

УДК 622.822.174:62-233.23:532.516.5

doi: 10.18698/0536-1044-2019-2-11-23

Параметрическое исследование упругих свойств осевого газодинамического лепесткового подшипника на основе одномерной модели течения смазки

М.Ю. Темис, А.Б. Мещеряков

ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова

A Parametric Study of Elastic Properties of Gasdynamic Foil Thrust Bearings Using a One-Dimensional Fluid Flow Model

M.Y. Temis, A.B. Meshcheryakov

Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM

Разработана методика расчета характеристик осевого газодинамического лепесткового подшипника, учитывающая контактное взаимодействие вала, газовой смазки и упругих элементов опоры. Она основана на решении одномерной нелинейной задачи упругогазодинамического контакта, определяющего параметры смазки и деформации рабочих элементов опоры. Расчет течения газовой смазки в подшипнике базируется на решении одномерного нелинейного уравнения Рейнольдса для сжимаемой жидкости. Напряженно-деформированное состояние упругих элементов подшипника исследовано с помощью конечно-элементной модели на основе теории плоского деформированного состояния, учитывающей контактное взаимодействие гладкого лепестка, гофрированного элемента и колодки. Для осевого подшипника с жесткими рабочими поверхностями оценено влияние основных конструктивных параметров, задающих геометрию подшипника, на его рабочие характеристики. По результатам расчетов выявлены диапазоны варьирования параметров подшипника с упругими рабочими элементами (лепестками). Распределение давления и размер зазора в подшипнике определены в шаговом процессе последовательными приближениями при решении совместной проблемы течения смазки и деформирования лепестков в подшипнике. На каждом шаге уравнение Рейнольдса для газовой смазки решалось с использованием самокорректирующегося шагового метода. Получена зависимость подъемной силы в подшипнике от исходной геометрии лепестков и способа их монтажа. Исследовано влияние деформации упругих элементов подшипника на его грузоподъемность. Дана оценка напряженно-деформированного состояния лепестков в подшипнике.

Ключевые слова: газодинамический подшипник, упругогазодинамический контакт, уравнение Рейнольдса, самокорректирующийся шаговый метод, осевой подшипник

A method for calculating thrust gasdynamic bearing characteristics that takes into account contact interaction between the shaft, gas film and elastic elements of the bearing is proposed in this work. The method is based on the solution of a one-dimensional nonlinear elastohydrodynamic contact problem that determines gas flow parameters and deformations of the support structural elements. Gas film flow in the bearing is calculated using nonlinear one-dimensional Reynolds equation for compressible fluid. Stress-strain state of the bearing's elastic elements is studied using a finite-element model based on the

theory of plane strain and taking into account contact interaction between the top foil, bump foil and bearing race. An evaluation of the influence of the main structural parameters that determine geometry of the bearing on the bearing's load capacity is performed for a rigid gasdynamic bearing. The values of elastic bearing structural parameters (elastic foil dimensions) are obtained based on these calculations. Pressure distribution and gap values are calculated by a coupled solution of the bearing gap gas flow problem and the bearing elastic foil deformations problem using step-by-step approximations. At each sub-step, Reynolds equation for gas film is solved using the self-correction step method. Thrust bearing load capacity is determined depending on the foil initial geometry and installation parameters. The influence of the bearing's elastic elements deformations on the load capacity is investigated. The stress-strain state of the bearing's elements is evaluated.

Keywords: gasdynamic bearing, elastogasdynamic contact, Reynolds equation, self-correction step method, thrust bearing

Лепестковые газодинамические подшипники широко применяют в качестве осевых и радиальных опор роторов современных малоразмерных газотурбинных двигателей и установок. Основное достоинство газодинамических подшипников — отсутствие необходимости в системе подачи/отвода смазки, что существенно упрощает и снижает массу конструкции газотурбинного двигателя и уменьшает затраты на его обслуживание. Такие опоры можно использовать при очень больших линейных скоростях на рабочих поверхностях скольжения в широком диапазоне температур.

Основной задачей проектирования газодинамического подшипника является определение геометрических размеров и упругих свойств его элементов, обеспечивающих требуемую осевую подъемную силу в рабочем диапазоне частот вращения ротора. В процессе про-

ектирования используют математическую модель для расчета упругих характеристик осевого лепесткового газодинамического подшипника (ОЛГП) и исследования влияния его параметров на рабочие характеристики.

Сложность расчета характеристик газодинамического подшипника заключается в многодисциплинарном характере применяемой математической модели, а именно в необходимости одновременного расчета течения смазки в зазоре и упругого деформирования рабочих элементов подшипника.

Цель работы — исследование влияния основных конструктивных параметров осевых газодинамических подшипников на их рабочие характеристики — давление газовой смазки и результирующую подъемную силу.

Конструкция ОЛГП (рис. 1, а) включает в себя упорную колодку (УК) 1, служащую

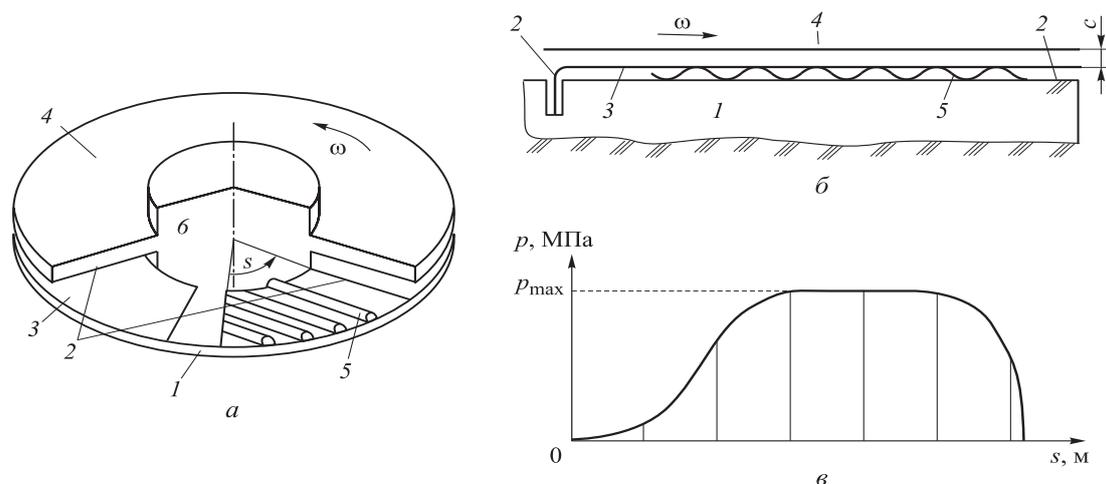


Рис. 1. К исследованию ОЛГП:

