

Особенности спектра собственных колебаний уплотнений газотурбинных двигателей

А. Е. Занин^а, А. П. Зиньковский^б, А. В. Шереметьев^а

^а ГП ЗМКБ “Прогресс” им. А. Г. Ивченко, Запорожье, Украина

^б Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

Представлены результаты выполненных численных исследований по определению особенностей спектра собственных колебаний уплотнений газотурбинных двигателей с учетом их конструктивно-технологических факторов. Предложены рекомендации по повышению их надежности и эффективности.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, лабиринтное и щеточное уплотнения, циклическая симметрия, спектр собственных колебаний.

Введение и постановка задачи. Многие механические системы обладают так называемой циклической, или поворотной симметрией. К ним относятся рабочие колеса и камеры сгорания газотурбинных двигателей (ГТД), космические антенные системы и другие объекты техники. В литературных источниках широко представлены результаты исследований колебаний рабочих колес [1–3] как типичного примера рассматриваемых систем. Опыт создания авиационных ГТД показывает, что более половины дефектов, выявляемых в процессе доводки двигателей, имеют вибрационное происхождение, и основная их часть приходится на рабочие колеса.

К узлам ГТД, которые характеризуются конструктивной циклической симметрией, относятся уплотнения между статорными и роторными частями, обеспечивающие снижение паразитных утечек воздуха, отбираемого в компрессоре для обеспечения нормального функционирования турбины (охлаждение, создание перепадов давлений в опорах, компенсация осевого усилия на подшипники). В течение длительного времени в практике создания ГТД основным видом уплотнений были лабиринтные [4]. Однако в настоящее время проводится поиск более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные. Некоторые результаты их применения при создании современных ГТД представлены в работе [5].

Анализ эксплуатации указанных уплотнений показывает, что имели место растрескивания гребешков лабиринтных уплотнений и усталостные трещины в кольцах щеточных уплотнений, возможной причиной которых могут быть резонансные колебания и автоколебания. Одним из основных способов предотвращения возникновения таких дефектов, как известно, является отстройка от опасных динамических состояний путем различного рода конструктивных изменений, что обуславливает необходимость знания спектра собственных колебаний составляющих элементов уплотнений.

Таким образом, цель настоящей работы состоит в исследовании особенностей спектра собственных колебаний лабиринтных и щеточных уплотне-

ний газотурбинных двигателей с учетом влияния конструктивно-технологических факторов и разработка рекомендаций по повышению их надежности и эффективности.

Объекты исследования и основы методики расчета спектра их собственных колебаний. В конструктивном отношении лабиринтные и щеточные уплотнения, как видно из приведенных на рис. 1 их продольных разрезов, представляют собой совокупность роторного и статорного колец, обладающих конструктивной поворотной (циклической) симметрией. Указанные уплотнения различаются исполнением колец как их составляющих элементов. Рассмотрим некоторые конструктивные особенности исследуемых уплотнений.

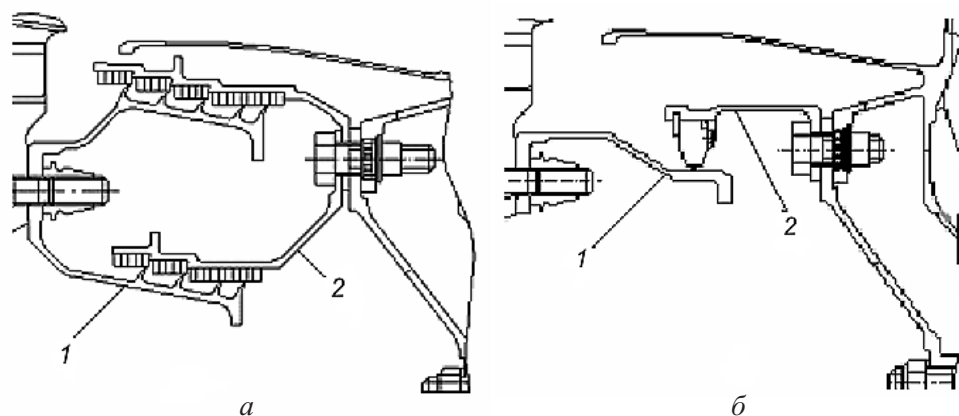


Рис. 1. Продольный разрез лабиринтного (а) и щеточного (б) уплотнений: 1, 2 – роторное и статорное кольца соответственно.

