рабочими поверхностями колец газодинамической пары при работе центробежного компрессора;
- какая величина утечки газа оптимальна при эксплуатации компрессора;
- какая форма уплотнительного зазора обеспечит безотказную работу СГУ во всем диапазоне эксплуатации центробежного компрессора, включая пуски и остановки агрегата при наличии газа под высоким давлением в корпусе сжатия.

Ответы на некоторые поставленные вопросы являются взаимоисключающими. Очевидно, чем больше зазор между газодинамическими кольцами, тем меньше вероятность их контакта, но больше расход утечки газа через уплотнение.

Вопрос о форме зазора представляется наиболее сложным, так как сила, действующая на тыльную сто-

рону аксиально-подвижного кольца, направленная в сторону вращающегося кольца и препятствующая образованию газового слоя между кольцами, в зависимости от уплотняемого давления и размеров уплотнения может достигать нескольких десятков тонн, что может привести к разрушению колец в моменты пуска и останова компрессора при наличии газа под давлением в корпусе сжатия.

Для упрощения уравнений, описывающих работу СГУ, определения граничных условий к ним и выбора численных математических методов, используемых для решения разрабатываемой модели функционирования, на начальном этапе исследований необходимо определить границы области применения разрабатываемого типоразмерного ряда СГУ. Так как ряд СГУ в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» разрабатывался в первую очередь для центробежных компрессоров (ЦК), производимых в ОАО «Казанькомпрессормаш», то основой для определения области исследования являлась номенклатура выпускаемой продукции.

Анализ показал что в ОАО «Казанькомпрессормаш» выпускаются ЦК, классифицируемые по диаметрам центробежных колес, как 2-й; 3-й; 4-й; 5-й и 6-й базы. Более 90% ЦК разработаны на конечное давление до 10 МПа (при этом уплотнение удерживает давление всасывания, которое достигает максимального значения в моменты останова компрессора без стравливания газа из корпуса сжатия – при этом давление повышается до некоторого среднего значения между давлением всасывания и нагнетания). Высокие частоты вращения ротора имеют компрессоры меньших типоразмерных баз. Так, частота вращения ротора ЦК 2-й типоразмер-

ной базы достигает 16 000 об/мин, а нагнетателя 6-й типоразмерной базы ГПА-16 «Волга» – 5 600 об/мин. Диаметр вала под установку СГУ составляет 78; 92; 120; 133 и 160 мм.

После определения границ применения сформулирована цель НИР, проводимой в ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», которая заключается в импортозамещении СГУ, применяемых в ЦК производства ОАО «Казанькомпрессормаш», в диапазоне диаметров валов в месте установки уплотнений 78...160 мм, уплотняемого давления до 10 МПа, частоты вращения ротора до 20 000 об/мин.

Следующим этапом исследований является определение требований к проектированию, для чего представляется разумным при параметрическом исследовании выбрать такого представителя из разрабатываемого типоразмерного ряда СГУ, условия эксплуатации которого приближаются к верхним границам области исследования. В данном случае выбрано уплотнение для ЦК 6-й типоразмерной базы ГПА-16 «Волга» с диаметром вала под установку СГУ 160 мм, которое имеет наибольшие диаметры колец газодинамической пары, чем определяются наибольшие из представителей ряда окружные скорости вращающегося кольца и деформации газодинамических колец. Выбор в качестве объекта исследования СГУ, проектируемого для нагнетателей природного газа ОАО «Газпром», целесообразно еще и по причине наличия требований [2] на СГУ, в которых ограничивается максимальный расход утечки через уплотнение (не более 9 нм³/ч), а также оговаривается, что уплотнение должно быть реверсивного типа. В этом случае в качестве критерия для расчета СГУ выступает расход утечки, а величина зазора является параметром, которым обеспечивается требуемый расход утечки газа. В связи с этим целью проводимого параметрического исследования является минимизация расхода утечки газа посредством подбора размеров колец и сопрягаемых корпусных деталей, определяющих величину зазора.

