

Методика создания демонстратора малоразмерного газотурбинного двигателя с ротором на газовых опорах на базе существующей конструкции

Темис М.Ю., Гаврилов В.В., Егоров А.М.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

e-mail: mikhail.temis@gmail.com

Представлен подход к модернизации существующих и созданию новых малоразмерных газотурбинных двигателей с роторами на газовых лепестковых подшипниках, основанный на совместном использовании математических моделей и испытательных стендов для газовых подшипников и роторов на газовом подвесе. Расчетными методами определены конструкции газовых лепестковых подшипников. Возможность их применения в опорах ротора подтверждена при расчете динамики демонстратора малоразмерного газотурбинного двигателя. Проведены ресурсные испытания изолированных подшипников в режиме «пуск-останов» при всплытии ротора, а также испытания ротора-имитатора, опертого в газовый лепестковый подшипник и шариковый подшипник. Выполнены испытания демонстратора малоразмерного газотурбинного двигателя с газовым подшипником в турбинной (горячей) опоре.

Ключевые слова: малоразмерный газотурбинный двигатель, газовый лепестковый подшипник, сухой двигатель, демонстратор.

Development methodology of compact gas turbine engine demonstrator with rotor in gas bearing basing upon existing structure

Temis M.Yu., Gavrilov V.V., Egorov A.M.

CIAM, Moscow

The approach to the modernization of existing compact gas turbine engines with rotors in gas foil bearings and the creation of new ones is presented. This approach is based on the combined use of mathematical models and test rigs for gas bearings and rotors supported in gas bearings. The numerical models were used to determine constructions of gas foil bearings. Simulation of dynamics of the compact gas turbine engine demonstrator was performed to confirm the usage of gas foil bearings in rotor's supports. The life-time tests of isolated bearings in the start-stop mode for the rotor floating up in bearing were conducted. Also, the tests of rotor-simulator supported by gas foil bearing and ball bearing were conducted. The tests for the compact gas turbine engine demonstrator with a gas bearing mounted on turbine (hot) support were carried out.

Keywords: compact gas turbine engine, gas foil bearing, dry engine, demonstrator.

Введение

В настоящее время работы по повышению экологических характеристик авиационных двигателей являются одним из приоритетных направлений. Наибольший прогресс в решении данной задачи достигается для малоразмерных силовых установок, применяемых или планируемых к применению в малой авиации, верто-

летах, беспилотных летательных аппаратах. Применение газовых подшипников в опорах роторов малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД), используемых для обеспечения тяги или в качестве силовой установки в системе выработки электроэнергии для электродвигателей, является перспективным направлением с точки зрения достижения определенных преимуществ по сравнению с подшипниками качения [1, 2].

Применение газовых подшипников позволяет исключить систему смазки опор маслом, что улучшает экологические характеристики силовой установки, снижает ее вес и упрощает конструкцию, уменьшает стоимость обслуживания [1 – 5]. Смазка воздухом и отсутствие непосредственного контакта ротора и статора в рабочем режиме газового подшипника снимают ограничение на линейную скорость на поверхности скольжения, а также позволяют опоре функционировать в зоне высоких температур 400...500°C. Газовые подшипники в опорах ротора, работающие в газодинамическом режиме, позволяют добиться снижения шума и вибрации.

Подъемная сила, обеспечивающая всплытие ротора в газодинамическом подшипнике, в диапазоне частот вращения до 5000...6000 об/мин, может быть создана при рабочих зазорах в газодинамическом клине порядка 10 мкм, что обусловлено малой несущей способностью газовой смазки. Поэтому для работы газодинамического подшипника необходимо обеспечить соответствующие величины зазоров для смазки как в режиме запуска, так и во всем рабочем диапазоне частот вращения. Это накладывает строгие требования на точность изготовления и сборки деталей ротора и статора для обеспечения соосности опор, низкого уровня дисбаланса ротора, а также высокой точности изготовления сопрягаемых поверхностей скольжения ротора и статора в газодинамическом подшипнике. Для снижения требований к обеспечению точности позиционирования деталей ротора и статора в подшипнике применяются упругие лепестки специальной конструкции, которые позволяют компенсировать погрешности изготовления и сборки деталей двигателя. Кроме этого, лепестки вступают в контакт с ротором на режимах перегрузки при нехватке подъемной силы газовой смазки. Подбор параметров демпфирования в опоре для конкретной конструкции ротора возможен путем выбора конструкции лепестков газового подшипника [6 – 8].

Режимы работы газодинамических подшипников существенно отличаются от режимов работы подшипников качения, что требует привлечения соответствующих расчетных методов и моделей для проектирования конструкции с необходимой грузоподъемностью и упруго-демпферными характеристиками [9, 10]. Определение динамических характеристик ротора, опертого в газодинамические подшипники, также требует привлечения специальных моделей для расчета динамики всей системы с учетом нелинейных характеристик газовых подшипников [11, 12].

Конструкция газодинамического подшипника, удовлетворяющая условиям применения в газотурбинной силовой установке, включает в себя упругие лепестки, предполагает трение скольжения между

ротором и лепестками в моменты пусков-остановов и на режимах перегрузок, а также предъявляет жесткие требования к точности изготовления деталей конструкции. Изготовление элементов газодинамической опоры с необходимой точностью возможно при применении современного оборудования и технологий. Применение упругих лепестков требует разработки технологических процессов их изготовления, придания формы и размеров, а также выбора режимов термообработки для обеспечения заданной чертежами геометрии [13, 14]. Для снижения трения в моменты пуска-останова, а также при касаниях ротором лепестков при перегрузках должны применяться специализированные износостойкие покрытия, обеспечивающие работоспособность и ресурс подшипников. Применение газовых подшипников в «горячей» части двигателя требует использования жаропрочных материалов, в том числе для лепестков, а также применения высокотемпературных антифрикционных покрытий [15, 16].

Расчетные модели и экспериментальное стендовое оборудование [9 – 14], разработанные в рамках создания «сухого» двигателя на газовых опорах, применены для создания демонстратора МГТД с ротором на газовых лепестковых подшипниках на базе существующего газотурбинного двигателя с ротором, опертым в подшипники качения.

Расчетно-экспериментальная база для исследования узлов ротора на газовых опорах

Применение газовых подшипников в опорах ротора ставит вопрос о выборе конструкции и геометрических размеров лепестков подшипника, зазоров между поверхностями скольжения при сборке и т.д. Определение параметров газового подшипника на первом этапе осуществляется расчетным путем, что требует применения моделей расчета газодинамических подшипников и динамики ротора, опертого в газовые подшипники.

Математическая модель газового подшипника предполагает совместное решение задачи течения газовой смазки в зазоре между шейкой вала и лепестками и задачи упругого деформирования лепестков (рис. 1) [9, 10]. Для расчета газовой смазки используется нелинейное уравнение Рейнольдса для сжимаемой смазки, решение которого осуществляется в шаговом процессе по эксцентриситету шейки вала в подшипнике с самокоррекцией решения на каждом шаге. Радиальные деформации гладкого лепестка определяются из решения контактной задачи взаимодействия гладкого и гофрированного лепестков друг с другом и с обоймой (см. рис. 1). Модель контакта лепестков учитывает трение между ними и обоймой подшипника, что позволяет определить также и окружа-

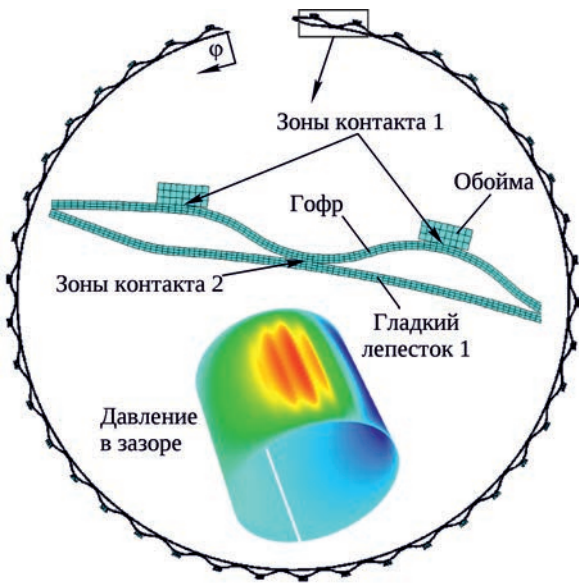


Рис. 1. Модель лепесткового подшипника

ные смещения гофра. Контакт между гладким и гофрированным лепестками в вершинах гофров дает возможность рассчитать прогибы гладкого лепестка между гофрами и учесть их влияние на распределение давления в слое газовой смазки. Математическая модель газодинамического лепесткового подшипника позволяет определить диаметр и длину подшипника для обеспечения требуемой подъемной силы, а также произвести широкий конструктивный поиск оптимальных размеров лепестков в подшипнике, определить эффективный радиальный зазор в подшипнике и соответствующую толщину и начальную кривизну лепестков.