Роторное кольцо лабиринтного уплотнения, состоящее из нижней и верхней частей, содержит гребешки, число которых соответственно равно четырем и пяти (рис. 1,а). Гребешки расположены на конической поверхности с наклоном навстречу потоку воздуха. Такое конструктивное исполнение обуславливает изменение направления потока воздуха и создание большого гидравлического сопротивления на пути его перетекания, что приводит к повышению эффективности дросселирования и, следовательно, уменьшению, как и в случае увеличения числа гребешков и уменьшения зазора между последними и статорным кольцом, количества перетекающего воздуха.

В щеточном уплотнении статорное кольцо имеет форму кольца со щеткой, металлические проволочки малого диаметра которой изготовлены из сплавов на основе никеля, хрома, кобальта, вольфрама или неметаллических волокон (рис. 2,а). С целью уменьшения трения они располагаются под углом к сопрягаемой поверхности роторного кольца.

Далее предполагается, что исследуемые уплотнения обладают строгой поворотной симметрией. Известно [1], что расчет спектра (частот и форм) собственных колебаний такой системы сводится к рассмотрению ее периода с соответствующими граничными условиями, учитывающими влияние соседних периодов.

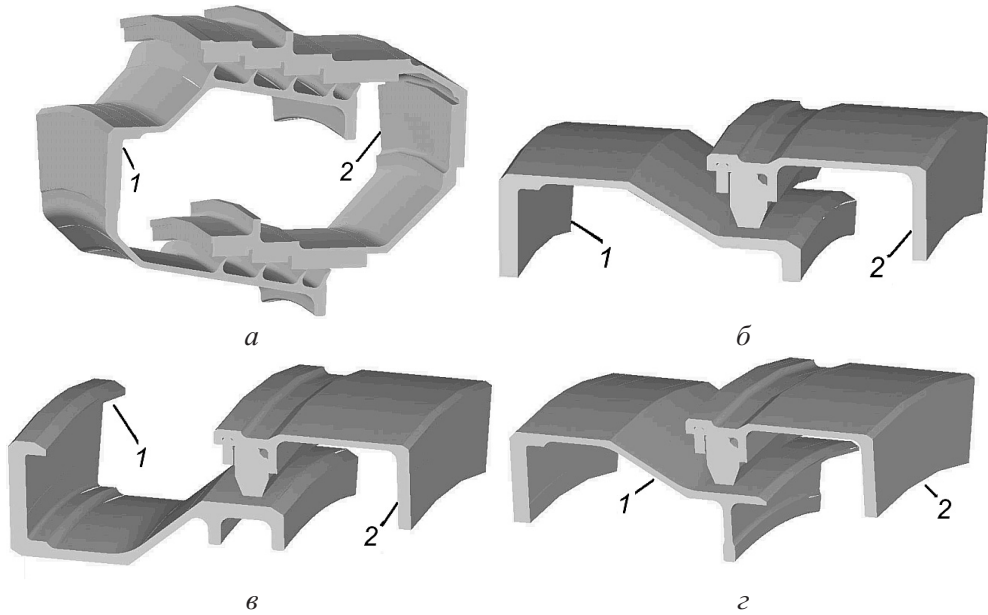


Рис. 2. Периоды роторного (1) и статорного (2) колец исследуемых уплотнений: а – лабиринтное; б, в, г – щеточное исходной конструкции и ее модификации 1r и 2r соответственно.

Для решения поставленной задачи были разработаны в трехмерной постановке конечноэлементные (КЭ) модели периодов колец выбранных конструкций уплотнений. Вычислительные эксперименты по определению спектра собственных колебаний объектов исследования проводились с использованием стандартизированного программного пакета ANSYS [6].

