DOI: 10.15593/2224-9982/2015.42.05

УДК 621.515

А.А. Макаров, Н.Н. Зайцев

Пермский национальный исследовательский политехнический
университет, Пермь, Россия

ИНЖЕНЕРНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ПРИМЕНЕНИЯ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНЫХ МАШИНАХ

Повышение производительности современных роторных машин достигается их работой на сверхкритических частотах вращения в условиях высоких давлений и температур рабочей среды. При этом возрастает влияние характеристик лабиринтных уплотнений на динамическую устойчивость роторной системы, ее виброактивность, и в итоге на эксплуатационный ресурс машины. Соответственно, возрастает актуальность задач определения характеристик лабиринтных уплотнений и учета их влияния на динамику проектируемых роторных машин.

На основе информационно-аналитического обзора публикаций по лабиринтным уплотнениям рассмотрены инженерные и теоретические подходы к решению указанных задач. Рассматривается механизм образования циркуляционных газодинамических сил в лабиринтном уплотнении и влияние данных сил на динамику ротора. Описаны применяемые экспериментальные и вычислительные способы нахождения динамических коэффициентов жесткости и демпфирования лабиринтного уплотнения. Оценивается применимость этих способов при оперативном проектно-аналитическом анализе конструктивной и эксплуатационной эффективности альтернативных вариантов уплотнений на начальной стадии создания роторной машины.

Ключевые слова: характеристики лабиринтных уплотнений, циркуляционные газодинамические силы, коэффициенты жесткости и демпфирования уплотнения, способы определения ротородинамических коэффициентов.

A.A. Makarov, N.N. Zaytsev

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

ENGINEERING AND THEORETICAL PROBLEMS OF LABYRINTH SEALS APPLICATION IN HIGH-SPEED ROTOR MACHINES

Increasing productivity of modern rotor machines is achieved by their work at supercritical frequencies of rotation in conditions of high pressures and temperatures of a working medium. Under the circumstances the influence of the characteristics of labyrinth seals on dynamic stability, vibration, and an operational resource of the rotor machine increases. Thereafter, the importance of determining the characteristics of labyrinth seals and of taking into consideration their influence on rotor machines dynamics grows.

Engineering and theoretical approaches to solve these problems are considered based on information-analytical review of publications about labyrinth seals in this article. It is considered the mechanism of formation of the circulating gas-dynamic forces in labyrinth seals and the influence of these forces on rotor dynamics. It is described the used experimental and computational approaches for determination of the dynamic coefficients of stiffness and damping of labyrinth seals. It is estimated the applicability of these methods for the rapid analysis of constructive and operational efficiency of alternative variants of seals in initial stage of rotor machines creation.

Keywords: labyrinth seals characteristics, circulating gas-dynamic forces, stiffness and damping coefficients of seal, methods of rotordynamic coefficients determination.

Уплотнение зазоров между роторными и статорными деталями машин, разделяющими полости высокого и низкого давления, на сегодняшний день остается актуальной инженерной задачей. Для этого в различных роторных машинах (осевых и центробежных компрессорах, насосах, газовых и паровых турбинах) широкое распространение получили лабиринтные уплотнения, отличающиеся способностью работать в жидких и газообразных средах практически без ограничений по температуре, при больших перепадах давления, на предельно высоких скоростях вращения.

Лабиринтные уплотнения (ЛУ) относятся к бесконтактным уплотнениям проточного типа [1], особенностью которых является наличие протечки через них герметизируемой среды. Со стремлением уменьшить протечку связано большое конструктивное многообразие бесконтактных уплотнений, что отражено, в частности, на рис. 1.

Рис. 1. Конструктивные варианты уплотнений: *а* – лабиринтное гладкое; *б* – лабиринтное ступенчатое; *в* – лунковое

Инженерные проблемы применения лабиринтных уплотнений в современных роторных машинах связаны с влиянием уплотнений на динамическую устойчивость и, соответственно, эксплуатационный ресурс этих машин. Это обусловлено тем, что современные машины для уменьшения габаритов работают на высоких (сверхкритических) частотах вращения в условиях высоких давлений и температур рабочей

среды [2]. Соответственно, возрастают требования к работе лабиринтного уплотнения на переходных и установившихся рабочих режимах. Таким образом, для каждой роторной системы при проектировании лабиринтных уплотнений возникает необходимость решения следующих инженерных и научных задач:

1. Обеспечение приемлемого расхода утечки через ЛУ в условиях компромисса между минимизацией зазора для уменьшения протечки и его максимизацией во избежание нежелательных контактов роторных и статорных частей уплотнения на неустановившихся режимах работы ротора и при термической деформации деталей.

2. Определение величины и влияния на динамическую устойчивость ротора циркуляционных гидрогазодинамических сил в лабиринтном уплотнении, имеющих место при смещениях быстровращающегося ротора в уплотнении и способствующих возникновению самовозбуждающихся колебаний роторной системы [3].

3. Оценка жесткостных и демпфирующих характеристик лабиринтных уплотнений и их учет в динамике системы «ротор – опоры – уплотнения».