Моделирование динамики ротора, опертого в газодинамические подшипники, представляет собой комплексную проблему, в рамках которой решаются задачи расчета напряженно-деформированного состояния при действии центробежной нагрузки, определения собственных частот и форм колебаний [11, 12]. Численное моделирование динамики ротора, опертого в нелинейные опоры, проводится в зависимости от параметров конструкционного демпфирования, величин дисбаланса ротора и вязкости смазки. Моделирование динамики ротора основано на применении конечно-элементных моделей различного уровня, включая балочные модели, осесимметричные модели и объемные модели, а также модели нелинейных опор с газодинамическими лепестковыми подшипниками различного типа. Для определения коэффициентов матрицы жесткости конечного элемента газовой опоры используются результаты расчета на основе математической модели подшипника.

Выбранные для конкретной конструкции ротора газовые подшипники на втором этапе требуют экспериментального подтверждения их расчетных характеристик и возможности использования в составе ротора. Первая задача экспериментальных работ – определить

характеристику жесткости газового подшипника и динамику износа поверхностей скольжения при циклических пусках-остановах. Для этого разработан и применяется стенд для испытаний изолированных газовых подшипников [13], принципиальная блок-схема которого представлена на рис. 2. Комплекс состоит из: испытательного узла 1 с объектом испытаний – газовым подшипником; высокооборотного электромотора-шпинделя 2; электрической системы питания и управления работой шпинделя 3; системы водяного охлаждения шпинделя 4; воздушной системы подогрева подшипника до требуемой рабочей температуры 5; системы измерения параметров подшипника и технологических параметров узлов стенда с управляющим компьютером 6. Электромотор имеет номинальную мощность 2,2 кВт и максимальную частоту вращения до 40 000 об/мин. Система подогрева подшипника оснащена трубчатым электрическим подогревателем и системой контроля температуры для поддержания требуемого теплового состояния подшипника при испытаниях в диапазоне температур до 500°C. Измерения смещений вала относительно обоймы подшипника осуществляются с использованием высокочастотных датчиков линейных перемещений. Стенд оборудован системой для создания радиальной нагрузки на подшипник, а также системой измерения момента трения в подшипнике. Испытательный стенд и его системы защищены патентом на изобретение № 2556304, который был получен ЦИАМом с приоритетом 04 апреля 2014 г. по заявке № 2014113168.

После проверки характеристик изолированных подшипников до их непосредственной интеграции в МГТД актуальным является вопрос проверки работоспособности системы ротор-газовые подшипники на различных режимах работы в рабочем диапазоне

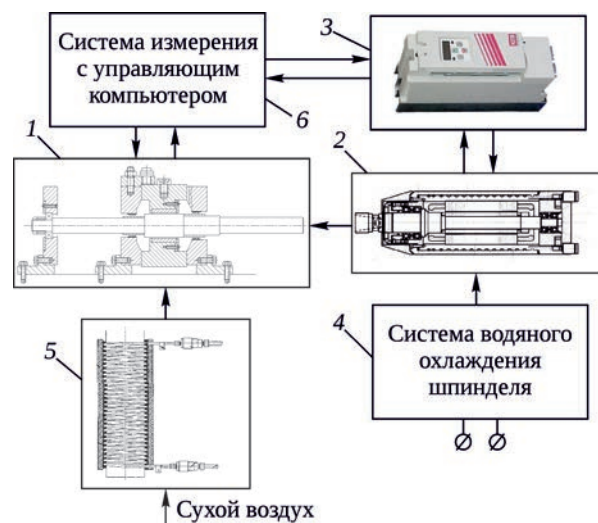


Рис. 2. Испытательный стенд ЦИАМа для исследования газовых подшипников

частот вращения. Для этого разработан испытательный стенд с ротором-имитатором, позволяющий устанавливать радиальные и осевые газовые подшипники с различной конструкцией лепестков [13, 14]. Ротор может быть установлен в газовых подшипниках или в гибридном подвесе с шариковым и газовыми подшипниками (рис. 3). Интегрированная в испытательный стенд система измерения перемещений вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях в нескольких сечениях позволяет в режиме реального времени определять момент всплытия и орбиты ротора в подшипниках, а также анализировать основные частоты вибраций ротора на различных режимах работы. В одной из компоновок стенда с ротором-имитатором могут быть реализованы условия работы опоры при температуре воздуха до 510°C. В рамках исследований газового подвеса ротора-имитатора проводится проверка работоспособности газовых подшипников в условиях, приближенных к реальной конструкции с учетом возможной несоосности опор и дисбаланса ротора при рабочей температуре опоры и реальном динамическом поведении ротора-имитатора.

Расчетные модели и экспериментальные исследования в направлении исследования характеристик

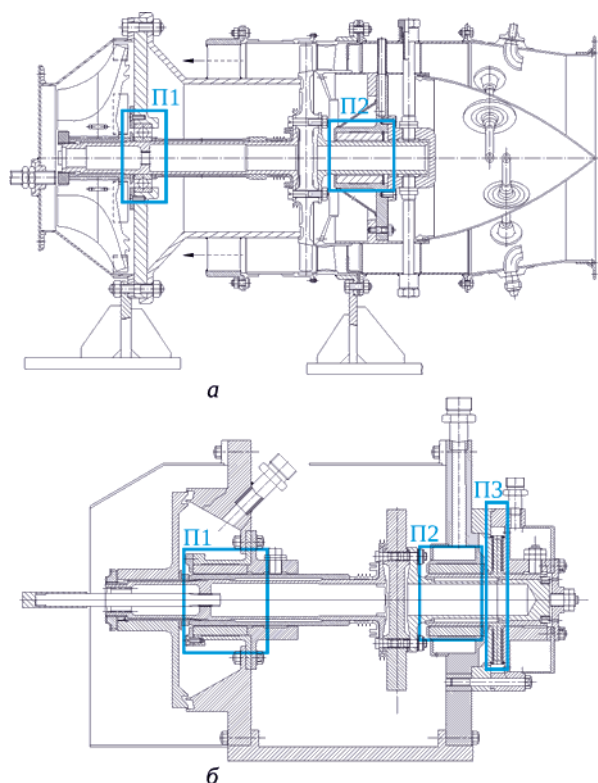


Рис. 3. Установка ротора-имитатора с газовыми подшипниками:

- а – схема 1 (П1 – шариковый подшипник; П2 – радиальный газовый лепестковый подшипник);
- б – схема 2 (радиальные (П1, П2) и осевой (П3) газовые лепестковые подшипники)

подшипников скольжения с различной конструкцией лепестков дополняют друг друга. И позволяют существенно сократить время выбора конструкции подшипника и непосредственно компоновки ротора на газовых подшипниках в зависимости от требований, определяемых динамическими нагрузками в опорах ротора.

Конструктивная и расчетная проработка газового подвеса ротора в рамках существующей конструкции двигателя

С экономической точки зрения, а также для сокращения сроков создания демонстратора МГТД с ротором в газовых подшипниках оптимальным является вариант использования существующего МГТД в качестве базовой конструкции. Для создания демонстратора выбран МГТД, ротор которого вращается в шариковом и роликовом подшипниках, смазываемых маслом. Основные параметры ротора удовлетворяют условиям для применения газовых подшипников: масса ротора – 3,63 кг; номинальная частота вращения – 38 500 об/мин.

Для замены подшипников качения на опоры скольжения необходимо определить размеры газовых подшипников, обеспечивающие подъемную силу, достаточную для всплытия ротора и наличия газовой смазки в диапазоне рабочих частот вращения с учетом динамических реакций в опорах. В конструкции существующего МГТД имеют место ограничения по размерам и местам размещения газовых опор. Для выбора оптимальной конструкции демонстратора МГТД на газовом подвесе проработан ряд компоновок МГТД (рис. 4), полученных путем конструктивной переработки базового двигателя. Для базового двигателя, демонстратора на гибридном подвесе (газовый подшипник и шариковый подшипник – схема 1) и демонстратора на газовом подвесе (схема 2) проведены расчеты по определению статических и динамических компонент реакций в опорах.