Матричное уравнение свободных колебаний конечноэлементной модели любого объекта исследования имеет вид

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = 0, \quad (1)$$

где $[\mathbf{M}]$ и $[\mathbf{K}]$ – матрицы инерционных и упругих характеристик системы; $\{\mathbf{u}\}$ – вектор-столбец перемещений.

Поскольку для исследуемой системы задача сводится, как отмечалось выше, к рассмотрению отдельного ее периода, при решении уравнения (1) должны выполняться следующие граничные условия:

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{u}'_m \\ \mathbf{u}'_{-m} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_{-m} \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где u_m , u_{-m} и u'_m , u'_{-m} – перемещения на правой и левой поверхностях периода соответственно; $\alpha = m\varphi$; $\varphi = 2\pi/N$; m – число волн деформации (узловых диаметров) по окружности системы, удовлетворяющее условию

$$0 \leq m \leq N/2. \quad (3)$$

Результаты вычислительных экспериментов. В соответствии с постановкой задачи для ее решения выбраны лабиринтное и щеточное уплотнения (рис. 1), которые испытывали при разработке и доводке газотурбинного двигателя Д-27 в системе компенсации осевого усилия (КОУ) турбины винтовентилятора при оборотах вращения ротора $n = 8440$ об/мин [5]. Отметим, что кроме исходных конструкций колец щеточного уплотнения (рис. 1,б) рассматривали также их две модификации. Так, для роторного кольца вид периодов двух его модификаций показан на рис. 2. Их различие состоит в том, что в модификации 1р кольцо усилено двумя буртами (рис. 2,в), а в модификации 2р – одним высоким буртом под местом его контакта со щетками статорного кольца, в котором крепление уплотнения опирается на корпус двигателя (рис. 2,г). Модифицированное статорное кольцо отличается от исходной конструкции диаметром его щетки и обусловленными этим некоторыми конструктивными изменениями.

Периоды колец исследуемых уплотнений представляют собой секторы с углом 20° , величина которого выбрана исходя из количества крепежных болтов колец. Это означает, что порядок симметрии N рассматриваемых уплотнений равен 18.

С использованием разработанных КЭ моделей колец уплотнений проведены расчеты их спектров собственных колебаний в предположении строгой циклической симметрии. Для определения резонансных частот колебаний выбранных объектов исследования строились частотные диаграммы – зависимости собственных частот колебаний p_m от числа оборотов n с учетом влияния давлений в полостях, центробежных сил и температуры. Кроме того, определялись частотные функции $p_m = f(m)$ колец исследуемых уплотнений. Проанализируем полученные результаты вычислительных экспериментов.

На рис. 3 приведены частотные диаграммы колец лабиринтного уплотнения, полученные для параметров взлетного режима, и соответствующие им частотные функции. Как видно, собственные частоты колебаний выше частоты возбуждения колебаний, т.е. для данного уплотнения отсутствуют условия для возбуждения резонансных колебаний колец. Это дает основание утверждать, что резонансные колебания не являются причиной растрескивания гребешков. Поэтому указанный дефект был устранен увеличением краевых зазоров на входе уплотнения.

Аналогичные результаты получены для выбранных конструкций колец щеточного уплотнения. Из представленных на рис. 4 частотных функций для всех рассмотренных конструкций роторного и статорного колец видно, что, как и в случае лабиринтного уплотнения, их собственные частоты колебаний выше частоты возбуждения, т.е. условия возбуждения их резонансных колебаний также отсутствуют. Однако во время испытаний двигателя с исходным щеточным уплотнением отмечено падение давления в полости КОУ, причиной которого явились трещины на роторном кольце, обнаруженные после разборки двигателя и проведенного анализа с помощью люминесцентного метода контроля.