Особый практический интерес представляет возможность оперативного решения перечисленных задач при проектном анализе конструктивной и эксплуатационной эффективности использования альтернативных вариантов лабиринтных уплотнений на начальной стадии создания роторной машины, когда формируется ее концептуальное устройство [4]. В этом аспекте на основе аналитического обзора публикаций ниже рассматриваются существующие методологические подходы к задачам исследования и проектирования лабиринтных уплотнений турбокомпрессоров.

Определение расхода утечки через лабиринтное уплотнение

В центробежных компрессорах уплотнения располагают над покрывным диском рабочего колеса, между отдельными ступенями, по концам проточной части машины, в подшипниковых узлах и в других местах.

Работа лабиринтного уплотнения (рис. 2) основана на использовании процесса дросселирования газа через группу последовательно расположенных элементов уплотнения. Каждый элемент уплотнения состоит из щели, в которой статическое давление газа частично преоб-

разуется в динамический напор, и камеры, в которой динамический напор преобразуется в тепловую энергию из-за потерь на вихреобразование и трение.

Рис. 2. Схема течения газа в лабиринтном уплотнении: 1 – роторная часть; 2 – статорная часть; 3 – гребни лабиринтного уплотнения; δ – зазор между статорной и роторной частями

Впервые лабиринтное уплотнение было создано Парсонсом в 1880-х гг. в процессе усовершенствования паровой турбины [5]. Основное внимание и первые теоретические работы [6–9] были посвящены определению величины протечки через лабиринтное уплотнение в зависимости от его конструкции, в частности от величины зазора, числа и геометрии гребней, размеров камер, при заданном перепаде давлений на входе и выходе уплотнения. Для этой цели А. Стодолой [6] была предложена формула для расчета расхода протечки, полученная в предположении, что окружная скорость вращения ротора не влияет на величину протечки [10]. С введением поправочных коэффициентов [10, 11], учитывающих различные конструктивные особенности уплотнения, эта формула и на сегодняшний день используется в инженерной практике. Так, при течении газа в уплотнении с докритическими (дозвуковыми) скоростями расход определяется формулой [10]

$$\dot{m} = \mu \cdot \pi \cdot D \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T_1}}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода, учитывающий гидравлическое сопротивление и конструктивные особенности уплотнения; D – средний диаметр зазора; δ – зазор в уплотнении; p_1 и p_2 – давление газа соответственно перед лабиринтом, на стороне высокого давления, и за лаби-

ринтом; z – число гребней лабиринтного уплотнения; R – газовая постоянная; T_1 – температура газа перед уплотнением.

При достижении критической скорости истечения, что является нежелательным режимом работы уплотнения, расход определяется по формуле [10]

$$\dot{m} = \mu \cdot \pi \cdot D \cdot \delta \frac{p_1}{R \cdot T_1} \cdot \sqrt{\frac{1}{z + B}}, \quad (2)$$

где B – функция показателя адиабаты k газовой среды в уплотнении.

Коэффициенты расхода μ в формулах определяются экспериментально или численным моделированием течения в уплотнении с помощью современных программных комплексов вычислительной гидродинамики [12, 13]. При этом, как показано в работе [14], наряду с геометрическим подобием модели лабиринтного уплотнения необходимо учитывать влияние на коэффициенты расхода газодинамических критериев подобия Re и Eu .

Циркуляционные газодинамические силы

Вследствие производственных погрешностей изготовления (искривления геометрической оси вала, остаточной неуравновешенности) и эксплуатационных факторов быстровращающиеся роторы испытывают изгибные колебания и вибрацию, что особенно свойственно «гибким» роторам, имеющим рабочий режим вращения выше первой критической частоты. Такие роторы, помимо вращения вала относительно своей геометрической оси, совершают прецессионное вращение относительно оси расточки своих подшипниковых опор [15]. При этом радиальные смещения оси ротора в лабиринтном уплотнении приводят к эксцентricности кольцевых зазоров в них и, как следствие, к перераспределению давления по окружности зазора и возникновению действующих на ротор так называемых циркуляционных поперечных сил. В этом смысле силовое воздействие радиальных лабиринтных уплотнений на ротор подобно реакциям его подшипниковых опор с гидрогазодинамическими подшипниками скольжения [16].

Механизм возникновения циркуляционной силы в газовом лабиринтном уплотнении схематично показан на рис. 3. В результате трения о вращающийся с большой скоростью ω ротор газовый поток, проходя через уплотнение, приобретает окружную скорость. Как следст-

вие, при смещении ротора относительно статорной части уплотнения на величину e (OO_1 на рис. 3) из-за эксцентricности зазора возникает неравномерное распределение давления по зазору с зоной нагнетания перед его сужением, о чем свидетельствуют экспериментальные данные, полученные для газодинамических подшипников скольжения в работе [16]. Равнодействующая F_p такого поля давлений порождает упругую (консервативную) силу F_s , направленную против смещения ротора, и неконсервативную (циркуляционную) силу F_n , способствующую прямой прецессии ротора, совершаемой со скоростью Ω (рис. 3, *a*). При этом сила F_n вызывает смещение ротора в направлении, перпендикулярном первоначальному смещению.

