

Национального технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – № 42. – С. 11-14. 3. *Самуль В.И.* Основы теории упругости и пластичности: Учеб. пособ. для вузов. – М.: Высшая школа, 1982. – 264 с. 4. *Бондарь С.В., Зубатый С.С., Киркач Б.Н., Лавинский В.И.* Программный комплекс SPACE-T для решения термоупругопластических контактных задач // Динамика и прочность машин. - Харків: НТУ «ХПІ». – 2000. – № 57. – С. 24-34.

Поступила в редколлегию 13.05.2010

УДК 539.4:621.6

В.А.ЛЕВАШОВ, канд. техн. наук, зав. отд., ОАО «Сумское
НПО им. М.В. Фрунзе»;

Л.В.РОЗОВА, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»

АВТОМАТИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Розроблено алгоритм та програмний комплекс розрахунку газодинамічних торцевих ущільнень роторів відцентрових компресорів, що складається з сумісного вирішення зв'язаних задач газодинаміки, теплопровідності та термопружності. Вірогідність чисельних розрахунків підтверджується експериментальними дослідженнями.

The analysis' algorithm and solution programs for the dry gas seals of the centrifugal compressors have been created. This analysis' algorithm consists of iteration solution of the interrelated heat transfer, thermoelasticity, power warping and gas dynamics tasks for the gas seals. The verification of numerical calculations has been justified by comparison with the results of experimental investigations.

Важнейшей системой компрессора, определяющей его работоспособность являются концевые уплотнения. Главным техническим направлением последних лет стала технология замены гидродинамических концевых уплотнений в центробежных компрессорах на уплотнения с газовой смазкой. В настоящее время газодинамическими торцевыми уплотнениями оснащено более 90 % компрессоров в виду их преимуществ перед масляными.

Замена гидравлических торцевых уплотнений на газодинамические в центробежных компрессорах высокого давления обуславливается повышением экономичности эксплуатации компрессора за счет уменьшения утечек газа, потерь мощности на трение в уплотнительных узлах, отказа от достаточно дорогостоящей маслосистемы для уплотнений. Однако конструирование такого типа уплотнения является достаточно наукоемким и трудоемким, что и объясняет их высокую стоимость. Кроме того, газодинамические уплотнения требуют высокого уровня обслуживания и монтажа.

Для того, чтобы наладить серийный выпуск уплотнений различных типоразмеров, потребуются десятки лет на получения опыта изготовления и эксплуатации, поэтому необходимо перенести удельный вес с экспериментально-доводочных работ на расчетно-вариантное проектирование. Но серьезным препятствием здесь является отсутствие в литературе уточненных расчетных методик, с помощью которых можно было бы сократить количество альтернативных вариантов конструкции при доводке.

В настоящее время на ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» освоено серийное производство безсмазочных центробежных компрессоров для газовой промышленности с применением газодинамических торцовых уплотнений и электромагнитных подшипников [1].

Успешное создание турбомашин с применением газодинамических уплотнений стало возможным благодаря разработки специалистами ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» и НТУ «ХПИ» методики расчета и программного комплекса автоматизированного проектирования конструкции уплотнения. Применительно к центробежным компрессорам газовой и нефтяной промышленности с широким диапазоном температур и давлений, потребовалось создание новых методов оценки газодинамических, теплофизических и прочностных характеристик уплотнений.

Главным компонентом рассматриваемого газодинамического торцового уплотнения является уплотнительная пара, состоящая из вращающегося и аксиально-подвижного колец (рис. 1). Рабочий зазор между кольцами уплотнения составляет 3-4 мкм. На уплотнительной поверхности вращающегося кольца нанесены динамические микроканавки (рис. 1), которые создают и поддерживают газодинамическое давление в зазоре, что обеспечивает саморегулирование зазора в рабочем состоянии.