а и б — схемы конструкции ОЛГП и его окружного сечения (1 — УК; 2 — закрепление; 3 — ГЛ; 4 — УД; 5 — ГЭ; 6 — вал ротора; ω — угловая скорость вращения вала ротора; s — окружная координата);
в — эпюра давления газовой смазки в окружном сечении подшипника

опорой для поддерживающего гофрированно-го элемента (ГЭ) 5, а на него в свою очередь опирается гладкий лепесток (ГЛ) 3 [1]. ОЛГП содержит два упругих элемента — ГЛ и ГЭ, упругие свойства которых влияют на рабочие характеристики подшипника. Управление упругими свойствами газодинамического подшипника осуществляется путем подбора параметров этих элементов: исходной геометрии и количества лепестков, радиуса кривизны и количества гофров.

Принцип работы ОЛГП заключается в нагнетании давления в зазоре, образованном ГЛ и вращающимся упорным диском (УД) 4 ротора. Давление в зазоре должно быть достаточно большим для уравнивания осевой силы, действующей на опору со стороны ротора (рис. 1, б, в).

Согласно рис. 1, б, ГЛ имеет наклонную площадку с уменьшающимся в направлении вращения УД вала ротора осевым зазором и горизонтальную площадку с постоянным значением этого параметра. Подобный профиль ГЛ характерен для большинства конструкций ОЛГП [2–11].

Благодаря наличию наклонной площадки между внешней поверхностью ГЛ и УД образуется область с клиновидным уменьшающимся зазором (см. рис. 1, б), в котором давление газовой смазки p нагнетается до максимального значения p_{\max} (см. рис. 1, в) и далее поддерживается на этом уровне в области с постоянным зазором s . Давление по краям рабочей поверхности ГЛ принято равным давлению окружающей среды $p_a = 0,1$ МПа.

В современных ОЛГП для обеспечения оптимального зазора и максимальной грузоподъемности используют один или несколько слоев ГЭ, поддерживающих ГЛ [4–11]. Между слоями ГЭ могут быть установлены гладкие пластины, увеличивающие общую жесткость опоры. В качестве материала лепестков в основном применяют сплав Inconel X-750, что объясняется его хорошей свариваемостью, высокими пределами усталостной долговечности и ползучести, а также стойкостью к действию высоких температур [7].

Упругие свойства рабочих элементов газодинамических подшипников и точность их монтажа являются одними из основных факторов, влияющих на их рабочие характеристики (в частности, на грузоподъемность), а следовательно, и на динамику вращающихся элементов газотурбинного двигателя.

Модель расчета характеристик ОЛГП. Расчет ОЛГП включает в себя совместное решение двух задач: расчета течения газовой смазки в зазоре, сформированном УД и деформируемым ГЛ, и определения вклада деформаций ГЛ и ГЭ в изменение формы зазора под действием давления газовой смазки [12, 13]:

$$h(s, c_{i-1}, \Delta c_i) = h_{geom}(s, c_{i-1}) + h_{def}(s, \Delta c_i),$$

где h — толщина слоя газовой смазки осевого подшипника скольжения; c_{i-1} — номинальный зазор на $(i - 1)$ -м шаге (i — номер шага по нагрузке (сближению поверхностей скольжения подшипника)); Δc_i — шаг номинального зазора; h_{geom} и h_{def} — толщина слоя газовой смазки, определяемая изменением геометрического положения рабочих поверхностей и деформациями упругих элементов подшипника.

Алгоритм расчета характеристик ОЛГП с учетом упругих деформаций его рабочих элементов приведен на рис. 2, где КЭМ — конечно-элементная модель; БД — база данных. Для решения задачи организован шаговый процесс по расстоянию между поверхностями скольжения подшипника с применением самокорректирующегося шагового метода.

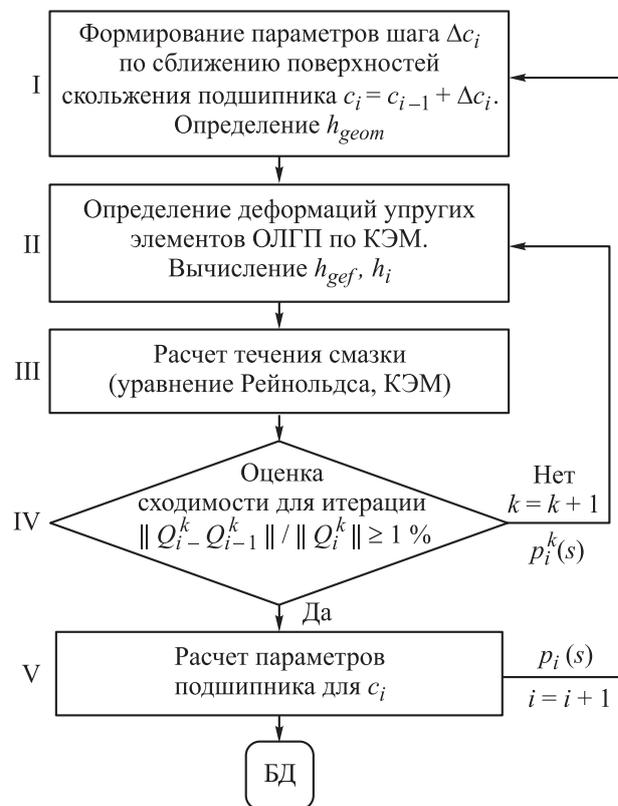


Рис. 2. Общая схема расчета характеристик ОЛГП

На первой итерации первого шага при расчете распределения давления в ОЛГП поверхности скольжения приняты абсолютно жесткими ($h_{def} = 0$). После вычисления размера зазора с учетом деформаций упругих элементов (блок II) для него определяются значения давления смазки (блок III). Если полученные результаты на текущей (k -й) итерации не удовлетворяют критерию сходимости (блок IV), то распределение давления в подшипнике $p_i^k(s)$ передается в модель для расчета деформаций его упругих элементов.