Рис. 3. Механизм образования газодинамических сил в уплотнении:
a – консервативной F_s и циркуляционной F_n ; *б* – в проекциях
 на координатные оси

Таким образом, даже при импульсном характере первоначального смещения возникающая циркуляционная сила будет порождать саму себя, что при недостаточных демпфирующих свойствах газового потока в зазоре способствует самовозбуждающимся колебаниям ротора в уплотнении. В общем случае динамика ротора в уплотнении имеет сложный, нелинейный характер, особенно для «гибких» роторов, у которых

эксцентричность кольцевого зазора будет обуславливаться прецессией и вибрацией изогнутого вала ротора.

Возникновение в бесконтактных уплотнениях циркуляционных сил было впервые выявлено и исследовано в насосах высокого давления А.А. Ломакиным [3, 17] и известно как «эффект Ломакина». Пионером в исследовании механизма возникновения циркуляционных сил в уплотнениях и их влияния на колебания валопроводов турбомашин также считается J.S. Alford [18], связавший явление автоколебаний роторов авиационных турбомашин с динамическими свойствами лабиринтных уплотнений.

Впервые теоретически обоснованная математическая модель нестационарного течения рабочего тела в лабиринтных уплотнениях при несоосности их роторной и статорной частей сформулирована в варианте «дискретной» и «континуальной» моделей А.Г. Костюком в работе [19]. В этих моделях предполагалось, что вал совершает поперечное движение, зазоры в уплотнении меняются как в пространстве, так и во времени, размеры щели малы по сравнению с высотой камеры, площадь поперечного сечения канала постоянна в окружном направлении. Дальнейшее развитие математические модели получили в работах Ивацубо [20] и Чайлдса [21]. В принятой модели использовали ряд допущений, а именно: газ полагается идеальным, изменения давления в камере малы по сравнению с общим перепадом давления на уплотнении, частота акустического резонанса в камере много больше частоты вращения, влияние присоединенной массы не учитывается, эксцентриситет ротора мал по сравнению с радиальным зазором в уплотнении, осевая составляющая скорости пренебрежимо мала для определения касательных напряжений в окружном направлении, температура внутри камеры постоянна, вклад касательных напряжений в коэффициенты жесткости и демпфирования незначителен. Результатом расчетов по этим моделям является распределение давления в уплотнении в окружном направлении и проекции сил, получаемые интегрированием давления. Для таких расчетов характерно использование данных, получаемых опытным путем, и соответствующая сложность учета конструктивных особенностей уплотнений.

Экспериментальным исследованиям газодинамических сил посвящены работы [22–25]. В исследовании [25] для определения сил газодинамического происхождения в лабиринтных и надбандажных уп-

лотнениях использовался экспериментальный стенд «Динамическая модель уплотнения» (ДМУ), позволяющий определять результирующую силу взвешиванием ротора и расчетным путем по данным измерений окружного распределения давления во всех камерах уплотнения.

Для численного решения задачи определения газодинамических сил в лабиринтном уплотнении применяется программный комплекс ANSYS CFX, позволяющий моделировать газодинамические процессы в различных конструктивных вариантах уплотнений [26–28]. В работе [26] приводится численное моделирование в среде ANSYS CFX параметров воздушного потока в трехгребенчатом уплотнении, исследованном на экспериментальном стенде ДМУ. Авторами продемонстрирована необходимость верификации компьютерной газодинамической модели по экспериментальным данным. Таким образом, эффективность определения газодинамических сил в лабиринтном уплотнении методами вычислительной газодинамики будет существенно зависеть от соотношения точности расчетов и вычислительных затрат. Так, например, в работе [28] для приемлемой точности потребовалась КЭ-модель до 15 млн ячеек и время расчетов, с использованием их распараллеливания, до двух недель.

Для исследования влияния рассматриваемых газодинамических сил на динамику лабиринтного уплотнения используется ее линеаризованная модель, имеющая в общем случае при наличии постоянного эксцентриситета e_0 следующий вид [29]:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

где M – приведенная масса роторной части уплотнения; F_X и F_Y – проекции газодинамической силы F_p (рис. 3, б); $K_{XX}, K_{YY}, C_{XX}, C_{YY}$ и $K_{XY}, K_{YX}, C_{XY}, C_{YX}$ – соответственно прямые и перекрестные коэффициенты жесткости и демпфирования газового слоя, являющиеся в математическом аспекте линеаризации нелинейностей функциями коэффициентов в разложении в ряд Тейлора [30], определяемых для малых перемещений ротора относительно эксцентричного положения e_0 . В случае малых перемещений относительно центрального положения ($e_0 = 0$) имеет место [22]

$$K_{XX} = K_{YY} = K, \quad K_{XY} = -K_{YX} = k \text{ и } C_{XX} = C_{YY} = C, \quad C_{XY} = -C_{YX} = c. \quad (4)$$

Таким образом, поскольку коэффициенты жесткости и демпфирования уплотнения (ротординамические коэффициенты [22]) обуславливают соответственно собственные частоты и демпфирующие свойства роторной системы, определение этих ротординамических коэффициентов является важной инженерной и научной задачей при проектировании лабиринтных уплотнений.