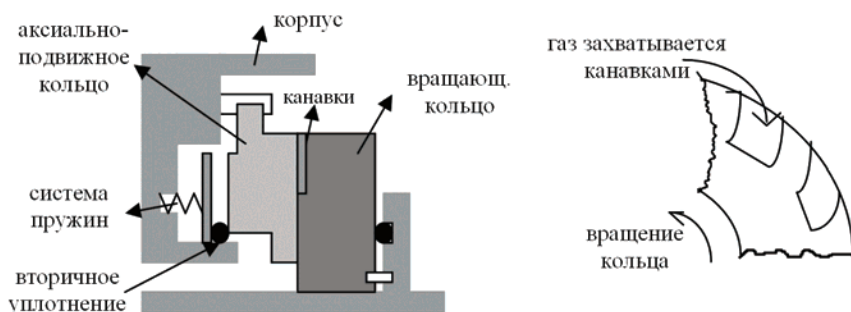


Рисунок 1 – Схема газодинамического торцового уплотнения

При установившейся работе уплотнения, когда вал компрессора выходит на рабочие обороты вращения, кольца газодинамического уплотнения подвергаются деформированию от действия давления газа, неравномерного на-

грева колец, выделения тепла в газовом слое. Соизмеримые с величиной рабочего зазора деформации колец уплотнения вызывают существенное изменение конфигурации и величины зазора. В силу того, что рабочий зазор в уплотнении составляет 3-4 мкм, любое его изменение даже на 0,5 мкм существенно меняет картину распределения газодинамического давления, действующего на кольца уплотнения в зазоре, тепловыделение в газовом слое. Поэтому задачи расчета газодинамического уплотнения имеют сильную связанность и не могут решаться каждая в отдельности [2, 3]. Уточненный расчет газодинамического торцового уплотнения включает в себя совместное решение взаимосвязанных задач газодинамики, теплопроводности, термоупругости и силового деформирования при установившейся работе уплотнения. Рассмотрение нестационарных режимов работы газодинамического уплотнения актуально в основном для переходных процессов, возникающих в момент пуска-остановки компрессора. Такие режимы возникают крайне редко. На стационарных режимах правильно спроектированное уплотнение ведет себя достаточно устойчиво. Поэтому будем рассматривать установившуюся работу данного уплотнения.

Двумерное распределение давления газа в зазоре между кольцами уплотнения описывается нелинейным уравнением газовой смазки, учитывающим изменение температуры газового слоя [2]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{1}{\mu T_{cp}} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} - 12\mu h \omega \sqrt{p} z \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{\mu T_{cp}} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} + 12\mu h \omega \sqrt{p} x \right) \right] = 0, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость газа; $T_{cp} = T_{cp}(x, z)$ – среднеинтегральная функция изменения температуры газа по толщине зазора (по координате y); h – толщина газового слоя; $p = P^2$ – квадрат давления газа; ω – угловая скорость вращения одного из колец.

Распределение температуры в газовом слое в зазоре описывается уравнением теплопроводности, учитывающим выделение тепла в газовом слое за счет вязкости и конвективного переноса тепла [2]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[k_T \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[k_T \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k_T \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \mu \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{PC_v}{RT} \left(v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0, \quad (2)$$

где k_T – коэффициент теплопроводности газового слоя; $T = T(x, y, z)$ – температура газа; v_x и v_z – составляющие скорости газа вдоль зазора; C_v – коэффициент удельной теплоемкости газа при постоянном объеме; R – универсальная газовая постоянная.

Краевыми условиями для уравнений (1,2) являются значения температуры и давления заданным значениям на входе и выходе из уплотнения.

Распределение температуры в рабочих кольцах имеет вид:

$$\nabla(k_{T_{1,2}} \nabla T) = 0, \quad (3)$$

где k_{T_1} и k_{T_2} – коэффициенты теплопроводности вращающегося и аксиально-подвижного колец уплотнения. Снаружи рабочие кольца уплотнения омываются газом известной температуры и скорости, действуют граничные условия третьего рода (конвективный теплообмен с окружающей средой). Коэффициенты теплоотдачи на внешних поверхностях колец определяются при помощи известных в литературе критериальных уравнений обтекания цилиндра, трубы и пластины. Однако определение коэффициентов теплоотдачи на уплотнительных поверхностях колец в зазоре оказывается затруднительным и поэтому целесообразно решать совместную задачу теплопроводности для газового слоя и рабочих колец уплотнений.