Для расчетов используется объемная конечно-элементная (КЭ) модель ротора, соответствующая каждой компоновке, представленной на рис. 4. Модели роторов используются для расчета реакций в опорах и напряженно-деформированного состояния деталей ротора под действием силы тяжести и перегрузок. Значения реакций в опорах для каждой компоновки представлены в табл. 1 для четырех расчетных случаев. Нагружение I: ротор неподвижен и действует только сила тяжести g . Нагружение II: ротор вращается с максимальной частотой, действует сила тяжести g и нагрузки от дисбаланса te . Нагружение III и IV: кроме дисбаланса на ротор действуют перегрузки, соответствующие горизонтальным $2g$ и вертикальным $4g$ эволюциям. Значения реакций из табл. 1 дают инфор-

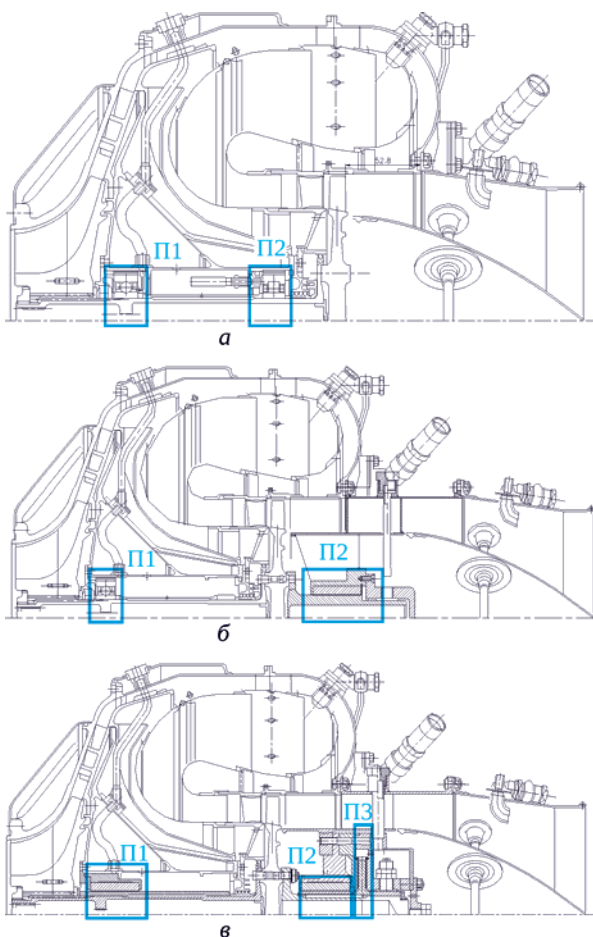


Рис. 4. Схема модификации МГТД до демонстратора с газовым лепестковым подшипниками:
 а – базовый МГТД (П1 – шариковый подшипник; П2 – роликовый подшипник); б – схема 1 (гибридный подвес: П1 – шариковый подшипник; П2 – радиальный газовый лепестковый подшипник); в – схема 2 (газовый подвес: радиальные П1, П2 и осевой П3 газовые лепестковые подшипники)

Таблица 1. Реакции в опорах роторов

Схема	Базовая	Схема 1	Схема 2			
Масса ротора, кг	3,63	4,57	5,18			
Реакции, Н						
Подшипник	П1	П2	П1	П2	П1	П2
I (g)	13,9	22,4	26,9	18,0	27,9	23,0
II ($g + me$)	22,9	31,4	43,2	34,3	44,2	39,3
III ($2g + me$)	37,0	54,8	75,0	55,2	70,9	60,3
IV ($4g + me$)	78,4	121,1	123,9	88,3	127,5	108,0

Таблица 2. Размеры газового подшипника

Диаметр подшипника D1, мм	30	40
Длина, мм	42	42
Количество лепестков	1	1
Толщина гофра, мм	0,1	0,1
Толщина лепестка, мм	0,1	0,1

мацию о максимальной нагрузке на опоры при запуске и работе для определения типа и размеров газовых подшипников. Газовые подшипники должны обеспечивать «всплытие» ротора на запуске при радиальной нагрузке ~ 30 Н и выдерживать рабочие нагрузки ~ 150 Н при эволюциях на рабочей частоте вращения.

Выбор конструкций радиальных и осевого газовых подшипников и оценка их влияния на динамику ротора

Для максимальных нагрузок на подшипники при всплытии и при перегрузках были определены геометрические размеры и конструкция газовых лепестковых подшипников, применение которых обеспечит газодинамический режим смазки на всех режимах работы двигателя. Выбрана конструкция радиального газового лепесткового подшипника с одним гладким лепестком и одним гофром (рис. 5,а). Определение диаметра и длины подшипника, которые будут обеспечивать газодинамическую смазку для заданных нагрузок на опоры (см. табл. 1) на начальном этапе проведено с использованием математической модели газового подшипника с жесткими поверхностями скольжения (лепестки не деформируются). При соотношении подъемной силы в подшипнике с реакциями в табл. 1 выбраны два диаметра подшипника (30 и 40 мм) для уточненного расчета с учетом податливости лепестков. Основные геометрические размеры подшипников приведены в табл. 2.

Для двух газовых лепестковых подшипников созданы полные КЭ модели (см. рис. 1), учитывающие контактное взаимодействие лепестков, деформируемых под действием давления газовой смазки в зазоре. По результатам сравнительного анализа был выбран подшипник диаметром 40 мм, обеспечивающий бóльший запас по подъемной силе на режиме всплытия и при возможных перегрузках. Подъемная сила и угол между подъемной силой и эксцентриситетом в подшипнике для частоты вращения ротора 5000 об/мин и температуры опоры 20°C представлены на рис. 6 в зависимости от относительного эксцентриситета вала в подшипнике и направления смещения вала.

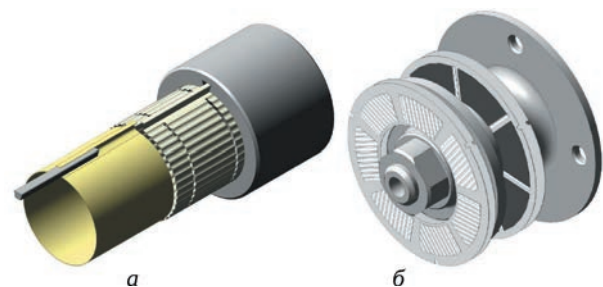


Рис. 5. Газовые лепестковые подшипники:
 а – лепестковый; б – осевой

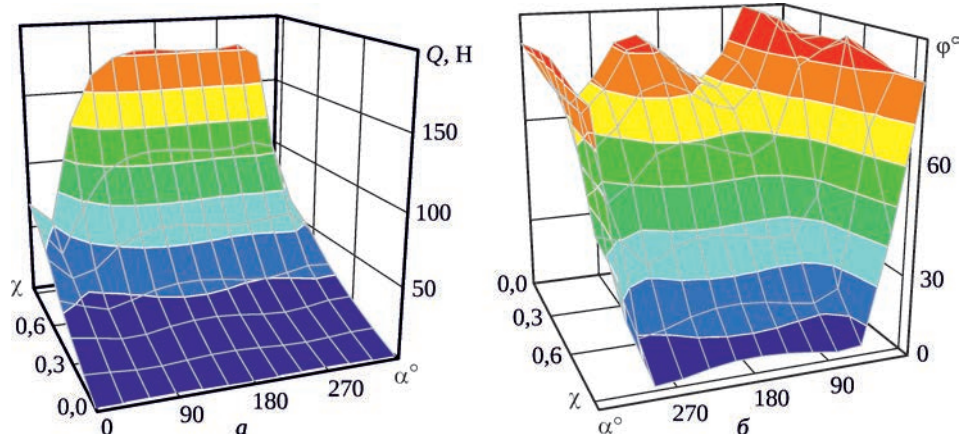


Рис. 6. Характеристика газового подшипника диаметром 40 мм ($T = 20^\circ\text{C}$): а – подъемная сила; б – угол между подъемной силой и эксцентриситетом

Таблица 3. Линеаризованная жесткость газового подшипника (при $T = 20^\circ\text{C}$) и опоры в целом

Номер схемы	Частота вращения, об/мин	Жесткость, Н/м			
		П1		П2	
		Подшипник	Опора	Подшипник	Опора
Схема 1	6 000	–	$2,0 \cdot 10^7$	$2,1 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$
	20 000			$4,0 \cdot 10^6$	$3,9 \cdot 10^6$
	40 000			$6,1 \cdot 10^6$	$5,8 \cdot 10^6$
Схема 2	6 000	$3,8 \cdot 10^6$	$3,6 \cdot 10^6$	$3,0 \cdot 10^6$	$2,9 \cdot 10^6$
	20 000	$4,2 \cdot 10^6$	$4,0 \cdot 10^6$	$4,0 \cdot 10^6$	$3,8 \cdot 10^6$
	40 000	$6,4 \cdot 10^6$	$5,9 \cdot 10^6$	$6,3 \cdot 10^6$	$5,8 \cdot 10^6$

Характеристики представлены в зависимости от относительного эксцентриситета $\chi = e / \delta$, где e – эксцентриситет вала; δ – радиальный зазор в подшипнике.