Определение ротординамических коэффициентов

Методика определения ротординамических коэффициентов лабиринтных уплотнений, осуществляемая экспериментальными [22, 23] или вычислительными [28] способами, основывается на рассмотрении динамического равновесия сил в кольцевом газовом слое при перемещении роторной части уплотнения с заданным законом – $X(t)$, $Y(t)$. Этому условию соответствует следующее уравнение:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_X \\ -F_Y \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

где m – присоединенная к движущейся роторной части уплотнения масса газа. Остальные обозначения соответствуют уравнению (3).

В уравнении (5) обычно предполагается, что величина присоединенной массы m достаточно мала, чтобы не учитывать инерционные силы [22, 23, 29]. При этом для случая (4) уравнение (5) принимает вид

$$\begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_X \\ -F_Y \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

где неизвестными являются коэффициенты жесткости и демпфирования K , k , C и c , вычисляемые при найденных интегрированием в окружном направлении зазора силах давления в зазоре F_X , F_Y и заданном законе прецессии. Например, при круговой прецессии имеет место

$$X = e \cos \Omega t, \quad \dot{X} = -e \Omega \sin \Omega t, \quad Y = e \sin \Omega t, \quad \dot{Y} = e \Omega \cos \Omega t. \quad (7)$$

В этом случае из рассмотрения моментов времени, когда $F_X = F_s$, $F_Y = F_n$, что имеет место при $\Omega t = \kappa\pi$, $\kappa = 0, 1, 2, \dots$, подста-

новой соответствующих значений (7) в (6) получаются выражения для определения ротординамических коэффициентов [22]:

$$\frac{F_s}{e} = -K - c\Omega, \quad \frac{F_n}{e} = k - C\Omega. \quad (8)$$

В работе [28] для определения радиальной F_s и тангенциальной F_n сил применено трехмерное численное моделирование в среде ANSYS CFX течения газа в сравниваемых конструкциях лабиринтных уплотнений. Для каждого варианта уплотнения в результате серии расчетов производилась аппроксимация силы F_s полиномом второго порядка относительно частоты цилиндрической прецессии (7), а силы F_n – полиномом первого порядка. На основе этого по уравнениям (8) определялись коэффициенты жесткости и демпфирования (4). Для сравнения уплотнений использовался коэффициент эффективного демпфирования C_{eff} , определяемый как

$$C_{eff} = C - \frac{k}{\Omega}.$$

В работе [31] излагается аналитическая методика определения газодинамических сил с рассмотрением малых пульсаций давления и скорости в окружном направлении в камерах лабиринтных газовых уплотнений. На основе этих сил определяются ротординамические коэффициенты (4) при задании эллиптической прецессии ротора в уплотнении.

Метод и стенд для экспериментального определения ротординамических коэффициентов из уравнения (3) приведены в работе [22]. Испытательный стенд позволяет задавать статическое эксцентричное положение (e_0) ротора в статоре уплотнения в горизонтальном и вертикальном направлениях. Относительно этих положений с помощью внешнего вибратора с частотой Ω задается горизонтальная вибрация вращающегося ротора. Перемещения ротора контролируются вихревыми датчиками виброперемещений. Газодинамические силы в воздушном потоке, создаваемом в зазоре посредством стендового компрессора, измеряются через их воздействие на статорную втулку уплотнения с помощью трех динамометрических датчиков. Для исключения инерционных сил измеряются виброускорения статорной втулки.

Метод экспериментального определения ротординамических коэффициентов основан на определении коэффициентов Фурье A , B и F_{XS} , F_{XS} , F_{XS} соответственно для измеренных перемещений ротора и нестационарных сил реакции. Методика расчета имеет следующий вид.

Задается горизонтальное гармоническое движение вала относительно положения e_0 в виде

$$X = e_0 + A \sin \Omega t + B \cos \Omega t, \quad \dot{X} = A\Omega \cos \Omega t - B\Omega \sin \Omega t, \quad Y = \dot{Y} = 0.$$

Для сил записывается аналогичное выражение

$$F_X = F_{XS} \sin \Omega t + F_{XC} \cos \Omega t, \quad F_Y = F_{YS} \sin \Omega t + F_{YC} \cos \Omega t.$$

После подстановки этих выражений в уравнение (5), без учета в нем инерционных сил, и соответствующих преобразований приравниваются коэффициенты при синусных и косинусных членах:

$$F_{XS} = K_{XX} A - C_{XX} B\Omega, \quad F_{XC} = K_{XX} B + C_{XX} A\Omega,$$

$$F_{YS} = K_{YX} A - C_{YX} B\Omega, \quad F_{YC} = K_{YX} B + C_{YX} A\Omega.$$