Решив уравнения (1-3) можно получить силовые и температурные нагрузки, действующие на кольца уплотнения и определить деформированное состояние рабочих колец уплотнения. Однако нелинейность задач расчета газодинамических уплотнений и их сильная связанность значительно усложняет решение. Необходимо также учесть тот факт, что решение каждой из вышеперечисленных задач в отдельности составляет большие трудности. Особенно это касается задачи газодинамики. Для ее решения был разработан алгоритм, основанный на применении метода Бубнова-Галеркина в сочетании с методом конечных элементов. Подробное описание алгоритма приводится в работе [4]. Для решения задачи теплопроводности и деформационной задачи применяется метод конечных элементов в вариационной постановке.

Для совместного решения вышеперечисленных задач газодинамики, теплопроводности и термоупругости разработан специальный итерационный алгоритм их совместного решения, с учетом некоторых изменений предложенных в работе [3]. В нем на каждой глобальной итерации, когда методом простых итераций решаются задачи газодинамики и теплопроводности, устанавливается поле давлений газа в зазоре и температур в зазоре и в рабочих кольцах сначала при плоскопараллельном зазоре. После этого итерационным путем решается деформационная задача и газодинамическая для каждого кольца в отдельности при установившемся поле температур. При этом устанавливается конфигурация рабочего зазора сначала с учетом деформаций вращающегося кольца, потом устанавливается конфигурация рабочего зазора от деформаций аксиально-подвижного кольца с учетом установившихся деформаций вращающегося кольца.

Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока с заданной степенью точности не уравниваются усилия от внешнего давления, действующего на рабочую пару, и газодинамического давления, возникающего в рабочем зазоре между кольцами уплотнения

Программная реализация предложенного итерационного алгоритма решения проходила в несколько этапов (см. рис. 2). Необходимо отметить, что

получить решение газодинамической задачи для рассматриваемых уплотнений с помощью существующих универсальных программных комплексов оказалось затруднительно в виду ее специфичности. Поэтому сотрудниками ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе» и Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» был разработан программный комплекс газодинамического расчета «сухих» торцовых уплотнений [4]. Данный программный комплекс успешно используется в отделе газодинамики и прочности ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» при проектировании новых типоразмеров торцовых уплотнений.