В случае удовлетворения критерию сходимости (блок IV) для текущего шага по номинальному зазору c_i вычисляется подъемная сила Q_i (блок V) и осуществляется переход к следующему шагу $c_i + \Delta c_i$ по сближению поверхностей скольжения подшипника. Следует отметить, что деформации упругих элементов на предыдущей итерации определяют предварительное напряженное состояние элементов ОЛГП на текущей итерации.

Предложенный алгоритм является универсальным и позволяет использовать в блоках расчета течения смазки и напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочих элементов ОЛГП модели любого уровня точности и детализации. В ранее выполненных работах по этой тематике [12, 13] в блоке II применяется промышленный конечно-элементный комплекс, позволяющий решать двумерные и трехмерные контактные задачи, а в блоке III решается уравнение Рейнольдса, описывающее течение газа в зазоре. Блоки I, III–V являются программными модулями собственной разработки.

Особенность задачи заключается в сильной нелинейности, поэтому для улучшения сходимости итерационного процесса толщина слоя газовой смазки определяется соотношением

$$h_{def}^{*k} = h_{def}^k \beta + h_{def}^{k-1} (1 - \beta),$$

где h_{def}^k, h_{def}^{k-1} — вклады деформаций ГЛ в общий зазор для смазки, определяемые из КЭМ для упругих элементов подшипника на соответствующей итерации.

Уравнение Рейнольдса для смазки относится к нелинейным уравнениям с жесткой характеристикой: при стремлении h к нулю давление резко возрастает. Для решения таких уравнений перспективно использовать метод последовательных нагружений с самокоррекцией погрешности на каждом шаге [14, 15].

Модель течения газовой смазки. Течение смазки между поверхностями скольжения ОЛГП описывается одномерным уравнением Рейнольдса для ламинарного течения газа в узком зазоре [12, 13]. С учетом того, что вязкость газа η не зависит от давления и постоянна в каждой точке зазора, поверхность подшипника неподвижна, а УД вала вращается вокруг своей оси с угловой скоростью ω , одномерное уравнение Рейнольдса для окружного сечения осевого подшипника скольжения при стационарном движении вала $\partial(ph)/\partial t = 0$ (t — время) имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(p \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial s} \right) = 6\omega R \frac{\partial(ph)}{\partial s}, \quad (1)$$

где R — радиус окружного сечения УК.

Нелинейное уравнение (1) описывает распределение давления, по которому определяется осевая сила в осевом газодинамическом подшипнике скольжения. Для его решения применяют шаговый алгоритм с коррекцией погрешности. Алгоритм основан на идее самокорректирующегося шагового метода, разработанного ранее для решения существенно нелинейных задач упругости, пластичности, ползучести и строительной механики конструкций. В работах [14, 15] получены оценки аппроксимации и сходимости метода для широкого класса нелинейных задач.

Если предположить, что на $(i - 1)$ -м шаге известной функции $h_{i-1}(s)$ соответствует известное распределение давления $p_{i-1}(s)$, то выражения для толщины слоя смазки и давления на следующем шаге можно записать как

$$h_i(s) = h_{i-1}(s) + \Delta h_i(s); \quad (2)$$

$$p_i(s) = p_{i-1}(s) + \Delta p_i(s).$$

где Δh_i и Δp_i — изменение толщины слоя и давления газовой смазки в зазоре.

Следует отметить, что $h_i(s)$ и $\Delta h_i(s)$ являются известными функциями и их значения определяются для каждого шага в зависимости от давления $p_{i-1}(s)$. С учетом соотношений (2) уравнение шагового процесса по приращению номинального зазора между рабочими поверхностями ОЛГП и УД вала принимает вид [12]

$$\frac{\partial}{\partial s} \left[h_i^3 \left(\Delta p_i^k \frac{\partial p_{i-1}}{\partial s} + p_{i-1} \frac{\partial \Delta p_i^k}{\partial s} \right) \right] - 6\eta \left[\omega R \left(\Delta p_i^k \frac{\partial h_i}{\partial s} + h_i \frac{\partial \Delta p_i^k}{\partial s} \right) \right] =$$

$$= -\frac{\partial}{\partial s} \left[h_i^3 \left(p_{i-1} \frac{\partial p_{i-1}}{\partial s} + \Delta p_i^{k-1} \frac{\partial \Delta p_i^{k-1}}{\partial s} \right) \right] + 6\eta\omega R \frac{\partial (p_{i-1} h_i)}{\partial s}. \quad (3)$$

В первом приближении принято, что $\Delta p_0^1(s) = 0$ и далее для каждого i -го шага используется значение $\Delta p_i^1(s) = 0$. Уравнение (3) представляет собой шаговый процесс по приращению номинального зазора между рабочими поверхностями, где на каждом шаге изменения толщины слоя газовой смазки $\Delta h_i(s)$ методом последовательных приближений определяется значение $\Delta p_i(s)$.

При решении уравнения (3) для приращения давления в подшипнике на каждом шаге применяется метод конечных элементов. Система уравнений для приращения давления $\{\Delta p_i^k\}$ на i -м шаге имеет вид

$$\begin{aligned} & [K_f(i, p_{i-1}, h_{def})] \{\Delta p_i^k\} = \\ & = \{Q_f(i, k, p_{i-1}, \Delta p_i^{k-1}, h_{def})\}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $[K_f]$ — глобальная матрица жесткости системы, пересчитываемая для каждого шага i по нагрузке (приращению зазора и/или деформации ГЛ); $\{Q_f\}$ — вектор правой части системы, вычисляемый для каждого k -го приближения i -го шага по нагрузке (приращению зазора и/или деформации ГЛ); k — номер итерации.

Система уравнений (4) позволяет получить распределение давления в зазоре подшипника с учетом сжимаемости смазки и деформаций его упругих элементов.

Верификация модели течения газовой смазки в зазоре, созданной на основе одномерного уравнения Рейнольдса, проведена при

сравнении с результатами, полученными для ОЛГП в работе [8]. Основные конструктивные параметры ОЛГП приведены на рис. 3, где $R_{вн}$ и $R_{нар}$ — внутренний и внешний радиусы подшипника; R и α — радиус окружного сечения и центральный угол УК; L — ширина колодки, $L = R_{нар} - R_{вн}$.