Для определения возможных причин появления усталостных трещин рассмотрим формы собственных колебаний выбранных конструкций ротор-

ного кольца. Как пример на рис. 5 приведены их формы колебаний с тремя узловыми диаметрами ($m = 3$). На основании анализа формы колебаний исходного роторного кольца установлена возможность подсоса газа и возбуждения акустических колебаний под действием круговых волн давления в полости над рассматриваемым кольцом уплотнения.

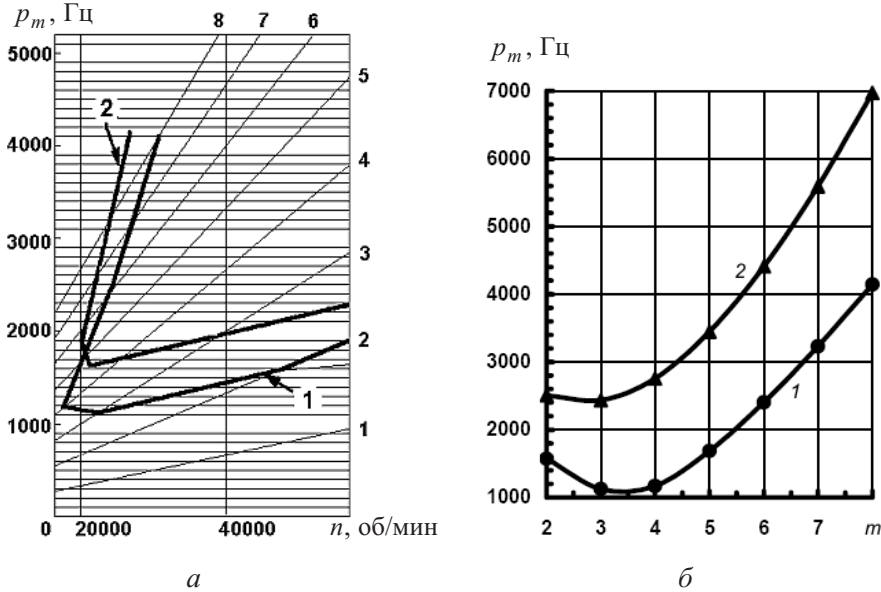


Рис. 3. Частотные диаграммы (а) и функции (б) роторного (1) и статорного (2) колец лабиринтного уплотнения.

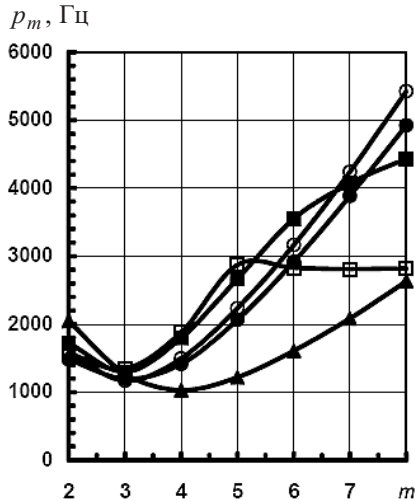


Рис. 4. Частотные функции колец щеточного уплотнения: исходная конструкция роторного кольца (▲) и ее модификации 1р (●) и 2р (■), а также исходная (○) и модифицированная (□) конструкции статорного кольца.

Как известно [7], возбуждение акустических колебаний происходит в системе, состоящей из двух подсистем (механической и акустической), в качестве которых в данном случае выступают роторное кольцо и пульсации

газа в полостях соответственно. При совпадении частоты колебаний механической подсистемы и числа волн деформации по окружности акустической подсистемы наступает акустический резонанс. Параметры акустической подсистемы зависят от температуры, скоростей вращения ротора и газа, который приводится во вращение трением о ротор.