Осевая сила, действующая на ротор, в схеме 1 воспринимается в опоре с шариковым подшипником. В схему 2 для компенсации осевой силы включен осевой газовый лепестковый подшипник (рис. 5,б). Были проведены расчеты для определения подъемной силы без учета деформирования лепестков (жесткие поверхности) с целью определения необходимого диаметра и числа колодок осевого подшипника. В качестве базовых размеров для определения конструкции лепестков был принят диаметр 102 мм для осевого подшипника с семью колодками.

Замена подшипников качения на газовые лепестковые подшипники скольжения существенно снижает жесткость опор. Поэтому проведен анализ собственных частот ротора для схем 1 и 2 с учетом изменяющейся при увеличении частоты вращения ротора жесткости газовых подшипников. Для схемы 1 жесткость подшипника качения для учета в конечном элементе опоры определена с использованием контактной теории Герца [17]. Радиальная жесткость подшипника качения (П1): $K_1 = 2,7 \cdot 10^7$ Н/м. Линеаризованная жесткость газового подшипника в стационарной точке на рабочем режиме представлена в табл. 3 для различных частот вращения вала. Конечные элементы опор, исполь-

зуемые в модели ротора, включают в себя жесткости подшипников и корпуса опор. Жесткости корпуса определяются с использованием конечно-элементных моделей корпуса (рис. 7). Жесткость корпуса в плоскости опоры П1: $K_u = 7,5 \cdot 10^7$ Н/м. Жесткости корпуса в плоскости П2: $K_u = 1,4 \cdot 10^8$ Н/м для схемы 1, $K_u = 0,73 \cdot 10^8$ Н/м для схемы 2.

Для определения собственных частот и форм колебаний используются объемные модели ротора для каждой схемы (см. рис. 4) соответственно. Модели

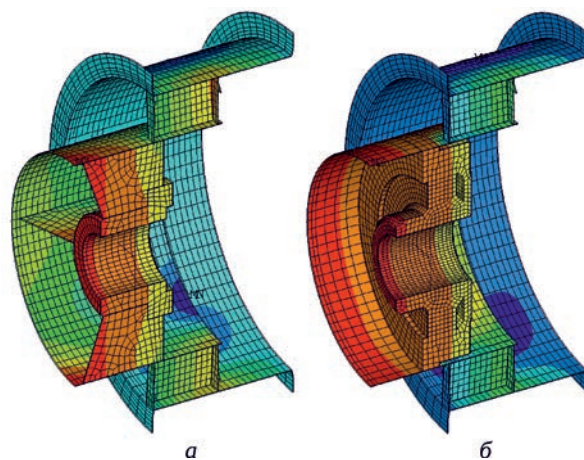


Рис. 7. КЭ модель корпуса и деформация при нагрузке в опоре П2: а – схема 1; б – схема 2

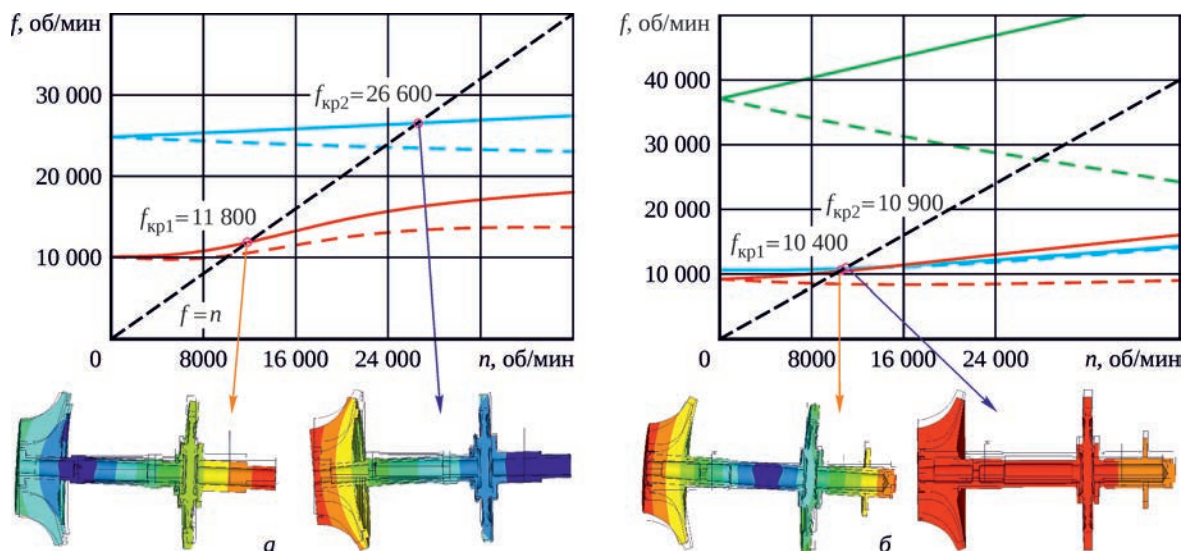


Рис. 8. Частотная диаграмма и собственные формы для различных вариантов компоновки ротора:
а – схема 1; б – схема 2;

— f_1 прямая; - - - f_1 обратная; — f_2 прямая; - - - f_2 обратная; — f_3 прямая; - - - f_3 обратная

роторов учитывают нелинейные жесткости подшипников и жесткость корпуса опоры, а также гироскопические моменты деталей ротора. Собственные частоты в зависимости от частоты вращения ротора и формы колебаний представлены на рис. 8. Замена подшипников качения на газовые лепестковые подшипники приводит к значительному снижению жесткости опоры.

Для всех схем подвеса ротора первая собственная форма колебаний имеет одинаковый характер: угловые колебания ротора как жесткого целого на податливых опорах. Все собственные частоты увеличиваются с ростом частоты вращения ротора за счет влияния гироскопических моментов и увеличения жесткости подшипников. Для всех схем ротор проходит через первую критическую частоту при запуске в диапазоне частот вращения 7500...11 800 об/мин. Для базового МГТД вторая критическая частота равна 40 500 об/мин, что больше чем максимальная частота вращения ротора. Для схемы 1 вторая критическая частота снижается до 26 600 об/мин. Первая (10 400 об/мин) и вторая (10 900 об/мин) критические частоты для схемы 2 близки.

Анализ собственных частот дает оценку возможности возникновения резонансных колебаний на собственных частотах ротора. Для ротора, опертого в нелинейные газовые подшипники скольжения, также необходима проверка устойчивости вращения ротора в рабочем

диапазоне частот. Анализ устойчивости вращения ротора (монотонности орбит, отсутствия суб- и супергармонических колебаний с высокими амплитудами) выполняется при расчете динамики ротора для определения зон возможных неустойчивых режимов вращения и чувствительности системы к основным параметрам (дисбалансу ротора и конструкционному демпфированию). Расчеты динамики выполняются для гибридного ротора, опертого в один подшипник качения и в один газовый лепестковый подшипник, и для ротора, опертого в газовые лепестковые подшипники. Для анализа динамики используется балочная модель ротора, в которой для представления деталей ротора сложной формы используются специализированные конечные элементы. Характеристики конечных элементов балочной модели рассчитываются при верификации с объемной моделью ротора по характеристикам жесткости и соответствию собственных частот и форм колебаний. При сравнении собственных частот для двух моделей без учета гироскопических моментов наблюдается удовлетворительное соответствие между ними (табл. 4).

Динамические характеристики ротора в газовых лепестковых подшипниках определены для схем 1 и 2 с нелинейными газовыми подшипниками. Исследованы орбиты движения ротора в подшипнике и результаты их спектрального анализа в зависимости от начального

Таблица 4. Верификация балочной модели ротора

	Номер	Собственная частота, об/мин		δ , %
		Объемная модель	Балочная модель	
Схема 1	1	10 091	9978	-1,1
	2	24 830	24 246	-2,4
Схема 2	1	9188	9515	3,5
	2	10 631	10 790	1,5

дисбаланса ротора и параметров конструкционного демпфирования (рис. 9 – рис. 11). На ротор действуют нагрузка от дисбаланса и сила тяжести. При приближении частоты вращения ротора к первой критической скорости увеличивается амплитуда колебаний на роторной частоте, а также возникают суб- и супергармонические колебания прямой и обратной прецессии (рис. 9,а, рис. 10,а и рис. 11,а). Для схемы 2 (рис. 10,а) зона колебаний с большой амплитудой расширяется наряду с некоторым ростом амплитуды колебаний в сравнении со схемой 1 (рис. 9,а). Этот эффект можно объяснить полным газовым подвесом в схеме 2. Увеличение

начального дисбаланса ротора ведет к сужению зоны колебаний с большими амплитудами на роторной частоте и суб- и супергармонических частотах (рис. 11,а), что обусловлено ростом радиальной нагрузки на опоры и, соответственно, их жесткости. Увеличение конструкционного демпфирования во всех расчетных случаях ведет к исчезновению колебаний не на роторной частоте и в целом к снижению амплитуды колебаний ротора (рис. 9,б, рис. 10,б и рис. 11,б).