Расчеты выполнены с учетом допущений о постоянстве температуры газа в слое газовой смазки ОЛГП (293 К), об отсутствии теплообмена между газом и рабочими элементами подшипника, о постоянстве вязкости воздуха $\eta = 1,85 \cdot 10^{-5}$ Па·с (при температуре $T = 293$ К) и частоте вращения вала $n = 40\,000$ мин⁻¹. Давление на краях колодок ОЛГП принято равным атмосферному $p_a = 0,1$ МПа.

С учетом деформаций рабочих элементов подшипника получено распределение безразмерного давления p/p_a (рис. 3, б) для трех конструкций ОЛГП с деформируемыми рабочими поверхностями, рассчитанное по одномерной модели течения газовой смазки в зазоре, созданной на основе одномерного уравнения Рейнольдса (рис. 4, б). Для удобства восприятия по оси абсцисс принята координата $\alpha = s/R$.

Деформированное состояние ГЛ для каждой из рассматриваемых конструкций ОЛГП показано на рис. 3, а, а окружное сечение подшипника, в котором действует максимальное давление [8] — на рис. 3, б. Геометрические параметры этого сечения использованы при расчете распределения давления газовой смазки в зазоре по одномерному уравнению Рейнольдса.

Результаты сравнения распределений давления в соответствующем радиальном сечении ОЛГП из работы [8] с рассчитанными по пред-

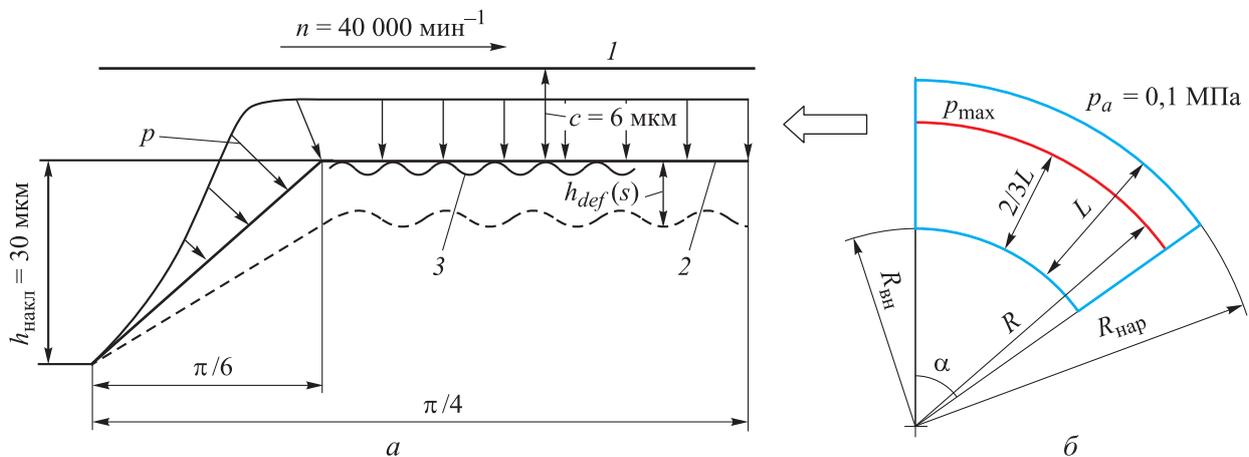


Рис. 3. Основные конструктивные параметры ОЛГП:
1 — УД; 2 — ГЛ; 3 — ГЭ

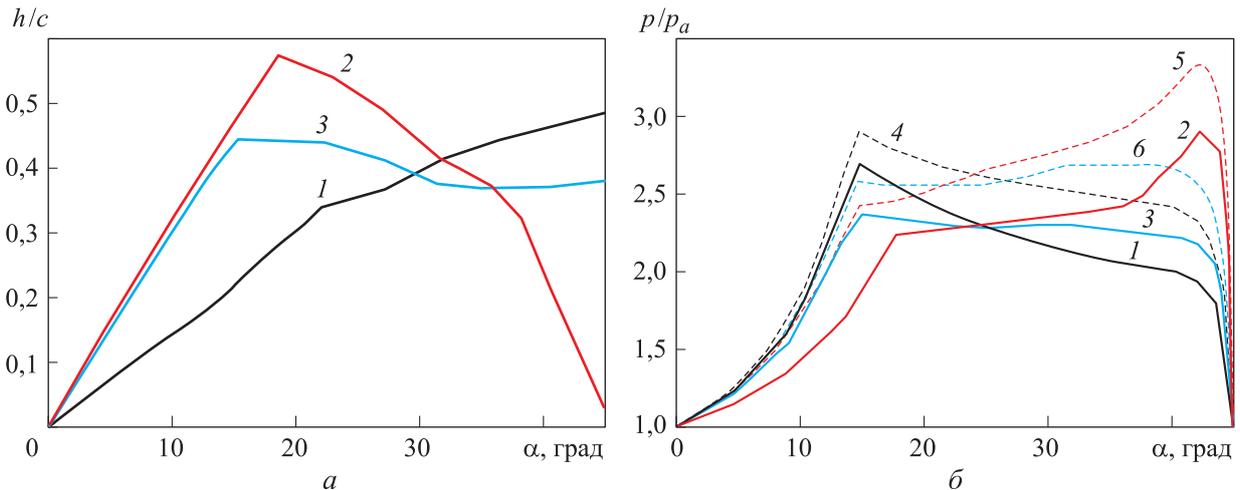


Рис. 4. Распределения прогиба ГЛ h/c (а) и безразмерного давления газовой смазки p/p_a (б) по координате α для трех конструкций ОЛГП с деформируемыми рабочими поверхностями, полученные по двумерной (сплошные кривые) и одномерной (штриховые кривые) КЭМ: 1, 4 — конструкция I; 2, 5 — конструкция II; 3, 6 — конструкция III

ложенной модели, основанной на одномерном уравнении Рейнольдса, приведены на рис. 4, б. У одномерной КЭМ наблюдаются более высокие значения давлений, чем у двумерной КЭМ [8], что объясняется учетом торцового истечения газа в последней. Тем не менее результаты, получаемые по одномерной модели, позволяют провести качественную и несколько завышенную количественную оценку подъемной силы, возникающей в ОЛГП.