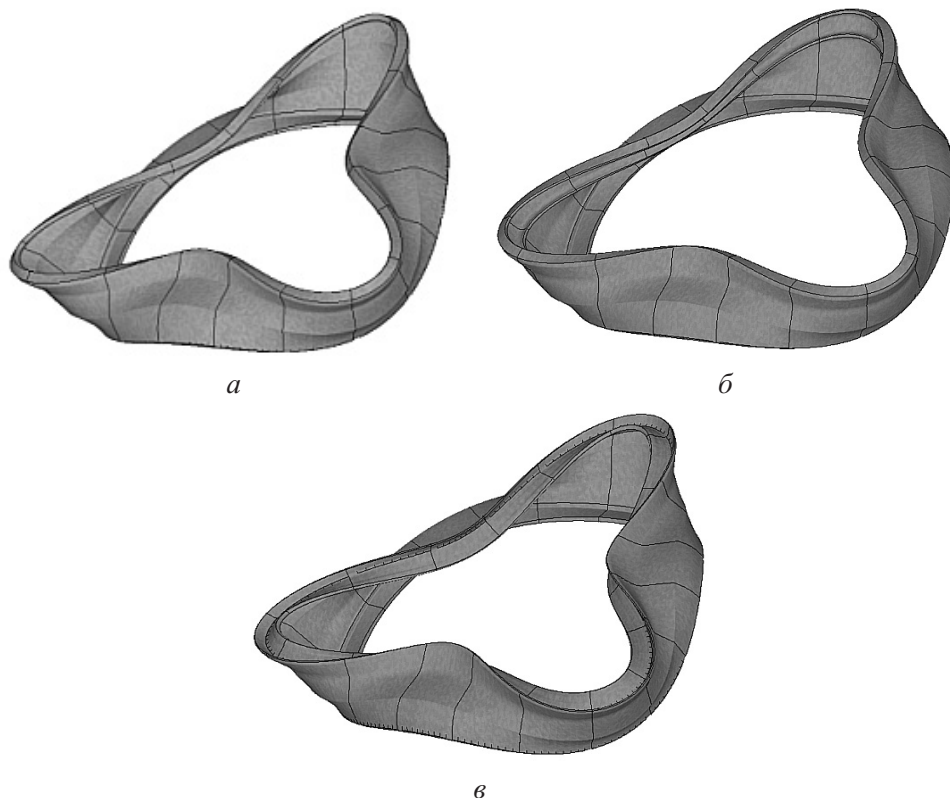


Рис. 5. Формы колебаний с тремя узловыми диаметрами ($m = 3$) исходной конструкции роторного кольца щеточного уплотнения (а) и ее модификации 1р (б) и 2р (в).

Возникающее при подсосе газа, обусловленном акустическими колебаниями, разрежение вызывает дополнительную силу, изгибающую роторное кольцо и уменьшающую зазор между составляющими элементами уплотнения. Вследствие этого снижаются подсос и давление газа, а также уменьшается прогиб роторного кольца, что вновь вызывает возрастание подсоса и приводит к дополнительным его колебаниям. Именно это обстоятельство является одной из возможных причин повреждений колец уплотнений.

С целью устранения обнаруженного дефекта роторное кольцо усиливалось двумя буртами (модификация 1р) – рис. 2,в. Однако и в этом случае наблюдалось некоторое снижение давления в полости КОУ. Поэтому было выбрано роторное кольцо модификации 2р (рис. 2,г). Благодаря наличию высокого бурта зазор при колебаниях роторных и статорных колец стабилизировался, поскольку под местом их контакта конструктивно возникает узловая окружность (рис. 5,в). Ее наличие препятствует возникновению явления подсоса газа из КОУ в полость над роторным кольцом при его колебаниях.

Модификация статорного кольца щеточного уплотнения позволяет уменьшить массу газа в полости над роторным кольцом и ужесточить конструкцию уплотнения, что является дополнительным источником повышения его эффективности.

Возникновение при эксплуатации двигателей отмеченных выше повреждений уплотнений обуславливает необходимость дальнейшего поиска путей их предотвращения, а также повышения эффективности уплотнений. Была предложена комбинированная схема в виде сочетания лабиринтного и щеточного уплотнений (рис. 6), которая реализована в первых двух ступенях турбины энергопривода газотурбинной электростанции (ГТЭ) АИ 2500. Испытания проводились при оборотах вращения $n = 12300$ об/мин. Следует отметить, что предложена принципиально новая схема щеточного кольца, когда роторное кольцо вращается внутри статорного.