Решением данной системы уравнений относительно четырех неизвестных определяются динамические коэффициенты

$$K_{XX}(e_0) = \frac{(F_{XC} B + F_{XS} A)}{(A^2 + B^2)}, \quad K_{YX}(e_0) = \frac{(F_{YS} A + F_{YC} B)}{(A^2 + B^2)},$$

$$C_{XX}(e_0) = \frac{(F_{XC} A - F_{XS} B)}{\Omega(A^2 + B^2)}, \quad C_{YX}(e_0) = \frac{(F_{YC} A - F_{YS} B)}{\Omega(A^2 + B^2)}.$$

Для определения остальных коэффициентов задается вертикальное гармоническое движение ротора

$$X = e_0, \quad \dot{X} = 0,$$

$$Y = A \sin \Omega t + B \cos \Omega t, \quad \dot{Y} = A\Omega \cos \Omega t - B\Omega \sin \Omega t.$$

Повторением рассмотренной выше процедуры получается система уравнений

$$F_{XS} = K_{XY} A - C_{XY} B\Omega, \quad F_{XC} = K_{XY} B + C_{XX} A\Omega,$$

$$F_{YS} = K_{YY} A - C_{YY} B\Omega, \quad F_{YC} = K_{YY} B + C_{YY} A\Omega.$$

Решением данной системы уравнений находятся искомые коэффициенты:

$$K_{YY}(e_0) = \frac{(F_{YC}B + F_{YS}A)}{(A^2 + B^2)}, \quad K_{XY}(e_0) = \frac{(F_{XS}A + F_{XC}B)}{(A^2 + B^2)},$$

$$C_{YY}(e_0) = \frac{(F_{YC}A - F_{YS}B)}{\Omega(A^2 + B^2)}, \quad C_{XY}(e_0) = \frac{(F_{XC}A - F_{XS}B)}{\Omega(A^2 + B^2)}.$$

В компании Siemens, по информации из источника [4], для определения динамических коэффициентов жесткости и демпфирования различных конструкций лабиринтных уплотнений применялся полномасштабный испытательный стенд, в котором активные магнитные подшипники используются не только как опоры ротора, но и для определения газодинамических сил, действующих на ротор в исследуемых уплотнениях. Созданная в компании обширная экспериментальная база данных по лабиринтным уплотнениям используется как при проектировании компрессоров, так и для верификации компьютерных исследований методами вычислительной газодинамики распределения параметров потока в лабиринтных уплотнениях и механизма возникновения сил в уплотнении.

В заключение аналитического обзора следует отметить:

1. Применение лабиринтных уплотнений в высокоскоростных роторных машинах сопряжено со значительным ростом влияния характеристик уплотнений на динамические и эксплуатационные свойства этих машин. Это обуславливает потребность в инженерных способах оценки проектных решений для лабиринтных уплотнений в аспекте, во-первых, обеспечения приемлемых величин протечки при условии отсутствия виброударений ротора со статором уплотнения и, во-вторых, определения газодинамических сил и моментов [32] в уплотнении и его динамических коэффициентов жесткости и демпфирования, значения которых необходимы для расчетов спектра критических частот вращения роторной системы и анализа ее динамической устойчивости.

2. Использование для определения величины протечки через лабиринтное уплотнение формулы А. Стодолы, как наиболее простого инженерного способа, предполагает определение коэффициента расхода, имеющего зависимость от конструкции и режима работы уплотне-

ния. При данном способе необходимо обеспечение не только геометрического, но и газодинамического подобия с применением критериальных чисел Рейнольдса, Эйлера и Маха [14]. Использование для этой цели современных программных комплексов вычислительной газовой динамики сопряжено с достаточно продолжительным процессом отладки и верификации компьютерной модели. Таким образом, непосредственное применение указанных способов для определения коэффициента расхода затруднительно при начальном проектном анализе конструктивных вариантов лабиринтного уплотнения. В то же время с их помощью могут быть получены регрессионные модели, удобные для использования в инженерной практике.

3. Определение газодинамических сил в лабиринтном уплотнении является как самостоятельной инженерной задачей, решение которой необходимо для анализа виброактивности роторной системы, так и необходимым этапом для определения динамических коэффициентов жесткости и демпфирования уплотнения. Приближенная оценка этих сил может быть выполнена по существующим расчетным методикам, в том числе предложенным в работах [19, 20, 23]. Более точным, но затратным по времени методом, позволяющим учесть как конструктивные особенности уплотнения, так и газодинамические особенности течения газа на входе в уплотнение и в его камерах, является использование программных комплексов вычислительной газодинамики [26–28]. При этом с их помощью могут быть получены аппроксимирующие выражения для газодинамических сил [28], позволяющие выполнять проектный параметрический анализ.

4. Опубликованные результаты экспериментального и численного определения ротординамических коэффициентов лабиринтных уплотнений используют математическую модель малого перемещения ротора относительно его концентричного положения в уплотнении, позволяющую определять коэффициенты жесткости и демпфирования в виде (4). При этом задается закон перемещения ротора в виде круговой [28] или эллиптической [23, 29] прецессии. Соответственно, на стадии проектного анализа при найденных упругой и циркуляционной силах (см. рис. 3, *a*) ротординамические коэффициенты (4) могут быть определены из уравнений (8). Для определения ротординамических коэффициентов, соответствующих случаю малых перемещений ротора относительно произвольного эксцентричного положения ротора в уп-

лотнении и представленных в уравнении (3), судя по публикациям, предложен только экспериментально-расчетный способ [22, 23].