Результаты численного исследования подтверждают возможность применения предложенной модели расчета течения смазки в зазоре на основе решения одномерного уравнения Рейнольдса для проведения дальнейших вычислений.

Расчет оптимальных исходных размеров зазора для смазки ОЛГП. На начальном этапе

проектирования ОЛГП необходимо оценить степень влияния его исходной геометрии на рабочие характеристики. Для осевого подшипника с жесткими рабочими поверхностями при условии постоянства вязкости газовой смазки и скорости вращения ротора характеристики ОЛГП определяются исходной геометрией рабочих поверхностей подшипника и вращающегося УД и их взаимным расположением. В то же время на рабочие характеристики лепесткового подшипника помимо указанных факторов существенное влияние оказывают упругие деформации его рабочих элементов.

Конструкция ГЛ с прямолинейной наклонной площадкой является наиболее распространенной [8–11]. На примере двух конструкций осевых подшипников с прямолинейной наклонной площадкой, оснащенных шестью и десятью колодками, проведена оценка влияния

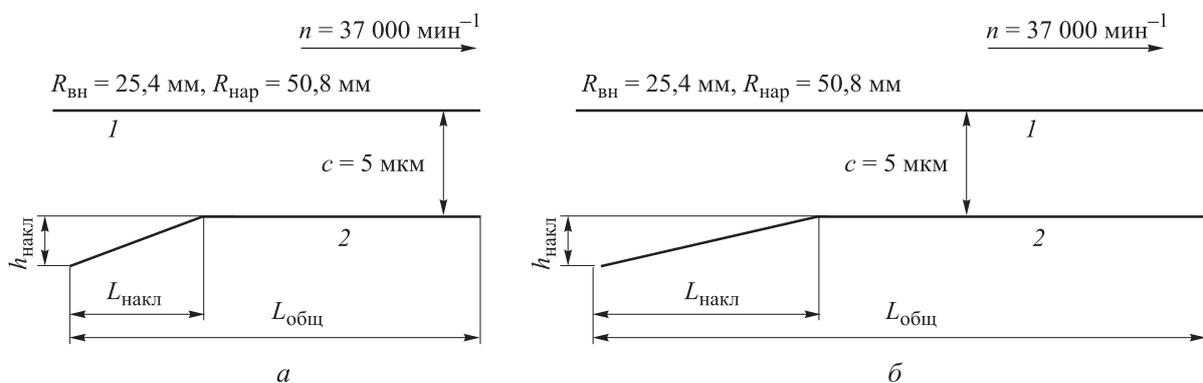


Рис. 5. Схемы конструкций подшипников с жесткими рабочими поверхностями, оснащенных шестью (а) и десятью (б) колодками: 1 — УД; 2 — УК

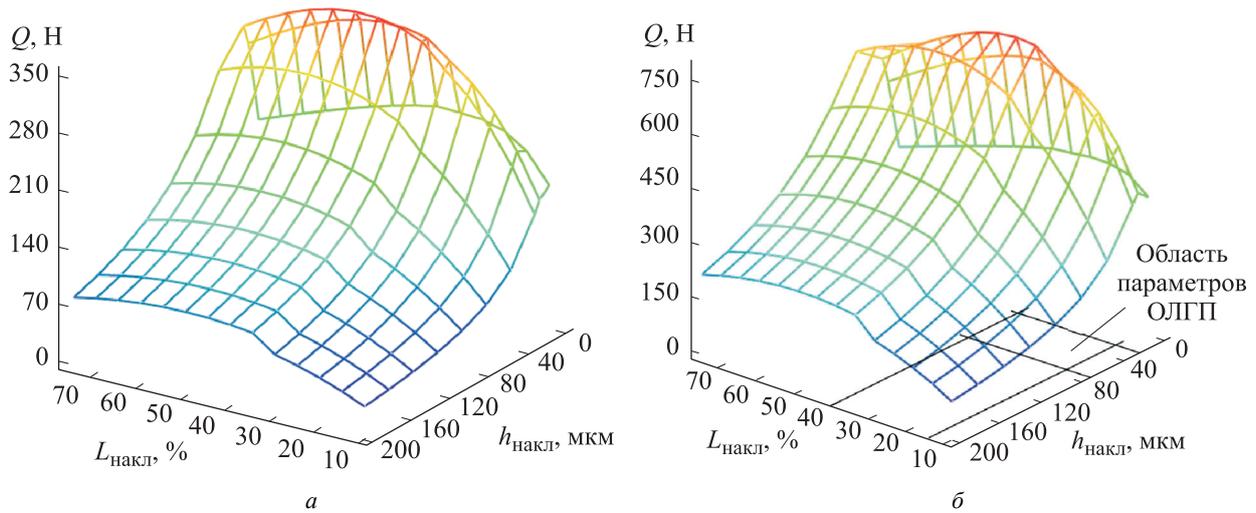


Рис. 6. Зависимости подъемной силы Q в подшипниках с жесткими рабочими поверхностями, оснащенных десятью (а) и шестью (б) колодками, от высоты подъема $h_{накл}$ и длины $L_{накл}$ наклонной площадки

крутизны наклона площадки, ее протяженности и количества УК в подшипнике на его грузоподъемность.

Длину $L_{накл}$ и высоту подъема $h_{накл}$ наклонной площадки варьировали в следующих диапазонах: $L_{накл} = 10...75\%$ общей длины ГЛ $L_{общ}$, $h_{накл} = 10...200$ мкм (рис. 5). Зазор между рабочими поверхностями УД и ГЛ составлял 5 мкм. Конструкции подшипников с жесткими рабочими поверхностями приведены на рис. 5, результаты определения их характеристик — на рис. 6.

На основе полученных данных (см. рис. 6) для дальнейших расчетов с учетом податливости рабочих поверхностей выбрана конструкция шестилепесткового ОЛГП с наклонной площадкой, имеющей высоту подъема $h_{накл} = 25...75$ мкм и длину $L_{накл} = 15...40\%$ $L_{общ}$ (см. рис. 5).