Входными данными для расчета СГУ ГПА-16 «Волга» на номинальном режиме работы ЦК являются свойства природного газа при уплотняемом давлении 5,6 МПа, температуре 333 К и частоте вращения ротора 5 600 об/мин.

Проведенный параметрический анализ [3] показал следующее:

- в диапазоне изменения уплотняемого давления $\pm 75\%$ номинального значения минимальный зазор между кольцами изменяется в пределах от 2,72 мкм при давлении 1,6 МПа до 1,8 мкм при давлении 9,6 МПа; расход утечки при этом составляет соответственно 0,4 и 3,6 нм³/ч.

- при увеличении частоты вращения ротора от номинального режима до 15 000 об/мин (более чем в 2,5 раза) зазор увеличивается до 2,63 мкм, расход утечки при этом составляет 3,9 нм³/ч.

Анализ результатов параметрического исследования показал, что расход утечки газа через уплотнение в диапазоне зазоров между кольцами газодинамической пары до 3 мкм существенно ниже уровня, обозначенного в технических требованиях [2] ОАО «Газпром». Это позволяет критерием для проектирования СГУ рекомендовать величину зазора, а расход утечки в процессе испытаний уплотнения считать косвенным показателем для проверки правильности расчетов.

В результате проведенных экспериментальных исследований выявлено занижение до 20% расчетных значений расхода утечки (по разработанной методике расчета [1]) по сравнению с экспериментальными данными. Принимая во внимание необходимость применения разработанных узлов в широком диапазоне режимных параметров и свойств уплотняемого газа, а также возможности системы очистки буферного газа, при расчете каждого представителя типоразмерного ряда СГУ на условия, соответствующие среднему значению режимных параметров из области применения, можно рекомендовать значения зазора между кольцами в диапазоне 2...3 мкм. Расход утечки определяется величиной зазора и в зависимости от свойств уплотняемой среды и режимных параметров будет изменяться.

При работе СГУ зазор, образованный поверхностями колец газодинамической пары, может принимать четыре формы (рис. 1):

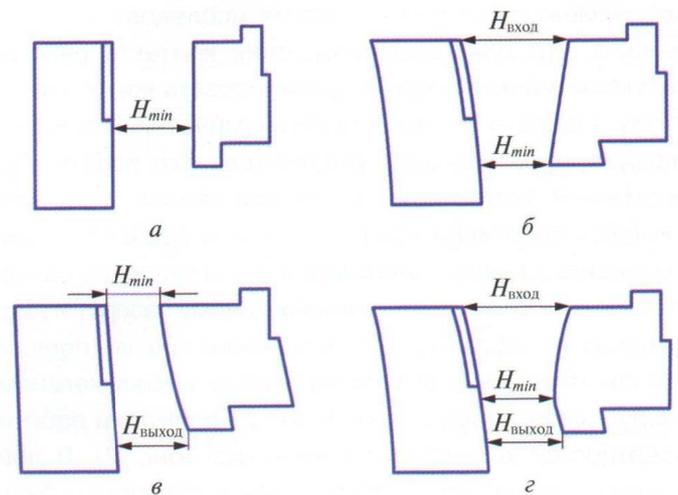


Рис. 1. Форма зазора между газодинамическими кольцами СГУ:

- а – плоскопараллельная; б – конфузурная; в – диффузурная; г – конфузурная в области газодинамических канавок, диффузурная в области уплотнительного пояaska;
- H_{min} – минимальный зазор между газодинамическими кольцами;
- $H_{вход}$ – зазор между газодинамическими кольцами на входе в газовый слой; $H_{выход}$ – зазор между газодинамическими кольцами на выходе из газового слоя