Результаты расчетов динамики ротора подтверждают правильность выбора геометрических размеров и конструкции подшипника и возможность их приме-

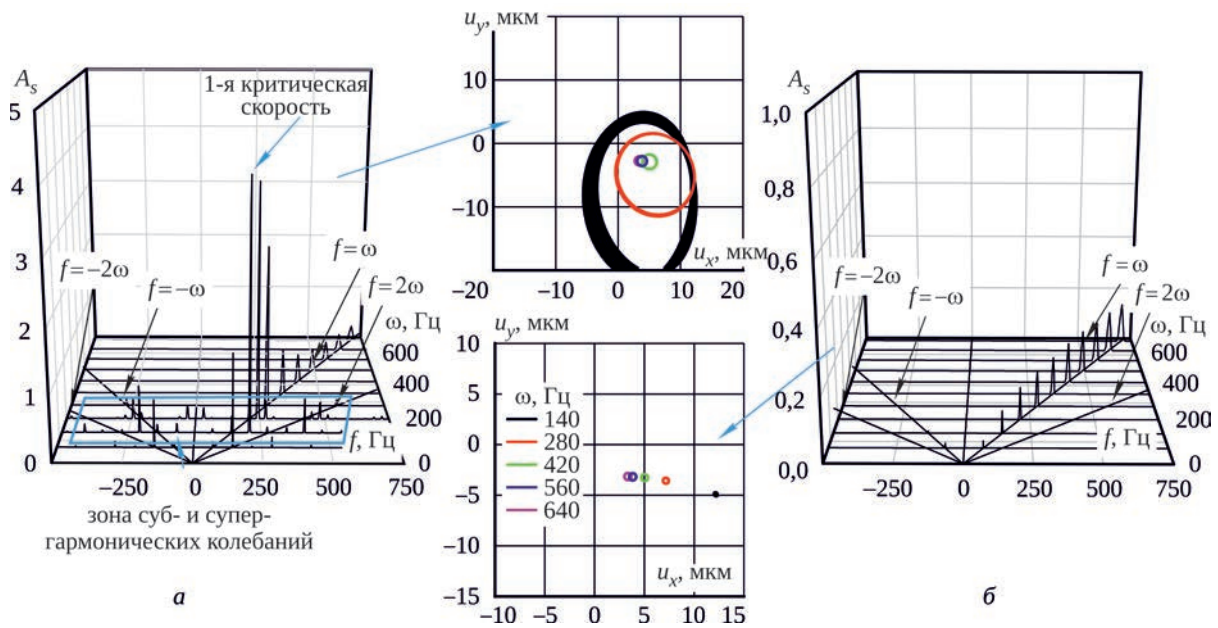


Рис. 9. Динамика ротора в подшипнике П2 (схема 1) при дисбалансе 1 г·мм ($T = 20^\circ\text{C}$): а – конструкционное демпфирование $\beta = 0,001$; б – конструкционное демпфирование $\beta = 0,003$

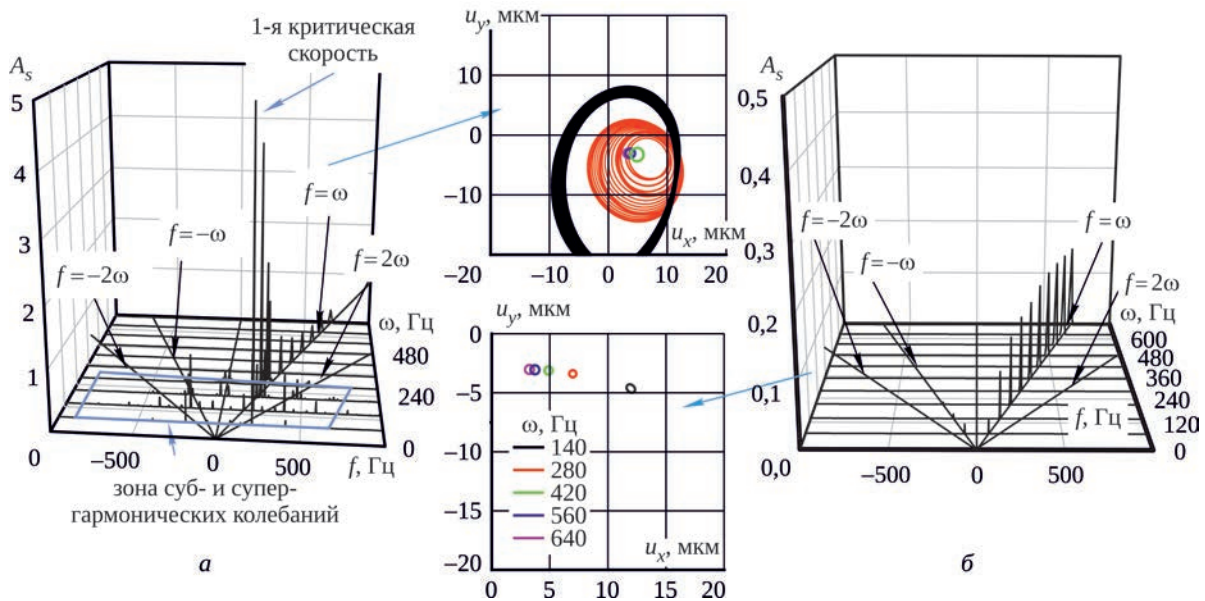


Рис. 10. Динамика ротора в подшипнике П2 (схема 2) при дисбалансе 1 г·мм ($T = 20^\circ\text{C}$): а – конструкционное демпфирование $\beta = 0,001$; б – конструкционное демпфирование $\beta = 0,003$

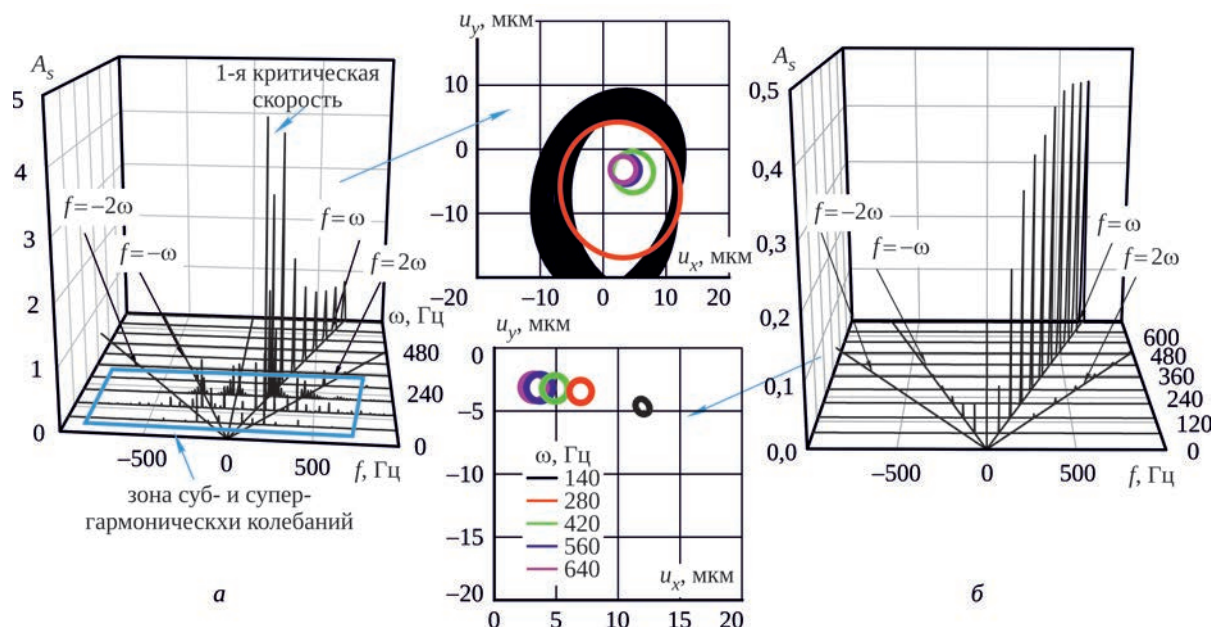


Рис. 11. Динамика ротора в подшипнике П2 (схема 2) при дисбалансе 3 г·мм ($T = 20^\circ\text{C}$):
 а – конструкционное демпфирование $\beta = 0,001$; б – конструкционное демпфирование $\beta = 0,003$

нения в опорах МГТД. При проектировании МГТД на газовых лепестковых подшипниках можно обеспечить устойчивое вращение ротора в требуемом диапазоне частот, управляя начальным дисбалансом ротора и общим демпфированием в системе. При регистрации повышенных вибраций ротора на газовых лепестковых подшипниках может быть рекомендована проверка его балансировки, а также мероприятия по дополнению лепестков в подшипниках демпфирующими элементами.