Расчет деформаций ГЛ. Для определения деформаций ГЛ в общем случае требуется решать трехмерную упругую задачу контакта ГЛ, ГЭ и УК. Результаты исследований, приведенные в работах [8–11], свидетельствуют о том, что распределение давления в радиальном сечении УК имеет вид, представленный на рис. 7.

Таким образом, распределение давления в любом окружном сечении представляет собой распределение, подобное вычисленному для характерного окружного сечения, показанного на рис. 3, домноженное на весовой коэффициент, определенный по зависимости, приведенной на рис. 7.

С учетом этого допущения для расчета деформаций рабочих элементов ОЛГП разрабо-

тана плоская двумерная КЭМ, основанная на применении теории плоского деформированного состояния, учитывающая контактное взаимодействие между ГЛ, ГЭ и УК с коэффициентом трения, равным 0,3 (рис. 8).

Расчет деформаций ГЛ проведен в промышленном конечно-элементном комплексе с учетом геометрической нелинейности деформируемых лепестков. В КЭМ ОЛГП применен плоский четырехузловой конечный элемент с двумя степенями свободы в каждом узле. Размеры конечных элементов ГЛ подобраны с учетом обеспечения достаточной точности моделирования изгибной жесткости лепестков и сходимости нелинейной контактной задачи.

Для моделирования контакта между поверхностями ГЛ и ГЭ (см. рис. 8, зоны I) и ГЭ и УК (зоны II) использованы контактные элементы типа «точка в поверхность».

Параметры конструкций шестилепестковых ОЛГП с закреплением рабочих элементов по разным сторонам (ОЛГП 1) и с одной стороны

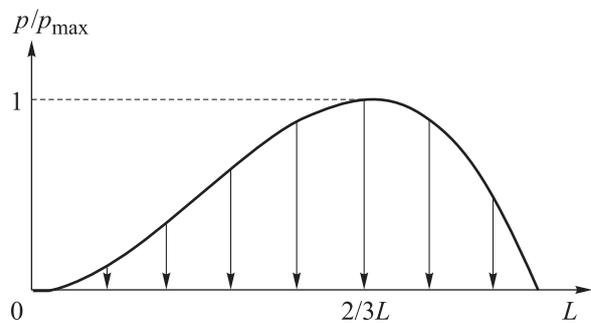


Рис. 7. Распределение безразмерного относительного давления p/p_{max} в радиальном сечении УК

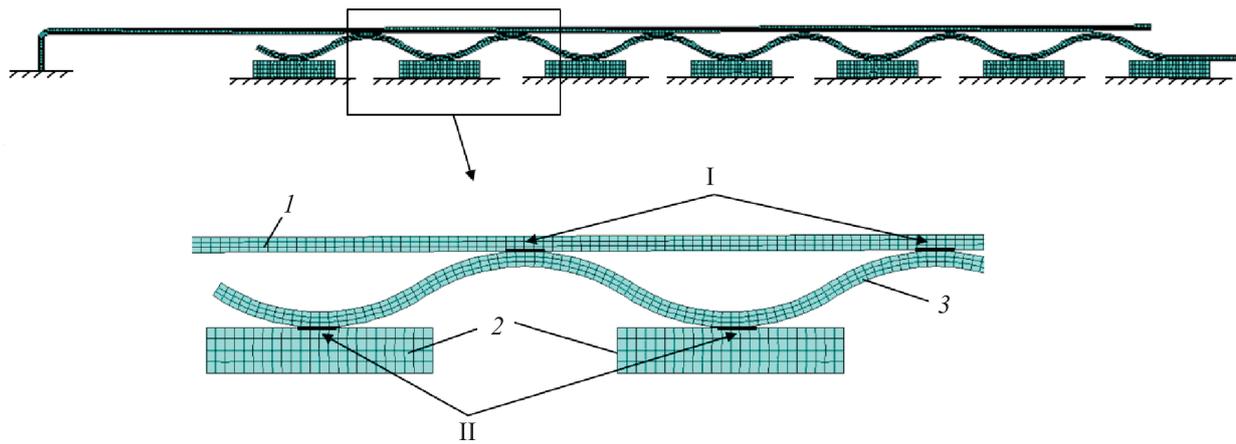


Рис. 8. Плоская двумерная КЭМ ОЛГП:

1 — ГЛ; 2 — УК; 3 — ГЭ; I — зоны контакта поверхностей ГЛ и ГЭ; II — зоны контакта поверхностей ГЭ и УК

(ОЛГП 2), для которых проведен расчет характеристик жесткости, приведены на рис. 9.

Расчет характеристик жесткости осевого подшипника проведен для наклонной площадки ГЛ с зазором между свободным концом ГЛ и

вершинами гофров $h_1 = 40...380$ мкм (чему соответствует $h_{накл}=25...75$ мкм) (см. рис. 9) и длиной $L_{накл} = 15...40\% L_{общ}$. Расчет представлял собой шаговый процесс по номинальному зазору c (см. рис. 5) между рабочими поверхностями ГЛ и УД. На каждом шаге по значению номинального зазора реализован итерационный процесс решения совместной задачи течения смазки и деформации упругих элементов в подшипнике (см. рис. 2).

Результаты расчетов. На рис. 10 и 11 приведены результаты расчета подъемной силы для конструкций ОЛГП (см. рис. 9), а на рис. 12 — распределения зазора и давления для выбранных