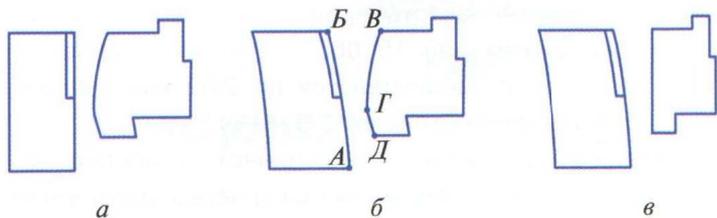


Рис. 2. Деформации рабочих поверхностей газодинамических колец СГУ:

а – рабочая поверхность вращающегося кольца – недеформированная, аксиально-подвижного – деформированная;
 б – рабочая поверхность вращающегося кольца – деформированная, аксиально-подвижного – деформированная;
 в – рабочая поверхность вращающегося кольца – деформированная, аксиально-подвижного – недеформированная

- плоскопараллельную;
- конфузорную;
- диффузорную;
- конфузорную в области газодинамических канавок – плоскопараллельную либо диффузорную в области уплотнительного пояска.

На рабочем режиме при наличии газового слоя между кольцами форма зазора не оказывает существенного влияния на надежность СГУ. Однако при нештатных ситуациях, например, при аварийном останове компрессора без стравливания газа из корпуса сжатия, сопровождающегося резким снижением частоты вращения ротора до полного останова и ростом давления перед уплотнением, происходит контакт рабочих поверхностей, который приводит к резкому росту температуры в месте контакта и, как следствие, к разрушению газодинамических колец. В результате экспериментально-теоретических исследований установлено, что для предотвращения контакта рабочих поверхностей необходимо проектировать конфузорную форму зазора в области газодинамических канавок и диффузорную в области уплотнительного пояска. При неизменной форме уплотнительного зазора, характеризующейся понятиями конфузорности в области газодинамических канавок (понимается как отношение зазора на входе в газовый слой к минимальному зазору) и диффузорности в области уплотнительного пояска (понимается как отношение зазора на выходе к минимальному зазору), можно предположить, что деформации рабочих поверхностей колец будут изменяться (рис. 2). В действительности при работе уплотнения оба кольца будут деформироваться в осевом направлении, как показано на рис. 2, б, хотя деформации колец будут различны.

Для практических расчетов необходимо определить соотношения деформаций рабочих поверхностей колец, характеризующиеся перемещениями точек А–Б, В–Г–Д, расположенных на поверхностях колец (см. рис. 2, б).

По результатам параметрических исследований СГУ

ЦК ГПА-16 «Волга» [3], при росте давления от 1,6 до 9,6 МПа конфузорность в области газодинамических канавок увеличивается с 1,3 до 2,39, диффузорность в области уплотнительного пояска увеличивается с 1,01 до 1,16; при росте частоты вращения ротора до 15 000 об/мин конфузорность в области газодинамических канавок уменьшается с 2,48 до 2,22, диффузорность в области уплотнительного пояска уменьшается с 1,09 до 1,07.

С целью выработки общих требований к проектированию при расчете каждого представителя типоразмерного ряда СГУ на условия, соответствующие среднему значению режимных параметров из области применения, можно рекомендовать, чтобы деформации рабочей поверхности вращающегося кольца, определяющиеся взаимными перемещениями точек А–Б отличались на $\pm 10\%$ деформаций рабочей поверхности аксиально-подвижного кольца, определяющихся взаимными перемещениями точек В–Г+Г–Д. При этом желательно, чтобы конфузорность зазора в области газодинамических канавок находилась в диапазоне 1,5...2,1, а диффузорность в области уплотнительного пояска – в диапазоне 1,05...1,11.

Основным результатом представленной работы является разработка требований к проектированию для диапазона изменения зазора и его формы, а также соотношения деформаций рабочих поверхностей колец газодинамической уплотнительной пары в соответствии с поставленной задачей. Проведенные работы позволили разработать и внедрить типоразмерный ряд СГУ (рис. 3).