5. Использование современных программных средств вычислительной гидрогазодинамики для определения гидравлических и динамических характеристик различных конструкций лабиринтных уплотнений для достоверности получаемых

Рис. 4. Фрагменты лабиринтного уплотнения, изготовленные по FDM-технологии быстрого прототипирования

результатов должно предусматривать верификацию компьютерной модели по экспериментальным данным. В то же время на основе верифицированных компьютерных моделей проведением вычислительных экспериментов могут быть получены необходимые для инженерной практики базы данных характеристик различных уплотнений.

6. Для создания экспериментальной базы данных характеристик лабиринтных уплотнений представляются перспективными экспериментальные исследования и отработка конструкций уплотнений на функциональных моделях, изготавливаемых по технологии быстрого прототипирования. На рис. 4 показан фрагмент четырехгребенчатого лабиринтного уплотнения, изготовленного из пластика по FDM-технологии на 3D-принтере Dimension SST 1200es.

Библиографический список

1. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
3. Ломакин А.А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров // Энергомашиностроение. – 1955. – № 2. – С. 1–10.
4. Науманн А. Надежное предсказание стабильности ротора с помощью анализа 2-го уровня // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 2010: тр. 15-го Междунар. симпоз. – СПб.: Изд-во Санкт-Петербург. гос. техн. ун-та, 2010. – С. 180–196.

5. Снек Х.Дж. Обзор литературы по лабиринтным уплотнениям // Проблемы трения и смазки. – 1974. – № 3. – С. 59–63.
6. Stodola A. Steam and gas turbines. – New York: Peter Smith, 1945. – Vol. 1.
7. Martin H.M. Labyrinth Packings // Engineering. – Jan. 1908. – P. 35–36.
8. Hodkinson B. Estimation of the leakage through a labyrinth gland // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1939. – № 141. – P. 283–288.
9. Egli A. The leakage of steam through labyrinth seals // Transactions of the ASME. – 1935. – P. 115–122.
10. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 с.
11. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин. – Л.: Машиностроение, 1956. – 340 с.
12. Классификация и перспектива развития уплотнений типа «воздух – воздух» в газотурбинных двигателях / А.А. Иноземцев, Ю.А. Пыхтин, В.Л. Сандрацкий, С.И. Фадеев, С.А. Харин // Вестник Пермского государственного технического университета. Аэрокосмическая техника. – 2004. – № 17. – С. 13–26.
13. Резник С.Б., Бандурко Е.А. Расчетно-экспериментальная оценка эффективности различных типов лабиринтных уплотнений // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 10(07). – С. 189–193.
14. Бага В.В. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения // Журнал инженерных наук. – 2014. – № 1. – С. 1–7.
15. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 476 с.
16. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники. – Л.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
17. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. – 1958. – № 4. – С. 1–5.
18. Алфорд Дж. Защита турбомашин от самовозбуждающихся прецессионных движений ротора // Энергетические машины и установки. – 1965. – № 4. – С. 1–15.

19. Костюк А.Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтных уплотнениях турбомашин // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 29–33.

20. Iwatsubo T. Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors // NASA CP 2133 Proceedings of a workshop at Texas A and M University, 12–14 May 1980, entitled Rotordynamic Instability, Problems in High Performance Turbomachinery. – P. 139–167.

21. Чайлдс Д., Шеппер Дж. Расчет лабиринтных уплотнений на основе метода Иванцубо. Сравнение с экспериментальными данными // Энергетические машины. – 1986. – № 2. – С. 83–90.

22. Теоретическое и экспериментальное определение динамических коэффициентов кольцевых газовых уплотнений. Ч. 1. Испытательный стенд и аппаратура / Д. Чайлдс, К. Нелсон, К. Никс, Дж. Шерпер, Д. Элрод, К. Хейл // Проблемы трения и смазки. – 1986. – № 3. – С. 95–102.

23. Нелсон К., Чайлдс Д., Никс К., Элрод Д. Теоретическое и экспериментальное определение динамических коэффициентов кольцевых газовых уплотнений. Ч. 2. Уплотнения с постоянным и конусным сужающимся зазорами // Проблемы трения и смазки. – 1986. – № 3. – С. 102–107.

24. Wagner N.G. Reliable rotor dynamic design of high-pressure compressors based on test rig data // Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. – October 2001. – Vol. 123. – P. 849–856.

25. Коновалов Р.Н. Экспериментальные исследования расходных и динамических характеристик уплотнений для ступени с полным и парциальным подводом пара: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2003. – 169 с.

26. Брыкин Б.В., Леонтьев М.К. Определение аэрогазодинамических циркуляционных сил в воздушных уплотнениях [Электронный ресурс] // Труды МАИ. – № 43. – URL: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=24721> (дата обращения: 20.04.2015).