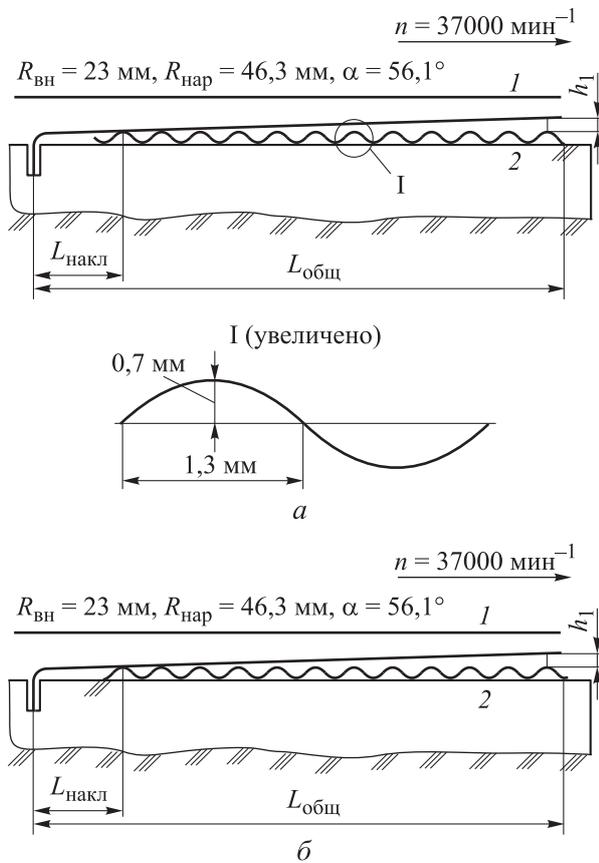


Рис. 9. Схемы конструкций шестилопастковых ОЛГП с закреплением рабочих элементов по разные стороны (а) и с одной стороны (б): 1 — УД; 2 — УК

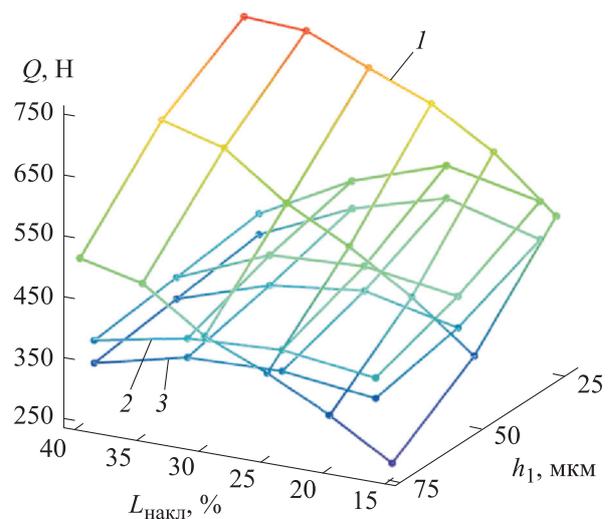


Рис. 10. Зависимость подъемной силы Q от длины $L_{накл}$ и высоты подъема $h_{накл}$ наклонной площадки для подшипника с жесткими рабочими поверхностями (1), ОЛГП 1 (2) и ОЛГП 2 (3)

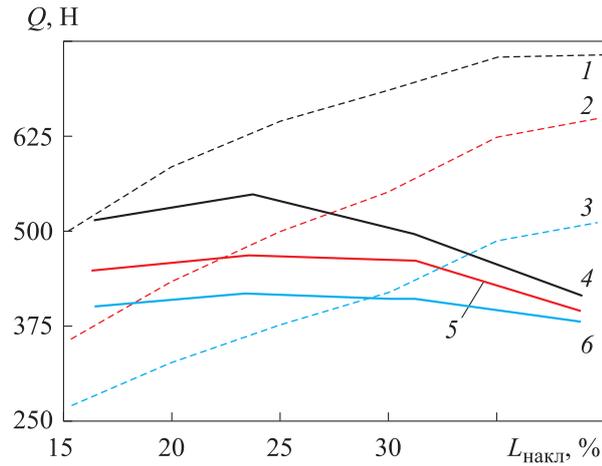


Рис. 11. Зависимость подъемной силы Q от длины $L_{\text{накл}}$ для подшипника с жесткими рабочими поверхностями (штриховые кривые) и ОЛГП 1 (сплошные кривые) при различных значениях высоты подъема наклонной площадки: 1, 4 — $h_{\text{накл}} = 25$ мкм; 2, 5 — $h_{\text{накл}} = 50$ мкм; 3, 6 — $h_{\text{накл}} = 75$ мкм

значений варьируемых параметров, которым соответствует максимальная грузоподъемность осевого подшипника.

Грузоподъемность ОЛГП с деформируемыми рабочими поверхностями в большинстве случаев оказывается меньше грузоподъемности аналогичной конструкции подшипника с жесткими рабочими поверхностями (см. рис. 10, 11), что объясняется деформативностью упругих рабочих элементов газодинамического подшипника под действием давления в слое газовой смазки (см. рис. 12).

В то же время у ОЛГП 1 жесткость и, следовательно, грузоподъемность вследствие особенностей закрепления ГЛ оказываются больше, чем у ОЛГП 2 (см. рис. 10). Поэтому далее будем анализировать результаты, полученные для конструкции ОЛГП 1. Максимальной грузоподъемностью будет обладать подшипник, имеющий наклонную площадку с высотой подъема $h_{\text{накл}} = 25$ мкм (чему соответствует $h_1 = 80$ мкм) и длиной $L_{\text{накл}} = 22 \dots 27 \% L_{\text{общ}}$ (см. рис. 11).

При определенных параметрах наклонной площадки — $h_{\text{накл}} = 30 \dots 75$ мкм и $L_{\text{накл}} = 15 \dots 22 \% L_{\text{общ}}$ — грузоподъемность ОЛГП 1 оказывается выше, чем у подшипника с жесткими рабочими поверхностями (см. рис. 11). Это объясняется тем, что при относительно большой высоте подъема наклонной площадки и в то же время ее небольшой длине давление, нагнетаемое в сходящемся зазоре на данной частоте вращения вала, оказывается недостаточным для деформирования предварительно изогнутого ГЛ (см. рис. 12).

Учет деформативности ГЛ и ГЭ позволяет выявить неравномерный характер распределения значений зазора (см. рис. 12, а) и, следовательно, давления в слое газовой смазки (см. рис. 12, б), что в свою очередь обуславливает неравномерное распределение напряжений в рабочих упругих элементах ОЛГП 1 (рис. 13).