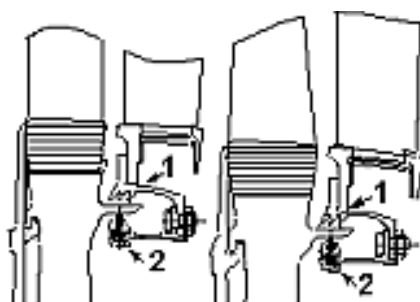


Рис. 6. Комбинированная схема уплотнения системы охлаждения дисков первых двух ступеней турбины ГТЭ АИ 2500: 1, 2 – лабиринтное и щеточное уплотнения соответственно.

Результаты расчетов спектра собственных колебаний колец предложенной комбинированной схемы уплотнения показывают, что и в данном случае собственные частоты колебаний превышают частоту их возбуждения. Наглядно это подтверждается зависимостями частот первых трех форм колебаний статорного кольца 2-й ступени турбины ГТЭ АИ 2500 от числа оборотов (рис. 7).

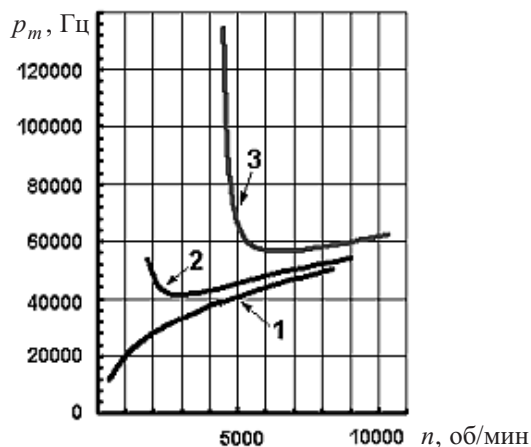


Рис. 7. Зависимость собственных частот первой (1), второй (2) и третьей (3) форм колебаний статорного кольца комбинированной схемы уплотнения 2-й ступени турбины ГТЭ АИ 2500 от числа оборотов n .

Выводы

1. На основании результатов проведенных расчетов установлены особенности формирования спектра собственных частот колебаний колец лабиринтного и щеточного уплотнений. Показано, что для всех рассмотренных конструкций уплотнений собственные частоты колебаний колец выше частот возбуждения. Это свидетельствует об отсутствии условий для возникновения резонансных колебаний.

2. Показано, что одна из возможных причин появления усталостных трещин на роторном кольце щеточного уплотнения – возникновение акустических колебаний.

3. Предложены рекомендации по модернизации конструкций роторного и статорного колец щеточного уплотнения, обеспечивающие снижение вероятности возбуждения акустических колебаний и, следовательно, повышение его эффективности.

Резюме

Представлено результати числових досліджень щодо визначення особливостей спектра власних коливань ущільнень газотурбінних двигунів з урахуванням їх конструктивно-технологічних чинників. Запропоновано рекомендації відносно підвищення надійності і ефективності ущільнень.

1. *Иванов В. П.* Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.
2. *Воробьев Ю. С.* Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.
3. *Slater J. C., Minkiewicz G. R., and Blair A. J.* Forced response of bladed disk assemblies. A survey // *The Shock Vibr. Digest.* – 1999. – **31**, No. 1. – P. 17 – 24.
4. *Скубачевский Г. С.* Авиационные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.
5. *Рублевский Ю. В., Бандурко Е. А., Зеленый Ю. А., Занин А. Е.* Опыт применения щеточных уплотнений в турбине двигателя Д-27 // *Авіац.-косм. техніка і технологія.* – 2003. – № 40/5. – С. 96 – 100.
6. *Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М. А.* ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
7. *Алексеев В. И., Вильнер П. Д., Цейтлин В. И., Осипов Н. Я.* Вибрационная прочность лабиринтных уплотнений ГТД // *Авіац. пром-сть.* – 1973. – № 5. – С. 25.

Поступила 26. 02. 2009