27. Брыкин Б.В., Евдокимов И.Е. Численное моделирование эксперимента по исследованию течения в лабиринтном уплотнении [Электронный ресурс] // Труды МАИ. – № 61. – URL: <http://mai.ru/science/trudy/published.php?ID=35499> (дата обращения: 20.04.2015).

28. Особенности динамики ротора компрессора высокого давления с торцевыми газодинамическими уплотнениями / А.В. Смирнов,

В.Г. Гадяка, Д.В. Лейких, И.Н. Зинченко // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 2013: тр. 18-го Междунар. симпоз. – СПб.: Изд-во Санкт-Петербург. гос. техн. ун-та, 2013. – С. 58–62.

29. Анализ взаимодействия между диском с лопатками и корпусом через лабиринтное уплотнение / Ф.Б. Андреев, А.М. Гуськов, Ф.Б. Андреев, F. Thouverez, L. Blanc // Тр. юбилейной XXV Междунар. инновационно ориентированной конф. молодых ученых и студентов (МИКМУС) (Москва, 13–15 ноября 2013 г.). – М.: Изд-во Ин-та машиноведения РАН, 2013. – С. 8–12.

30. Соломин О.В. Динамические характеристики гидростатодинамических опор в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия вузов. Машиностроение. – 2006. – № 1. – С. 14–23.

31. Чайлдс Д., Шерпер Дж. Экспериментальные динамические коэффициенты лабиринтных газовых уплотнений с зубцами на роторе и статоре // Энергетические машины. – 1986. – № 4. – С. 38–44.

32. Kanemori Y., Iwatsobo T. Experimental study of dynamic fluid forces and moments for a long annular seals // ASME Journal of Tribology. – 1992. – Vol. 114. – P. 773–778.

References

1. Kondakov L.A, Golubev A.I., Ovander V.B. [et al.]. Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika. Spravochnik [Seals and sealing devices. Reference manual]. Moscow: Mashinostroenie, 1986. 464 p.

2. Martsinkovskiy V.A. Beskontaktnye uplotneniya rotornykh mashin [Non-contact seals of rotary machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 200 p.

3. Lomakin A.A. Pitatelnye nasosy tipa SVP-220-280 turboustanovki sverkhvysokikh parametrov [Feed-pumps SVP-220-280 of high-speed parameter turbine plants]. *Energomashinostroenie*, 1955, no. 2, pp. 1-10.

4. Naumann A. Nadezhnoe predskazanie stabilnosti rotora s pomoshchyu analiza 2-go urovnya [Reliable prediction of rotor stability by second level analysis]. *Trudy 15-go mezhdunarodnogo simpoziuma "Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressorного oborudovaniya – 2010"*. Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet, 2010, pp. 180-196.

5. Sneek H.J. Labyrinth seal literature survey. *Journal of lubrication technology. Transactions of the ASME. Series F*, 1974, no. 3, pp. 59-63.
6. Stodola A. Steam and gas turbines. New York: Peter Smith, 1945. Vol. 1.
7. Martin H.M. Labyrinth Packings. *Engineering*, Jan. 1908, pp. 35-36.
8. Hodkinson B. Estimation of the leakage through a labyrinth gland. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1939, vol. 141, pp. 283-288.
9. Egli A. The leakage of steam through labyrinth seals. *Transactions of the ASME*, 1935, pp. 115-122.
10. Shnepp V.B. Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Designing and calculating centrifugal compressor machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1995. 240 p.
11. Livshits S.P. Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Aerodynamics of centrifugal compressor machines]. Leningrad: Mashinostroenie, 1956. 340 p.
12. Inozemtsev A.A., Pykhtin Yu.A., Sandratskiy V.L., Fadeev S.I., Kharin S.A. Klassifikatsiya i perspektiva razvitiya uplotneniy tipa “vozdukh–vozdukh” v gazoturbinnnykh dvigatelyakh [Classification and prospects of development of air–air seals in gas-turbine engines]. *Vestnik Permskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2004, no. 17, pp. 13-26.
13. Reznik S.B., Bandurko E.A. Raschetno-eksperimentalnaya otsenka effektivnosti razlichnykh tipov labirintnykh uplotneniy [Experimentally-calculated evaluation of efficiency of various labyrinth seals]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2013, no. 10 (07), pp. 189-193.
14. Baga V.V. O fizicheskom modelirovanii labirintnogo uplotneniya [On physical simulation of labyrinth seal]. *Zhurnal inzhenernykh nauk*, 2014, no. 1, pp. 1-7.
15. Kostyuk A.G. Dinamika i prochnost turbomashin [Dynamics and strength of turbomachines]. Moskovskiy energeticheskiy institut, 2007. 476 p.
16. Drozdovich V.N. Gazodinamicheskie podshipniki [Gasodynamic bearings]. Leningrad: Mashinostroenie, 1976. 208 p.
17. Lomakin A.A. Raschet kriticheskogo chisla oborotov i usloviya obespecheniya dinamicheskoy ustoychivosti rotorov vysokonapornykh gidravlicheskikh mashin s uchetom sil, vznikayushchikh v uplotneniyakh [Calculation of critical speed and dynamic stability of rotors of high-head

hydraulic machines with account of forces arising in seals]. *Energomashinostroenie*, 1958, no. 4, pp. 1-5.

