

Влияние режимных параметров работы компрессора на утечку и форму рабочего зазора в «сухом» газодинамическом уплотнении

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

Представлены графики зависимостей минимального зазора между кольцами пары трения, расхода утечки газа через «сухое» газодинамическое уплотнение (СГУ), жесткости газового слоя, а также формы зазоров при изменении уплотняемого давления и частоты вращения ротора. На примере одного из образцов показано, что типоразмерный ряд СГУ, разработанный в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», работоспособен в широком диапазоне режимных параметров.

Ключевые слова: «сухое» газодинамическое уплотнение, центробежный компрессор.

Influence of compressor operating parameters on the leakage flowrate and the shape of working clearance in the «dry» gasdynamic seal

E.A. Novikov

Plot of minimum clearance between the rings of the friction couple, leakage flow rate around the «dry» gasdynamic seal (DGS), gas film rigidity and clearance shape against the pressure being sealed and the rotor speed have been presented. On one of the samples it has been shown that DGS of the standard size series developed in JSC «NII turbocompressor n.a. V.B. Shnepp» are serviceable within the wide range of operating parameters.

Keywords: «dry» gasdynamic seal, centrifugal compressor.

Исходными данными для разработки центробежного компрессора (ЦК) являются состав компримируемого газа, начальные параметры на входе в компрессор и требуемые параметры на выходе из компрессора. После расчета компрессора определяются (уточняются) режимные параметры, которые служат входными данными для расчета «сухого» газодинамического уплотнения (СГУ): уплотняемое давление p_0 , температура T_0 , а также частота вращения ротора n . В результате проектирования ЦК определяют диаметр ротора и размеры крышки корпуса сжатия в месте установки СГУ, которые ограничивают габаритные размеры последнего. Материалы, применяемые для пары трения СГУ, обычно известны до начала проектирования уплотнения.

С учетом вышеизложенного подхода к разработке СГУ становится очевидной следующая постановка задачи исследования: при известных режимных параметрах, свойствах газа, материалах пары трения, габаритных размерах спроектировать форму рабочего зазора и определить расход утечки.

С целью сокращения объема конструкторских работ и возможности применения уже сконструированных СГУ во вновь разрабатываемых ЦК необходимо определить область применения каждого типоразмера СГУ в соответствии с постановкой задачи исследования. Температура газа, подводимого к панели регулирования и контроля работы СГУ, может достигать 150°C в случае отбора газа с нагнетания компрессора либо снижаться до -50°C в случае отбора газа из линии магистрального газопровода, что обычно соответствует первым пускам газоперекачивающих агрегатов на вновь возводимых компрессорных станциях в зимнее время. По этим причинам в систему подготовки буферного газа для подачи в СГУ часто устанавливают охладители или подогреватели газа. Таким

образом, температуру газа, подаваемого в СГУ, производители могут регулировать, что невозможно сделать с уплотняемым давлением и частотой вращения ротора, влияние которых на форму рабочего зазора и расход утечки газа через СГУ исследованы в данной работе.

Основываясь на номенклатуре произведенных ОАО «Казанькомпрессормаш» центробежных компрессорных машин [1], был определен следующий диапазон исследования уплотняемого давления: конечное давление компрессоров – от 0,2 до 35 МПа, при этом более 90% произведенных машин были разработаны на конечное давление до 10 МПа. Принимая во внимание, что уплотнение рассчитывается на условия всасывания, и максимального значения уплотняемое давление может достигать в моменты останова компрессора без стравливания газа (при останове компрессора без стравливания газа давление в корпусе сжатия выравнивается до некоторого среднего значения между конечным и начальным давлениями), за верхний предел при исследовании СГУ целесообразно принять давление 10 МПа.

В качестве объекта исследования принято уплотнение производства ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», спроектированное для ГПА-16 «Волга».