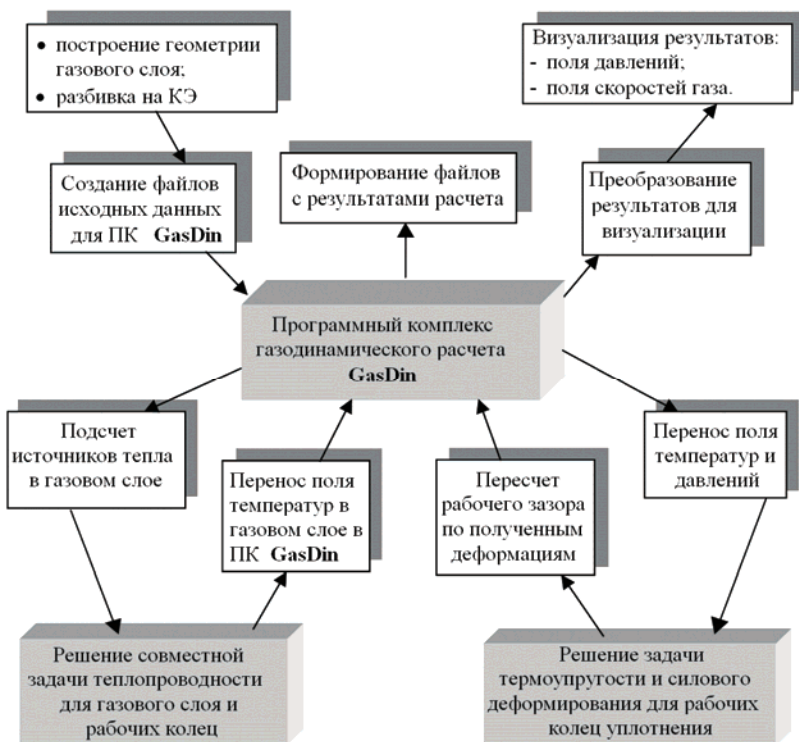


Рисунок 2 – Блок-схема программной реализации алгоритма решения

Программный комплекс GasDin позволяет проводить два вида газодинамических расчетов: при постоянной температуре газового слоя, и с учетом выделения тепла, и изменения температуры в газовом слое, при этом решается нелинейное дифференциальное уравнение газовой смазки (1). В качестве исходных данных для газодинамического расчета задается давление газа на входе и выходе из уплотнения P_2 и P_0 , внешний и внутренний радиусы облас-

ти течения r_2 и r_0 , величина рабочего зазора δ , глубина канавок, удельная теплоемкость газа при постоянном объеме C_v , универсальная газовая постоянная R , температура газа на входе и выходе из уплотнения T_2 и T_0 , угловая скорость вращения, величина результирующего газостатического усилия $F_{гст}$, действующего на внешней стороне аксиально-подвижного кольца, точность газодинамического расчета.

В результате газодинамического расчета с помощью созданного программного комплекса можно получить двумерное распределение давления газа, скорости газа в зазоре, а также расход газа через уплотнение, согласно интегрального соотношения для массового расхода газа:

$$Q_r = \int_0^{2\pi} \frac{1}{12\mu RT} h^3 P \frac{\partial P}{\partial r} d\varphi. \quad (4)$$

При определении расхода газа через уплотнение учитывается изменение конфигурации рабочего зазора при деформировании колец уплотнения.

Решение задач теплопроводности и термоупругости происходит с помощью универсального конечного-элементного программного комплекса. Обмен данными между программными комплексами осуществляется модулями программного комплекса GasDin согласно блок-схеме, приведенной на рис. 2.

Автоматическая реализация итерационного процесса решения совместной задачи также управляется модулями программного комплекса.

Тестирование разработанного итерационного алгоритма решения и созданного программного комплекса проводилось для работающих конструкций газодинамических торцовых уплотнений, используемых на ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе». Приведем результаты расчета для одной из таких конструкций уплотнений со спиральными канавками. Геометрические и рабочие параметры уплотнения приведены в табл. 1.

Таблица 1

r_0 , мм	r_1 , мм	R_2 , мм	P_0 , атм	P_2 , атм	Глубина канавки, мкм	$F_{гст}$, Н	ε
101	112,1	125	1,3	60,8	7	88347,9	$1 \cdot 10^{-5}$

Здесь ε – точность определения давления газа при решении газодинамической задачи.

Угловая скорость вращения кольца уплотнения $\omega = 5300$ об/мин. Вращающееся кольцо уплотнения изготовлено из карбида вольфрама, аксиально-подвижное – из углеграфита. Физические свойства материала приведены в табл. 2.

Сходимость итерационного процесса для рассматриваемого газодинамического торцового уплотнения достигается за 4 глобальных итерации и 24 подитерации.

Таблица 2

Вид материала	E , Па	α , 1/К	K_T , Вт/(м·К)
Карбид вольфрама	$7 \cdot 10^{11}$	$5,6 \cdot 10^{-6}$	50,2
Углеродистый графит	$0,11 \cdot 10^{11}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$	23

В результате деформирования рабочих колец уплотнения от действия давления газа и неравномерного нагрева существенно меняется конфигурация рабочего зазора (рис. 3).

Необходимо отметить, что на ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе» для предварительной проверки работы газодинамических торцовых уплотнений и их исследования используется специально созданный экспериментальный стенд.

В процессе испытания уплотнений выполняется контроль их основных параметров: входного и выходного давления в уплотнениях, температуры аксиально-подвижного кольца, температуры газа на входе и выходе из уплотнения, и расходные характеристики уплотнений. Экспериментальные исследования для рассматриваемой конструкции уплотнения показали, что нагрев газа в зазоре происходит в среднем до 40-50 °С, при отсутствии контакта поверхностей. В результате расчетных исследований газ на выходе из рассматриваемого уплотнения нагревается до 46 °С, что согласовывается с экспериментальными данными.