18. Alford J.S. Protecting turbomachinery from self-excited rotor whirl. *Journal of engineering for power. Transactions of the ASME. Series A*, 1965, vol. 87, no. 4, pp. 1-15.

19. Kostyuk A.G. Teoreticheskiy analiz aerodinamicheskikh sil v labirintnykh uplotneniyakh turbomashin [Theoretical analysis of aerodynamic forces]. *Teploenergetika*, 1972, no. 11, pp. 29-33.

20. Iwatsubo T. Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines or compressors. *NASA CP 2133 Proceedings of a workshop at Texas A and M University*, 12-14 May 1980, entitled Rotordynamic Instability, Problems in High Performance Turbomachinery, 1980, pp. 139-167.

21. Childs D.W., Scharrer J.K. An Iwatsubo-based solution for labyrinth seals: comparison to experimental results. *Journal of engineering for power. Transactions of the ASME. Series A*, 1986, no. 2, pp. 83-90.

22. Childs D.W., Nelson C.E., Nicks C., Scharrer J., Elrod D., Hale K. Theory versus experiment for the rotordynamic coefficients of annular gas seals. Part I. Test facility and apparatus. *Journal of lubrication technology. Transactions of the ASME. Series F*, 1986, no. 3, pp. 95-102.

23. Nelson C.C., Childs D.W., Nicks C., Elrod D. Theory versus experiment for the rotordynamic coefficients of annular gas seals. Part 2. Constant-clearance and convergent-tapered geometry. *Journal of lubrication technology. Transactions of the ASME. Series F*, 1986, no. 3, pp. 102-107.

24. Wagner N.G. Reliable rotor dynamic design of high-pressure compressors based on test rig data. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2001, vol. 123, pp. 849-856.

25. Konovalov R.N. Eksperimentalnye issledovaniya raskhodnykh i dinamicheskikh kharakteristik uplotneniy dlya stupeni s polnym i partialnym podvodom para [Experimental studies of rate and dynamic characteristics of seals for stage of partial and full vapour supply]. Thesis of Ph. D. in Technical Sciences. Moscow Institute of High-Power Engineering, 2003. 169 p.

26. Brykin B.V., Leontev M.K. Opredelenie aerogazodinamicheskikh tsirkulyatsionnykh sil v vozdushnykh uplotneniyakh [Determination of aerogas-dynamic circulation]. *Trudy MAI*, no. 43, available at: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=24721> (accessed 20 April 2015).

27. Brykin B.V., Evdokimov I.E. Chislennoe modelirovanie eksperimenta po issledovaniyu techeniya v labirintnom uplotnenii [Numerical simulation of flow in labyrinth seal]. *Trudy MAI*, no. 61, <http://mai.ru/science/trudy/published.php?ID=35499> (accessed 20 April 2015).

28. Smirnov A.V., Gadyaka V.G., Leykikh D.V., Zinchenko I.N. Osobennosti dinamiki rotora kompressora vysokogo davleniya s tortsevyimi gazodinamicheskimi uplotneniyami [Features of rotor dynamics of high-pressure compressor with face gas-dynamic seals]. *Trudy 18-go mezhdunarodnogo simpoziuma "Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya – 2013"*. Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet, 2013, pp. 58-62.

29. Andreev F.B., Guskov A.M., Andreev F.B., Thouverez F., Blanc L. Analiz vzaimodeystviya mezhdu diskom s lopatkami i korpusom cherez labirintnoe uplotnenie [Analysis of interchangeability between disk with blade and case through labyrinth seal]. *Trudy Yubileynoy XXV Mezhdunarodnoy innovatsionno orientirovannoy konferentsii molodykh uchenykh i studentov*. Moscow: Institut mashinostroeniya Rossiyskoy akademii nauk, 2013, pp. 8-12.

30. Solomin O.V. Dinamicheskie kharakteristiki gidrostatodinamicheskikh opor v usloviyakh dvukhfaznogo sostoyaniya smazochnogo materiala [Dynamic characteristics of hydrodynamic bearings at double-phase state of lubricant]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*, 2006, no. 1, pp. 14-23.

31. Childs D.W., Scharrer J.K. Experimental rotordynamic coefficient results for teeth-on-rotor and teeth-on-stator labyrinth gas seals. *Journal of engineering for power. Transactions of the ASME. Series A*, 1986, no. 4, pp. 38-44.

32. Kanemori Y., Iwatsubo T. Experimental study of dynamic fluid forces and moments for a long annular seals. *ASME Journal of Tribology*, 1992, vol. 114, pp. 773-778.

Об авторах

Макаров Андрей Анатольевич (Пермь, Россия) – аспирант кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ФГБОУ ВПО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: makarovandrej@mail.ru).

Зайцев Николай Николаевич (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ФГБОУ ВПО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: znn@perm.ru).

About the authors

Andrey A. Makarov (Perm, Russian Federation) – Doctoral Student, Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: makarovandrej@mail.ru).

Nikolay N. Zaytsev (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: znn@perm.ru).

Получено 15.05.2015