За номинальный (расчетный) режим работы уплотнения принят режим работы компрессорного агрегата, сжимающего природный газ (состав: 70% метана, 16% этана, 10% пропана, 4% азота) с уплотняемым давлением $p_0 = 5,6$ МПа, температурой газа перед уплотнением $T_0 = 333$ К и частотой вращения ротора $n = 5600$ об/мин.

При исследовании давление p_0 варьировалось в пределах от 1,6 до 9,6 МПа ($\pm 75\%$ расчетного режима работы). Исследования были проведены на основе термоупругогазодинамической модели СГУ, представленной в работах [2, 3].

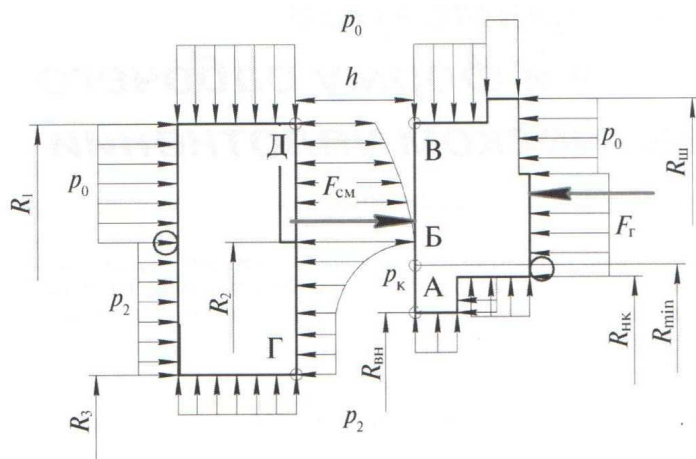


Рис. 1. Схема распределения сил от давлений на кольцах пары трения

При увеличении уплотняемого давления с 1,6 до 9,6 МПа результирующая сила F_{Γ} , приложенная к тыльной стороне аксиально-подвижного кольца (рис. 1) между радиусами R_1 и $R_{\text{вн}}$, линейно возрастает с 23 до 136 кН. Противодействующая этой силе реакция газового слоя $F_{\text{см}}$, приложенная к рабочим поверхностям колец между радиусами $R_1 \dots R_{\text{вн}}$, увеличивается и становится равной силе F_{Γ} (рис. 2), и аксиально-подвижное кольцо занимает новое равновесное положение, которое характеризуется новой величиной минимального зазора h . Изменение величины h при изменении уплотняемого давления p_0 представлено на рис. 2 (на этом же рисунке представлено изменение расхода Q утечки газа через уплотнение, который с увеличением p_0 от 1,6 до 5,6 МПа возрастает с 0,4 до 1,66 $\text{нм}^3/\text{ч}$). При увеличении p_0 в указанном диапазоне минимальный зазор уменьшает-

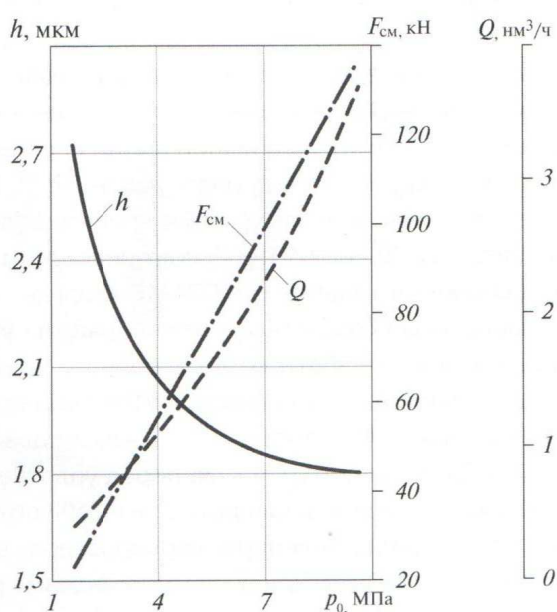


Рис. 2. Изменение минимального зазора h , силы в газовом слое $F_{\text{см}}$ и расхода утечки Q от изменения уплотняемого давления p_0