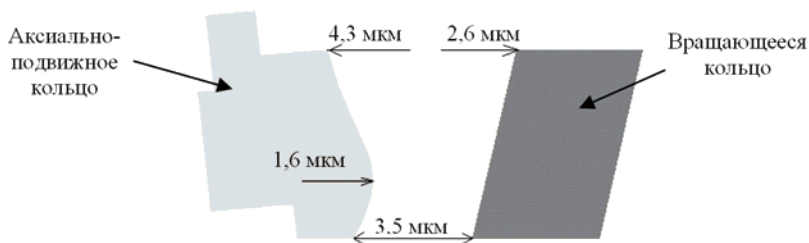


Рисунок 3 – Схематическое изображение установившегося вида рабочего зазора в результате итерационного процесса в среднем

Полученный в результате решения совместной задачи расход газа через рассматриваемое газодинамическое торцовое уплотнение составил $1,03 \cdot 10^{-3}$ кг/сек. При определении расхода газа через уплотнение учитывается изменение рабочего зазора вследствие деформации колец уплотнения. Расчетная величина расхода газа отличается от экспериментальной для данной конструкции уплотнения на 9 %.

Список литературы: 1. Бухолдин Ю.С. Разработка и исследование турбокомпрессоров углеводородного газа с газотурбинным приводом / Ю.С.Бухолдин, А.В.Смирнов, В.П.Парафейник, В.А.Левашиов, В.Г.Гадяка // Вісник НТУ «ХП». – 2010. – № 2. – С. 49-58. 2. Роговой Е.Д. Постановка связанной задачи газодинамики и теплопроводности для расчета рабочих пар «сухих» тор-

цовых уплотнений / *Е.Д. Роговой Е.Д., В.А.Левашов, Л.В.Розова* // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2003. – № 3. – С. 90-94. 3. *Роговой Е.Д.* Разработка итерационного алгоритма расчета газодинамических торцовых уплотнений с меньшим количеством итерационных циклов / *Е.Д.Роговой, В.А.Левашов, М.М.Смирнов, Л.В.Розова* // Вісник НТУ «ХПІ». – 2005. – № 22. – С. 15-20. 4. *Роговой Е.Д.* Создание специализированного программного комплекса для расчета газодинамических торцовых уплотнений в среде Visual C++ / *Е.Д.Роговой, В.А.Левашов, Л.В.Розова, А.М.Киселев* // Вісник НТУ «ХПІ». – 2002. – Т. 9, № 9. – С. 23-26.

Поступила в редколлегию 13.09.2010

УДК 539.3

А.МОВАГГАР, аспирант, НТУ «ХПІ»;
Г.И.ЛЬВОВ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

У даній статті запропонована енергетична модель для прогнозування втомної міцності й оцінки накопичених пошкоджень в умовах плоского напруженого стану в композиційних матеріалах. Розроблена методика ідентифікації параметрів моделі на основі мінімального необхідного набору експериментальних даних. Виконаний аналіз теорії для різних умов вантаження і проведено порівняння теоретичних результатів із експериментальними даними.

The paper proposes an energy model for fatigue life prediction and estimation of accumulated fatigue damage under plane stress conditions in composite materials. Method for identifying the proposed model parameters is based on the minimum necessary set of experimental data. The analysis of conclusions of the theory for various loading conditions was carried out and performed comparison of theoretical results with experimental data.

1 Введение. Композиционные материалы получают все возрастающее применение в современной промышленности, особенно в тех отраслях, где критически важно обеспечивать прочность и жесткость элементов конструкций при минимальном весе [1].

Вследствие высокой удельной жесткости и прочности армированных волокнами композиционных материалов, они часто используются для критических по отношению к весу конструктивных применений. Однако существующие несовершенства методов оценки прочности этих материалов часто приводят к тому, что в расчетных методиках принимаются большие коэффициенты безопасности. Поэтому изделия с применением композиционных материалов часто конструируются с чрезмерным запасом прочности, что снижает эффективность их использования.

Эти соображения в полной мере относятся к методам оценки усталост-