Испытания изолированных подшипников и подшипников в составе подвеса ротора-имитатора

Для подтверждения возможности использования выбранных радиальных газовых лепестковых подшипников (рис. 12) были проведены испытания изолированных подшипников на стенде (см. рис. 2). Испытания проведены с радиальной нагрузкой на опору в режиме «пуск-останов» для проверки износостойкости покрытий лепестков и шейки вала, в том числе при создании условий работы подшипника в зоне высоких температур в опоре за турбиной. На стенде создавались радиальные нагрузки на подшипник, соответствующие нагрузкам в табл. 1. Всплытие вала в подшипнике достигается при частотах вращения 5000...6000 об/мин в «холодной» ($T = 20^\circ\text{C}$) и в «горячей» ($T = 450^\circ\text{C}$) опорах.

При высоких температурах воздуха в опоре, достигающих $T_{\text{max}} = 400...500^\circ\text{C}$, осуществлялась проверка износостойкости высокотемпературных антифрикционных покрытий лепестков и шейки вала. Были проведены ресурсные циклические испытания на стенде

(см. рис. 2) в режиме «пуск-останов» изолированных радиальных газовых подшипников с износостойким покрытием при температуре опоры до $\sim 450^\circ\text{C}$. Нарботано по 6000 циклов на двух экземплярах подшипников (рис. 13). Объектом испытаний являлся лепестковый газовый подшипник, предназначенный для использования в горячей турбинной опоре МГТД (см. рис. 12). Результаты испытаний при циклических пусках-остановах констатировали удовлетворительный износ поверхностей скольжения при количестве запусков свыше 2000. Аналогичные испытания при температуре опоры до 510°C показали удовлетворительные качества антифрикционных высокотемпературных покрытий и жаропрочных материалов для изготовления лепестков.

Износ покрытия гладкого лепестка для всех образцов составил 1...10 мкм (см. рис. 13). Максимальная амплитуда вибраций вала в подшипнике при испытаниях изолированного подшипника была по оси ОУ (вертикальной) (см. рис. 14). Уровень вибраций на начальных пусках не превышал 30 мкм и постепенно уменьшался при росте числа пусков и приработке поверхностей

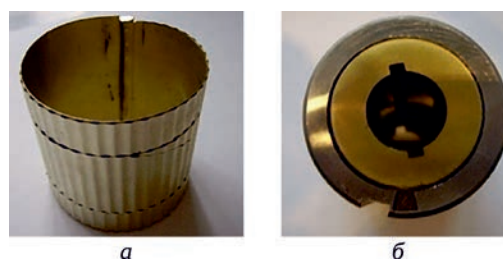


Рис. 12. Элементы радиального подшипника:
 а – лепестки; б – подшипник в сборе

скольжения до 4000 пусков. Когда число пусков достигло 6000 орбита вала в подшипнике вытянулась вдоль оси ОУ и амплитуда колебаний начала увеличиваться, что можно связать с возрастающим износом лепестков в подшипнике. При этом амплитуда

колебаний в конце испытаний не превысила значения для стартовых пусков.

Для подтверждения возможности работы выбранной конструкции газового лепесткового подшипника в составе ротора с учетом несоосности опор и дисбаланса

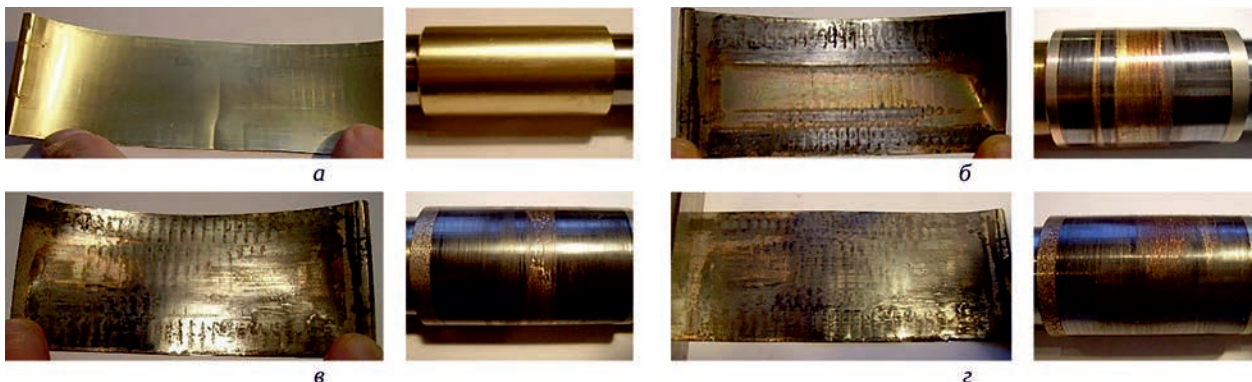


Рис. 13. Характер износа поверхностей скольжения (лепестков и вал) в подшипнике:
а – до запуска; б – 2022 пуска; в – 4029 пусков; з – 6086 пусков

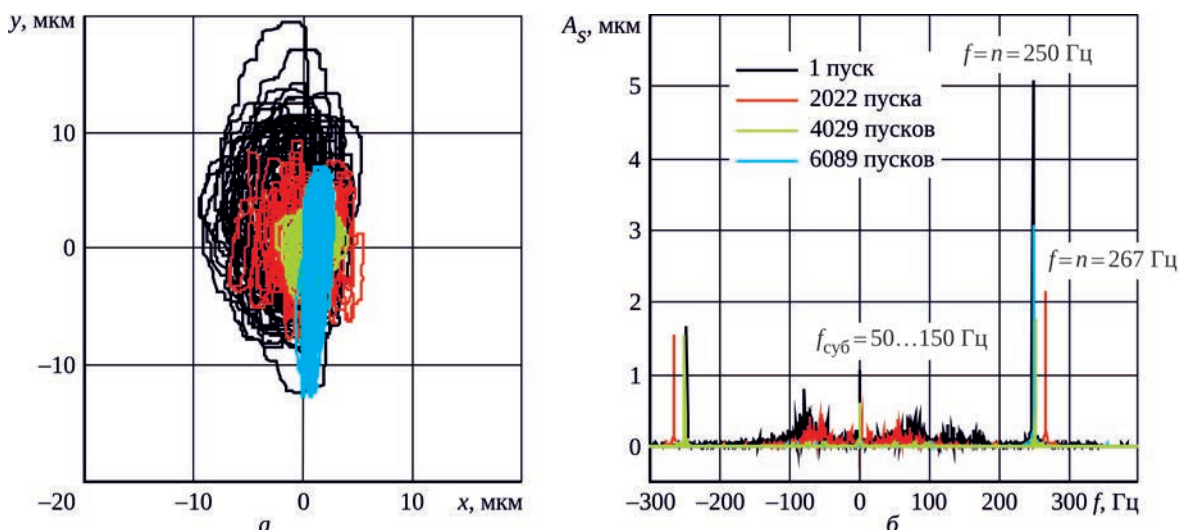


Рис. 14. Орбиты вала в изолированном подшипнике:
а – траектории вала в подшипнике; б – полный спектр

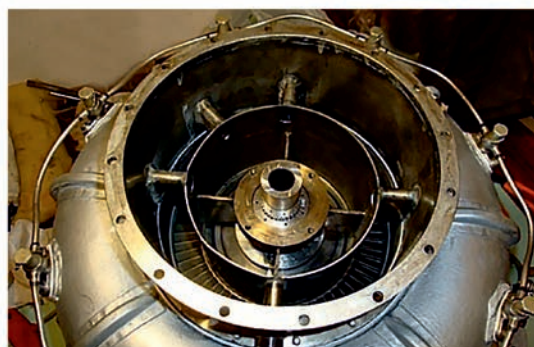
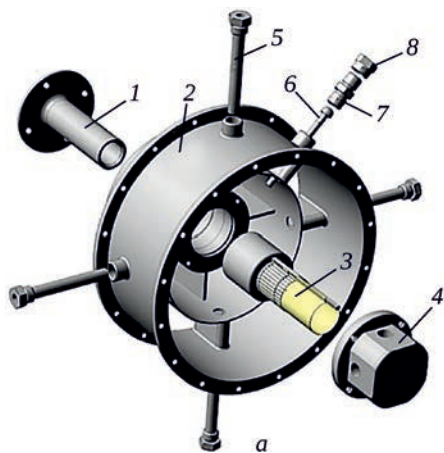


Рис. 15. Турбинная опора МГТД с газовым подшипником:

а – 3D модель; б – внешний вид (сняты выхлопной канал и крышка полости газового подшипника);
1 – цапфа; 2 – корпус; 3 – газовый подшипник; 4 – крышка; 5 – трубка; 6 – внутренняя трубка; 7 – штуцер; 8 – гайка

ротора при рабочей температуре опоры и реальном динамическом поведении ротора-имитатора проведены испытания для ротора-имитатора гибридного подвеса с использованием стенда (см. рис. 3,а). Ротор-имитатор опирается в один подшипник качения и один газовый лепестковый подшипник. Масса ротора составила 5,0 кг, температура газовой опоры во время испытаний достигала 500°C. В рамках испытаний получено гарантированное всплытие ротора-имитатора в газовом подшипнике в диапазоне частот вращения 5000...6000 об/мин. Разгон ротора-имитатора осуществлялся до частоты вращения 10 000 об/мин.