ся с 2,72 до 1,94 мкм. При увеличении p_0 до 9,6 МПа зазор уменьшается с 1,94 до 1,8 мкм, расход утечки увеличивается до 3,67 $\text{нм}^3/\text{ч}$. Способность газового слоя изменять зазор между парами трения в зависимости от изменения усилий, приложенных к аксиально-подвижному кольцу, характеризуется параметром жесткости, который определяется как отношение изменения реакции газового слоя к изменению зазора:

$$W = \frac{dF_{\text{см}}}{dh}.$$

Изменение жесткости газового слоя W при изменении уплотняемого давления p_0 представлено на рис. 3.

Как видно, жесткость газового слоя интенсивнее возрастает при p_0 , равном 4 МПа, достигая максимального значения при $p_0 = 7,3$ МПа, при дальнейшем увеличении уплотняемого давления жесткость газового слоя падает. Аналогичный характер изменения осевой жесткости уплотнения со спиральными канавками в зависимости от уплотняемого давления и частоты вращения ротора представлен в книге [4].

Характер изменения жесткости газового слоя, представленной на рис. 3, характеризует работу СГУ следующим образом: давление на расчетном (рабочий) режи-

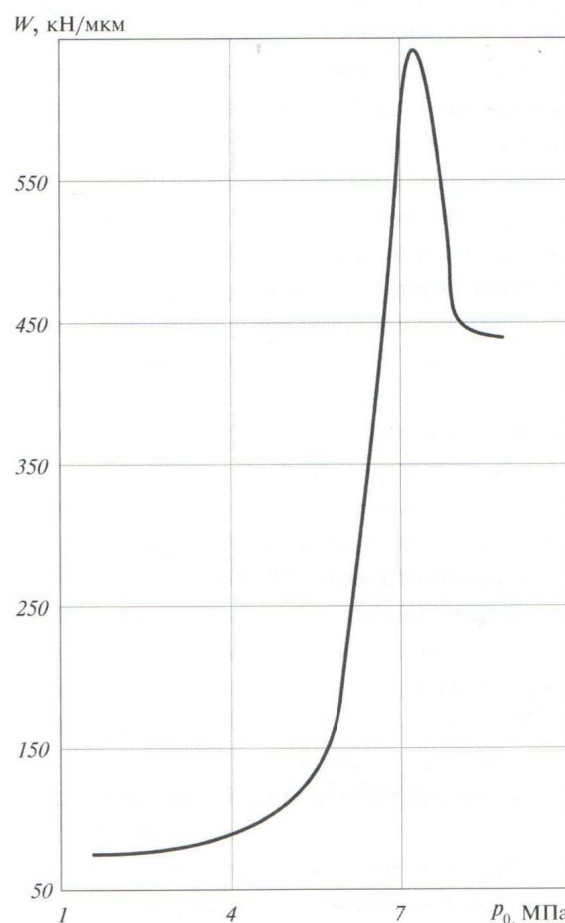


Рис. 3. Изменение жесткости газового слоя W от изменения уплотняемого давления p_0

ме, для которого спроектировано уплотнение, составляет 5,6 МПа (давление во всасывающем коллекторе компрессорного агрегата – минимально возможное), давление нагнетания компрессорного агрегата составляет 7,9 МПа (максимально возможное уплотняемое давление). Таким образом, изменение жесткости характеризует любое изменение значения уплотняемого давления, что позволяет аксиально-подвижному кольцу занять новое равновесное положение.

Под действием неравномерного поля давлений и температур в газовом слое, разности сил, приложенных к кольцам от уплотняемого давления p_0 и давления за уплотнением p_2 , кольца деформируются, в результате чего изменяется форма их рабочих поверхностей и соответственно форма зазора. Под рабочими поверхностями колец пары трения в данном случае понимаются поверхности колец, образующих уплотнительный зазор. Для характеристики формы рабочих поверхностей достаточно рассмотреть взаимные перемещения точек А–Б–В и Г–Д, расположенных на поверхностях колец (см. рис. 1).