Исследовательские работы, которые непрерывно проводятся в ЗАО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», направленные на повышение надежности поставляемой продукции, а также на повышение эффективности производственного цикла путем расширения области применения разработанных технических решений, показывают, что представленный типоразмерный ряд СГУ работоспособен и в области режимных параметров, превышающих первоначально определенную область. Отличием СГУ, применяемых в ЦК с уплотняемым давлением более 10 МПа, является применение материалов газодинамической пары вращающегося кольца – аксиально-подвижного кольца (карбид кремния – карбид кремния) в отличие от материалов, применяемых для СГУ с низким уплотняемым давлением (карбид вольфрама – графит). При этом на рабочую поверхность аксиально-подвижного кольца наносится алмазоподобное покрытие.

Несмотря на кажущуюся простоту технических решений, заложенных в проектирование СГУ, создать надежный узел, обеспечивающий работоспособность

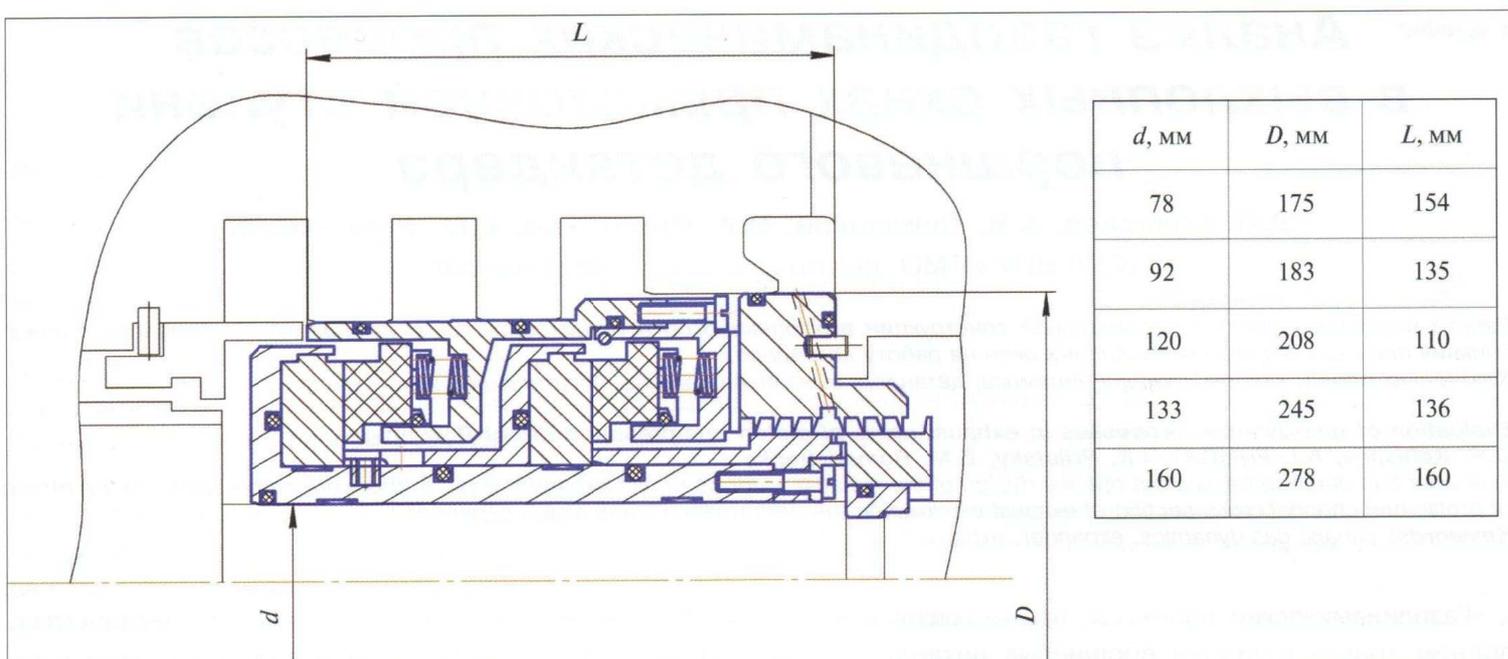


Рис. 3 Типоразмерный ряд СГУ, разработки ЗАО НТК для ЦК

во всем диапазоне эксплуатации ЦК под силу только предприятиям, имеющим обширную научно-техническую базу, а также опыт разработки и эксплуатации ЦК. Наилучшим техническим решением для обеспечения надежности компрессорного агрегата в целом, является совместная разработка системы обеспечения работоспособности СГУ и ЦК, что с успехом реализуется в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа».