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования изолированных опор и ротора-имитатора продемонстрировали возможность использования разработанных подшипников скольжения в опорах ротора демонстратора.

Испытания демонстратора силовой установки с ротором на гибридном подвесе

Основной целью первого этапа создания демонстратора МГТД на газовых подшипниках является разработка демонстратора для обоснования применения газового лепесткового подшипника в горячей части двигателя, в наиболее жестких условиях работы для опорного узла. Поэтому на первом этапе демонстратор МГТД реализован с использованием схемы 1 для гибридного подвеса ротора в шариковый и газовый лепестковый подшипник. Это позволило заменить в горячей части двигателя роликовый подшипник и обеспечить компенсацию осевой силы в передней опоре в шариковом подшипнике (см. рис. 4,б). Для реализации схемы 1 в рамках существующего двигателя была спроектирована и изготовлена турбинная опора для установки газового подшипника (см. рис. 15,а). Расчетная частота вращения ротора МГТД с учетом изменения массы ротора составляет 37 000 об/мин;

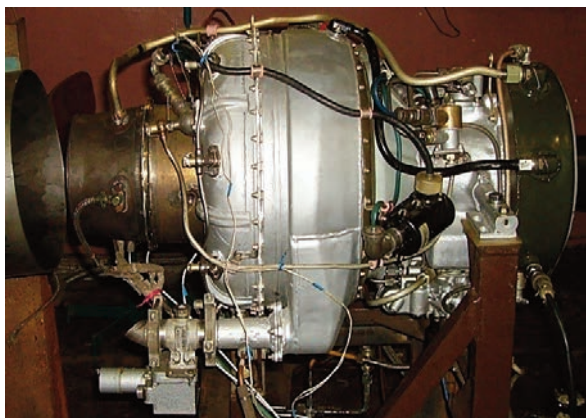


Рис. 16. Внешний вид демонстратора МГТД с гибридным подвесом ротора на испытательном стенде

частота вращения при «всплытии» ротора – 6000 об/мин. На рис. 15,б представлен вид снаружи на турбинную опору со стороны выхлопного канала. Опора была спроектирована под установку датчиков температуры и перемещений. Система регистрации перемещений позволяет определять орбиту вращения вала в газовом подшипнике, момент всплытия вала в подшипнике и анализировать орбиты вращения вала на рабочих режимах. Внешний вид демонстратора МГТД, установленного на испытательном стенде, показан на рис. 16.

При испытаниях МГТД на гибридном подвесе проведена оценка теплового состояния турбинной опоры и работоспособности нагруженного радиального газового подшипника в системе МГТД, определены орбиты вала в газовом подшипнике и динамические характеристики ротора на гибридном подвесе. Также была снята контрольная характеристика МГТД. На начальном этапе испытаний было проведено несколько холодных прокруток (ХП), чтобы убедиться, что вал в газовом подшипнике всплывает и ротор свободно вращается на небольших оборотах. Во время холодных прокруток проводилось измерение радиальных перемещений вала в зоне газового подшипника в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной. Результаты измерений показали, что величина амплитуд колебаний ротора находится в допустимых пределах.

Целью исследований на следующем этапе являлась проверка работоспособности газового подшипника при рабочей температуре в системе МГТД и рабочем тепловом состоянии обеих опор двигателя. Датчики перемещений с двигателя были демонтированы, так как максимальная рабочая температура датчиков перемещений ограничена ~ 150°C. Двигатель был запущен, выдержан на режиме максимальной частоты вращения ротора около 2 мин и затем остановлен. При пусках двигателя производилась запись параметров его работы, включая расходы топлива и воздуха, температуры выхлопных газов и деталей задней опоры с газовым подшипником. Проведено подряд несколько «горячих» запусков МГТД с кратковременной работой на рабочей частоте вращения. Между запусками в соответствии с инструкцией по эксплуатации базового МГТД производились «холодные» прокрутки.

Результаты измерений параметров МГТД при запуске и вращении на рабочем тепловом режиме показали их соответствие основным техническим данным на базовый МГТД в соответствии с данными завода-изготовителя. Испытания успешно продемонстрировали работу МГТД с гибридной системой подвеса ротора на шариковом и газовом подшипниках при частоте вращения 37 000 об/мин и при температуре выхлопных газов 400...750°C (рис. 17). Испытания

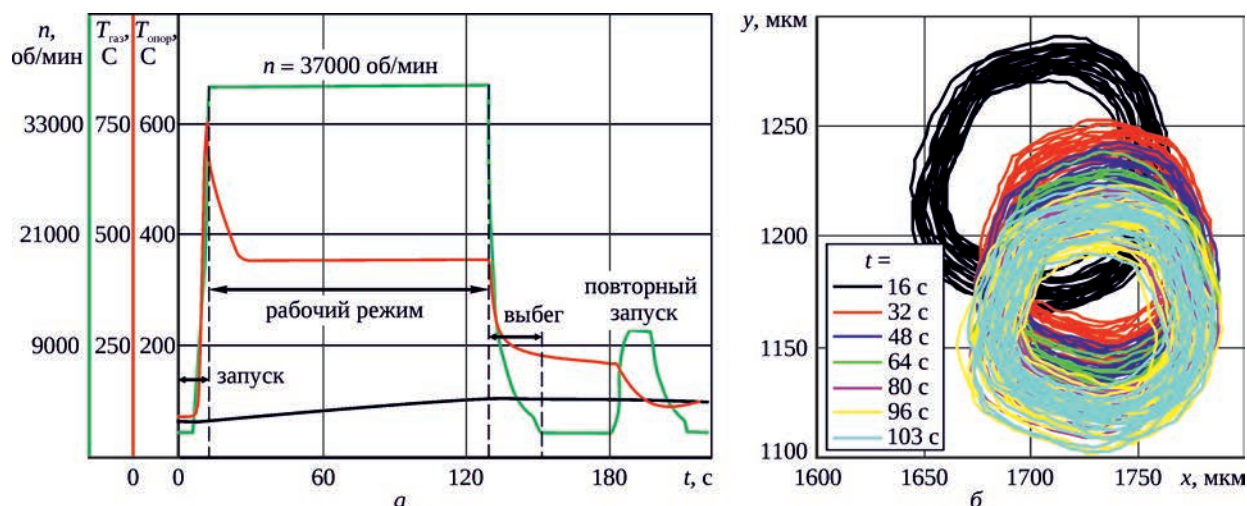


Рис. 17. Результаты запуска демонстратора МГТД с газовым подшипником в задней опоре (схема 1): а – характеристика запуска; б – орбиты ротора в опоре П2 на рабочей частоте вращения

были успешно завершены, достигнуты расчетные параметры работы. Основываясь на этой успешной демонстрации, подтверждена возможность перехода к следующему этапу испытаний ротора-имитатора, опертого в газовые подшипники (см. рис. 3,б) и демонстратора МГТД с ротором, опертым в газовые подшипники – схема 2 (см. рис. 4,в).

Заключение

Представлена разработанная в ЦИАМе расчетно-экспериментальная методика создания МГТД с ротором на газовых лепестковых подшипниках. Методика включает математические модели газового лепесткового подшипника и динамики ротора на нелинейных опорах с газовыми подшипниками, которые применяются при параметрических исследованиях для выбора конструкции подвеса ротора и конструкций подшипников, а также обеспечивают сопровождение процесса детального проектирования газовых подшипников и натурных испытаний. Экспериментальная база включает стенд для испытаний изолированных подшипников и стенд с ротором-имитатором на газовых подшипниках, которые позволяют исследовать характеристики работы как отдельных подшипников, так и газового подвеса ротора в целом.

Разработаны компоновки демонстратора МГТД с ротором в газовых подшипниках и с ротором в газовом и шариковом подшипниках. Выбрана конструкция, определены размеры и характеристики жесткости газового лепесткового подшипника. Проведено расчетное моделирование динамики двухопорного ротора-имитатора МГТД для двух вариантов

компоновок демонстратора МГТД. Рассчитаны траектории движения вала в подшипниках и их спектральные характеристики при различных условиях работы. Расчетными методами подтверждена возможность применения газового лепесткового подшипника в опорах демонстратора МГТД.