На рис. 4 представлены формы зазоров для $p_0 = 1,6$ МПа и $p_0 = 9,6$ МПа, значения перемещений точек А–Б–В и Г–Д от их положения (показано штрих-пунктирными линиями) при использовании изотермной модели течения газа и без учета термоупругих деформаций колец пары трения; а также значения зазора на входе в газовый слой, соответствующего радиусу R_1 , минимального зазора, соответствующего радиусу $R_{\min}$, и зазора на выходе из газового слоя, соответствующего радиусу $R_{\text{вн}}$. Как видно, с ростом уплотняемого давления с 1,6 МПа до 9,6 МПа изгиб рабочих поверхностей колец пары трения увеличивается: так, изгиб рабочей поверхности вращающегося кольца, характеризующейся взаимными перемещениями точек Г и Д, увеличивается более чем в 3 раза (с 0,45 до 1,8 мкм); изгиб рабочей поверхности аксиально-подвижного кольца в области газодинамических канавок, характеризующийся взаимными перемещениями точек Б и В, увеличивается с 0,51 до 1,53 мкм (в 3 раза), а в области уплотнительного пояса (характеризующийся взаимными перемещениями точек А и Б) увеличивается более чем в 10 раз (с 0,06 до 0,64 мкм).

Форма зазора во всем исследованном диапазоне давлений остается неизменной: зазор имеет конфузурную форму в области газодинамических канавок, сужаясь до минимального значения, соответствующего радиусу $R_{\min}$ (значение $R_{\min} \neq R_2$ и в зависимости от уплотняемого давления составляет 97 мм при $p_0 = 1,6$ МПа и 101 мм при $p_0 = 9,6$ МПа, поэтому терминология «область газодинамических канавок или область уплотнительного пояса» принята только для обо-

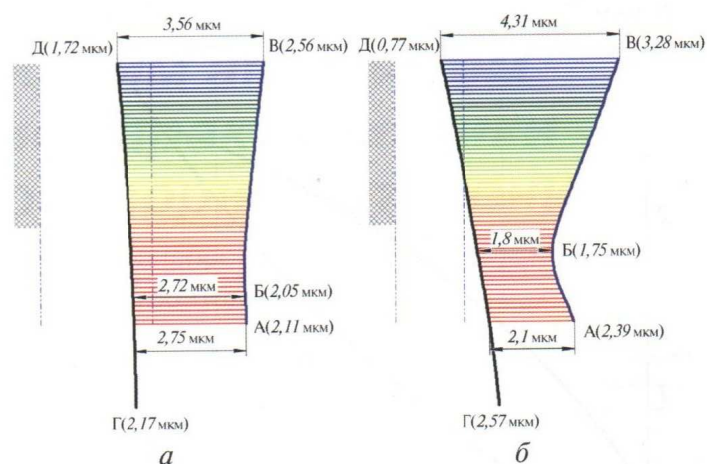


Рис. 4. Изменение формы рабочего зазора при увеличении уплотняемого давления p_0
а – $p_0 = 1,6$ МПа; б – $p_0 = 9,6$ МПа

значения формы зазора относительно минимального зазора – соответственно больше или меньше $R_{\min}$), а затем – диффузную форму, расширяясь к выходу из газового слоя, соответствующего радиусу $R_{\text{вн}}$. При увеличении давления с 1,6 до 9,6 МПа конфузурность зазора в области газодинамических канавок, характеризующаяся отношением максимального зазора на входе к минимальному зазору, увеличивается с 1,31 до 2,42, диффузность в области уплотнительного пояса, характеризующаяся отношением зазора на выходе из газового слоя к минимальному зазору, увеличивается с 1,01 до 1,16.