Список литературы

1. Новиков Е.А. Термоупругогазодинамический расчет сухих газодинамических уплотнений центробежных компрессоров// Компрессорная техника и пневматика. 2011. №2.
2. Типовые технические требования к газодинамическим уплотнениям центробежных нагнетателей природного газа и системам, обеспечивающим их работоспособность. Утв. ОАО «Газпром» от 10.10.2006.
3. Новиков Е.А. Влияние режимных параметров работы компрессора на утечку и форму рабочего зазора в «сухом» газодинамическом уплотнении//Компрессорная техника и пневматика. 2012. №3.

Группа ГМС сообщает о назначении нового руководителя ОАО «Казанькомпрессормаш»

06.02.2013. Группа ГМС сообщает о назначении с 11 февраля 2013 года Управляющим директором ОАО «Казанькомпрессормаш» Ибрагимова Евгения Рашитовича, который сменил на этой должности Ибрагима Габдулхаковича Хисамеева, подавшего заявление об освобождении от занимаемой должности в связи с выходом на пенсию.

И.Г. Хисамеев беспрерывно возглавлял предприятие с сентября 1996 года. Его авторитет и профессионализм в вопросах стратегического и оперативного руководства предприятием в самые сложные годы его истории обеспечили не только сохранение, но и существенное наращивание производственно-технологического и научного потенциала ОАО «Казанькомпрессормаш».

«Мы искренне благодарны Ибрагиму Габдулхаковичу за совместную работу и уверены, что назначенный руководителем предприятия Ибрагимов Евгений Рашитович обеспечит преемственность курса на дальнейшее развитие и технологическое лидерство, который мы начали реализовывать совместно с Хисамеевым И.Г. Безусловным приоритетом для нас была и остается ответственная социальная политика пред-

приятия, которая закреплена в Стратегическом соглашении с Республикой Татарстан – прокомментировал состоявшееся назначение Генеральный директор УК ГМС Артем Молчанов.

Ибрагимов Е.Р. прошел трудовой путь от инженера-конструктора НИИ «Турбокомпрессор» до заместителя Управляющего директора по маркетингу ОАО «Казанькомпрессормаш». За почти 25-летний период своей трудовой биографии он приобрел богатый опыт и практические знания во всех областях деятельности предприятия. В последние годы в должности заместителя Управляющего директора по маркетингу он занимался выстраиванием эффективной системы продаж, выводом на рынок новых образцов оборудования и расширением круга потребителей продукции предприятия.

Свое положительное отношение к решению о назначении Ибрагимова Е.Р. высказал Хисамеев И.Г.: «Евгений Рашитович прекрасно знает технологию проектирования и изготовления всех видов компрессорного оборудования. Не сомневаюсь, что его назначение – это лучший выбор, какой могло сделать руководство Группы ГМС при назначении нового руководителя на эту должность».

Поздравляем Евгения Рашитовича Ибрагимова с назначением на пост Управляющего директора ОАО «Казанькомпрессормаш» – ведущего российского производителя компрессорного оборудования! Выражаем благодарность Ибрагиму Габдулхаковичу Хисамееву за его огромную деятельность по сохранению и развитию ОАО «Казанькомпрессормаш» и ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и большую помощь в работе Ассоциации компрессорщиков и пневматиков» и журнала «Компрессорная техника и пневматика».

Ассоциация компрессорщиков и пневматиков
Редакция журнала «Компрессорная техника и пневматика»