Проведены ресурсные циклические испытания двух экземпляров изолированных подшипников с износостойким покрытием в режиме «пуск-останов» при температуре $\sim 450^\circ\text{C}$. Работоспособность подшипника сохраняется в течение более 6000 горячих пусков-остановов, что эквивалентно 6000 ч наработки МГТД. Износ лепестков находился в диапазоне 1...10 мкм. Амплитуда колебаний вала в подшипниках уменьшается в диапазоне пусков 2000...4000 по сравнению с первыми пусками и не превышает 15 мкм. Для оценки работоспособности газового подшипника в составе ротора МГТД с гибридным подвесом проведены испытания подшипника, установленного на стенде с ротором-имитатором.

Разработан и сконструирован демонстрационный двигатель с газовым подшипником в турбинной опоре. Проведены испытания демонстратора МГТД с газовым подшипником в турбинной опоре, при которых достигнуты расчетные параметры работы двигателя. Рабочая частота вращения ротора составила 37 000 об/мин, максимальная температура газа на выходе 750°C . Результатами испытаний успешно продемонстрирована работа малоразмерного ГТД с гибридной системой подвеса ротора на шариковом и газовом подшипниках. Полученные результаты планируется использовать для создания демонстратора МГТД с ротором, опертым в два газовых подшипника.

Литература

1. Heshmat H. Advancement in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings- High Speed and Load Capacity // *Journal of Tribology*, 1994. No. 116(2). P. 287–295. doi:10.1115/1.2927211
2. DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining Technical Challenges and Future Plans for Oil-free Turbomachinery // *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*, Glasgow, UK, 2010. P. 10.
3. Conlon M.J., Dadouche A., Dmochowski W.M. and etc. A comparison of the steady-state and dynamic performance of first- and second-generation foil bearings // *ASME Paper No. GT 2010-23683*, Glasgow, UK, June 2010. 10 p.
4. DellaCorte C. Oil-free shaft support system rotordynamics: past, present and future challenges and opportunities // *The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics*, KIST, Seoul, Korea, September 2010. P. 31–38.
5. Bruckner R.J. An assessment of gas foil bearing scalability and the potential benefits to civilian turbofan engines // *ASME Paper No. GT 2010-22118*, Glasgow, UK, June 2010. 7 p.
6. San Andrés L., Th. A. Chirathadam Identification of rotordynamic force coefficients of a metal mesh foil bearing using impact load excitations // *ASME Paper No. GT 2010-22440*, Glasgow, UK, 2010. 11 p.
7. San Andrés L., Th. A. Chirathadam Metal mesh foil bearing: effect of motion amplitude, rotor speed, static load, and excitation frequency on force coefficients // *ASME Paper No. GT 2011-45257*, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011. 12 p.
8. San Andrés L., Th. A. Chirathadam A metal mesh foil bearing and a bump-type foil bearing: comparison of performance for two similar size gas bearings // *ASME Paper No. GT 2012-68437*, Copenhagen, Denmark, 2012. 11 p.
9. Temis Yu.M., Temis M.Yu., Meshcheryakov A.B. Gas-dynamic foil bearing model // *Journal of friction and wear*, 2011. Vol. 32. No. 3. P. 212–220.
10. Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing // *Proc. 4rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery*, Calgary, Canada, 2007. P. 228–238.
11. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Mescheryakov A.B. Dynamics of Compact Gas Turbine Rotor Supported By Gas Bearings // *Proc. 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics*, KIST, Seoul, Korea, 2010. P. 731–737.
12. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Gavrilov V.V. Investigation of Dynamic Behavior of Auxiliary Power Unit with Rotor in Gas Foil Bearings // *Proc. of ISROMAC-2016*, Honolulu, Hawaii, USA, 10-15 Apr. 2016. P. 281–290.
13. Temis J., Temis M., Egorov A., Gavrilov V. Numerical and Experimental Investigation of Rotor-Simulator in Foil Gasdynamic Bearings for Compact Gas Turbine // *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, Mechanisms and Machine Science*, 2014. P. 1247–1258. doi: 10.1007/978-3-319-06590-8_102
14. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Gavrilov V.V., Ogorodov V.N. Rotor in Foil Gasdynamic Bearings: Experimental and Theoretical Study // *10th Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machines*, Berlin, Germany, 2013. P. 9.
15. Heshmat H., Jahanmir S., Walton J.F. II Coatings for High Temperature Foil Bearings // *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air*, Montreal, Canada, 2007. Paper No. GT2007-27975. P. 6.
16. Lubell D., DellaCorte Cr., Stanford M. Test Evolution and Oil-Free Engine Experience of a High Temperature Foil Air Bearing Coating // *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*, Barcelona, Spain, 2006. Paper No. GT2006-90572. P. 5.
17. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор / Под ред. Л.Я. Переля и А.А. Филагова. Справочник. М.: Машиностроение, 1992. 543 с.

References

1. Heshmat H. Advancement in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings- High Speed and Load Capacity // *Journal of Tribology*, 1994. No. 116(2). P. 287–295. doi:10.1115/1.2927211
2. DellaCorte C., Bruckner R.J. Remaining Technical Challenges and Future Plans for Oil-free Turbomachinery // *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*, Glasgow, UK, 2010. P. 10.
3. Conlon M.J., Dadouche A., Dmochowski W.M. and etc. A comparison of the steady-state and dynamic performance of first- and second-generation foil bearings // *ASME Paper No. GT 2010-23683*, Glasgow, UK, June 2010. 10 p.
4. DellaCorte C. Oil-free shaft support system rotordynamics: past, present and future challenges and opportunities // *The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics*, KIST, Seoul, Korea, September 2010. P. 31–38.

-
5. Bruckner R.J. An assessment of gas foil bearing scalability and the potential benefits to civilian turbofan engines // ASME Paper No. GT 2010-22118, Glasgow, UK, June 2010. 7 p.
 6. San Andrés L., Th. A. Chirathadam Identification of rotordynamic force coefficients of a metal mesh foil bearing using impact load excitations // ASME Paper No. GT 2010-22440, Glasgow, UK, 2010. 11 p.
 7. San Andrés L., Th. A. Chirathadam Metal mesh foil bearing: effect of motion amplitude, rotor speed, static load, and excitation frequency on force coefficients // ASME Paper No. GT 2011-45257, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011. 12 p.
 8. San Andrés L., Th. A. Chirathadam A metal mesh foil bearing and a bump-type foil bearing: comparison of performance for two similar size gas bearings // ASME Paper No. GT 2012-68437, Copenhagen, Denmark, 2012. 11 p.
 9. Temis Yu.M., Temis M.Yu., Meshcheryakov A.B. Gas-dynamic foil bearing model // Journal of friction and wear, 2011. Vol. 32. No. 3. P. 212–220.
 10. Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing // Proc. 4rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery, Calgary, Canada, 2007. P. 228–238.
 11. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Mescheryakov A.B. Dynamics of Compact Gas Turbine Rotor Supported By Gas Bearings // Proc. 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, KIST, Seoul, Korea, 2010. P. 731–737.
 12. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Gavrilov V.V. Investigation of Dynamic Behavior of Auxiliary Power Unit with Rotor in Gas Foil Bearings // Proc. of ISROMAC-2016, Honolulu, Hawaii, USA, 10-15 Apr. 2016. P. 281–290.
 13. Temis J., Temis M., Egorov A., Gavrilov V. Numerical and Experimental Investigation of Rotor-Simulator in Foil Gasdynamic Bearings for Compact Gas Turbine // Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, Mechanisms and Machine Science, 2014. P. 1247–1258. doi: 10.1007/978-3-319-06590-8_102
 14. Temis J.M., Temis M.J., Egorov A.M., Gavrilov V.V., Ogorodov V.N. Rotor in Foil Gasdynamic Bearings: Experimental and Theoretical Study // 10th Int. Conf. on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 2013. P. 9.
 15. Heshmat H., Jahanmir S., Walton J.F. II Coatings for High Temperature Foil Bearings // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, 2007. Paper No. GT2007-27975. P. 6.
 16. Lubell D., DellaCorte Cr., Stanford M. Test Evolution and Oil-Free Engine Experience of a High Temperature Foil Air Bearing Coating // ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, 2006. Paper No. GT2006-90572. P. 5.
 17. Podshipniki kacheniiia. Raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor [Rolling bearing. Calculation, design and maintenance] Edited by L.Ia. Perel' and A.A. Filatov. Reference book. Moscow: Mashinostroenie, 1992. 543 p.