При исследовании частота вращения ротора варьировалась от 400 до 15 000 об/мин (250% расчетного режима работы), $p_0 = 5,6$ МПа, $T_0 = 333$ К.

Как показывает анализ результатов теоретических исследований газовых опор, приведенных в работе [5], с ростом частоты вращения ротора увеличивается процесс самонагнетания, что приводит к существенному росту давления в канавке и увеличению силы реакции газового слоя при неизменном зазоре. В разработанной математической модели определяется зазор в уплотнении, который зависит от баланса сил, приложенных к аксиально-подвижному кольцу. С ростом частоты вращения ротора в указанном диапазоне минимальный зазор в уплотнении увеличивается с 0,91 до 2,63 мкм (в 2,8 раза). Изменение минимального зазора h и утечки газа Q в зависимости от частоты вращения n представлено на рис. 5. Как видно, с ростом частоты вращения утечка газа увеличивается с 0,18 до 3,93 $\text{нм}^3/\text{ч}$.

На рис. 6 представлены формы зазоров при разной частоте вращения. Видно, что ростом частоты вращения изгиб рабочей поверхности вращающегося кольца увеличивается более чем в 3 раза (с 0,81 до 2,72 мкм), изгиб рабочей поверхности аксиально-подвижного

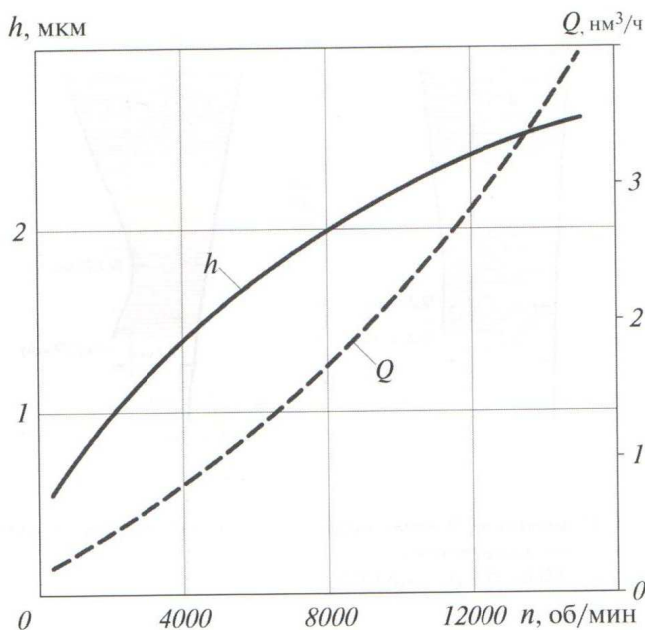


Рис. 5. Изменение величины минимального зазора h и расхода утечки Q от изменения частоты вращения ротора n

кольца в области газодинамических канавок и в области уплотнительного пояса увеличивается незначительно (соответственно с 0,89 до 0,94 мкм и с 0,33 до 0,44 мкм).

Форма зазора во всем исследованном диапазоне частоты вращения ротора остается неизменной – зазор имеет конфузорную форму в области газодинамических канавок (значение конфузорности составляет 2,48 при $n = 400$ об/мин и 2,22 при $n = 15\,000$ об/мин; сужаясь до минимального значения, соответствующего радиусу $R_{\min} = 101,16$ мм при $n = 400$ об/мин и $R_{\min} = 100,74$ мм при $n = 15\,000$ об/мин). Затем зазор принимает диффузорную форму (значение диффузорности равно 1,09 при $n = 400$ об/мин и 1,07 при $n = 15\,000$ об/мин), расширяясь к выходу из газового слоя, соответствующего радиусу $R_{\text{вн}}$.

Причина увеличения деформаций колец пары трения при увеличении уплотняемого давления и числа оборотов ротора различна. Так, при увеличении частоты вращения в исследуемом диапазоне изгиб рабочей поверхности аксиально-подвижного кольца незначительно увеличивается, в то время как изгиб рабочей поверхности вращающегося кольца увеличивается более чем в 3 раза. В этом случае очевиден вклад в деформированное состояние колец деформаций, зависящих от температурного поля в газовом слое между кольцами пары трения. При увеличении частоты вращения от 400 до 15 000 об/мин максимальная температура в газовом слое возрастает с 333,13 К до 364,67 К. Так как через вращающееся кольцо отводится подавляющая часть теплоты из газового слоя в окружающее пару трения пространство, изгиб рабочей поверхности значительно больше, чем у аксиально-подвижного кольца.

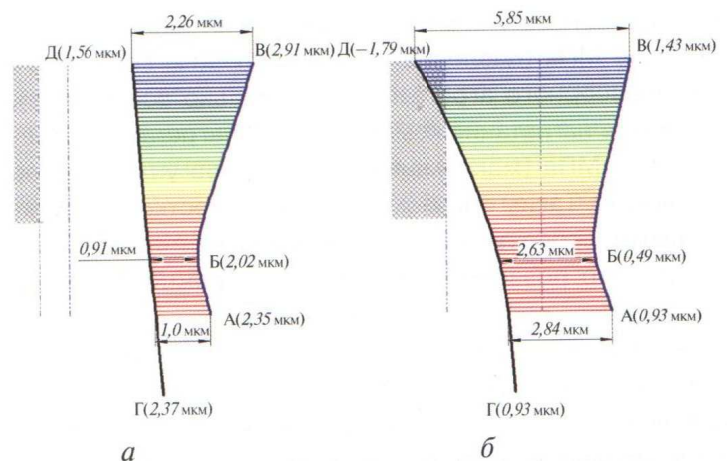


Рис. 6. Изменение формы рабочего зазора при увеличении частоты вращения ротора n : а – $n = 400$ об/мин; б – $n = 15\,000$ об/мин

При увеличении уплотняемого давления в исследованном диапазоне изгибы рабочих поверхностей как вращающегося, так и аксиально-подвижного колец увеличиваются более чем в 3 раза, что обусловлено увеличением силы $F_{\text{см}}$ с 23 кН до 136 кН и сил от разности уплотняемого давления p_0 и давления за уплотнением p_2 , действующих на радиальные поверхности колец, при этом максимальная температура в газовом слое снижается с 341,81 К до 340,21 К.

Основной вывод по представленному исследованию одного из разработанных образцов СГУ заключается в том, что типоразмерный ряд СГУ, разработанный в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» охватывает широкий диапазон режимных параметров компрессорных агрегатов. Это особенно важно для производителей компрессоров: на стадии разработки новых агрегатов можно сохранить геометрические размеры деталей в месте установки СГУ, применив, например унифицированные крышки корпуса сжатия, и тем самым уменьшить объем конструкторской работы. При использовании разработанных СГУ в широком диапазоне режимных параметров необходимо обращать внимание на изменение расхода утечки газа.

Список литературы

1. Номенклатура выпускаемых изделий. ОАО «Казань-компрессормаш». 2010. 49 с.
2. Новиков Е.А. Влияние термоупругих деформаций колец пары трения на форму зазора «сухого» газодинамического уплотнения//Компрессорная техника и пневматика. 2010. №7. С. 20-23.
3. Новиков Е.А. Термоупругогазодинамический расчёт сухих газодинамических уплотнений центробежных компрессоров//Компрессорная техника и пневматика. 2011. №2. С. 2-6.
4. Ден Г.Н. Термогазодинамика сухих торцовых газовых уплотнений роторов турбомашин. Владивосток: Дальрыбвтуз, 2003. 290 с.
5. Пинегин С.В., Емельянов А.В., Табачников Ю.Б. Газодинамические подпятники со спиральными канавками. М.: Наука, 1977. 107 с.