Представленные распределения напряжений в рабочих упругих элементах для одного из расчетных случаев (см. рис. 13) свидетельствуют

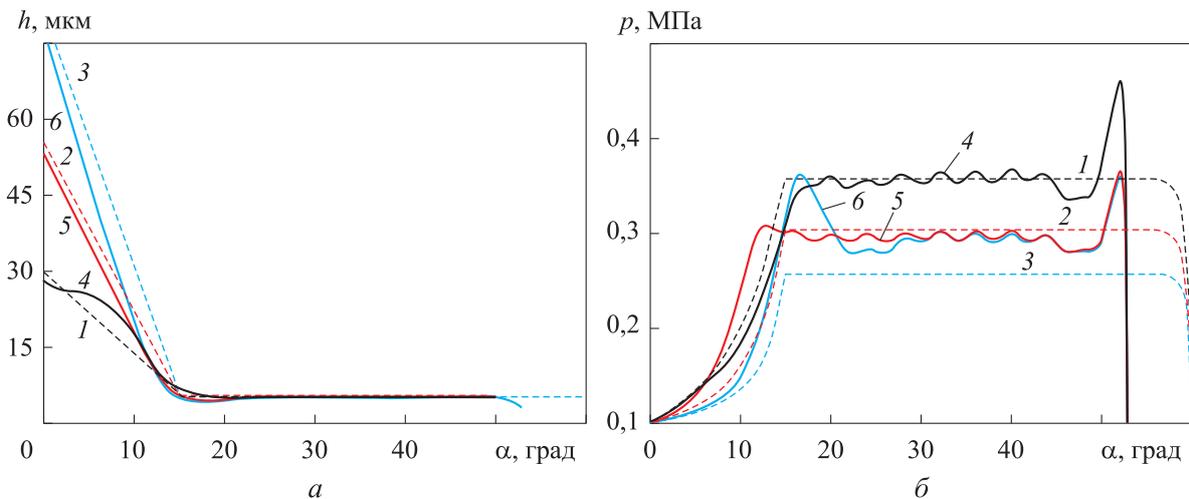


Рис. 12. Распределения зазора h и давления p в слое газовой смазки по координате α для подшипника с жесткими рабочими поверхностями (штриховые кривые) и ОЛГП 1 (сплошные кривые) при $L_{\text{накл}} = 25 \%$ и различных значениях высоты подъема наклонной площадки: 1, 4 — $h_{\text{накл}} = 25$ мкм; 2, 5 — $h_{\text{накл}} = 50$ мкм; 3, 6 — $h_{\text{накл}} = 75$ мкм

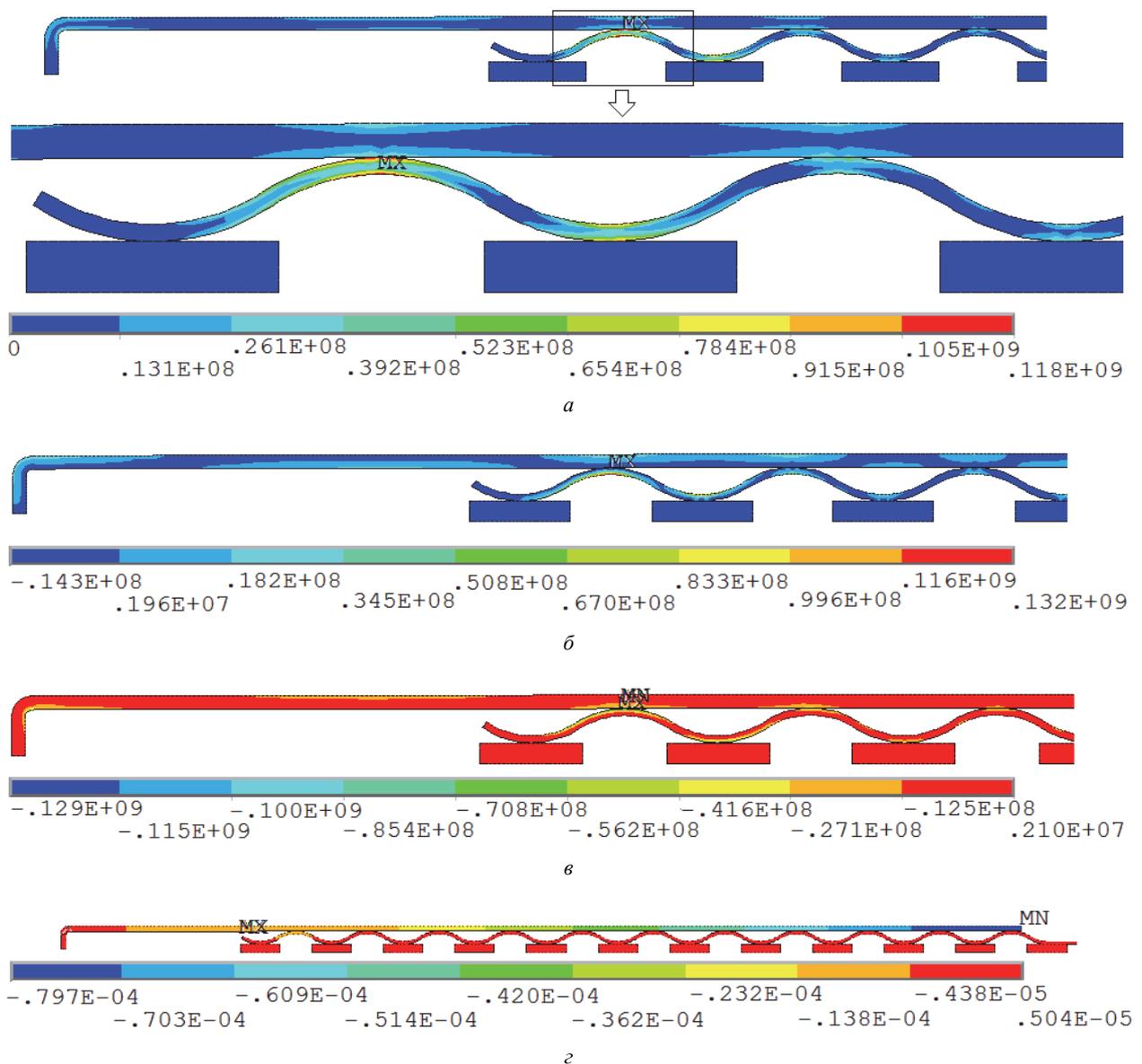


Рис. 13. Распределения параметров НДС в рабочих упругих элементах шестиколодочного ОЛГП 1

при $h_{\text{накл}} = 25$ мкм, $L_{\text{накл}} = 23,8\%$ $L_{\text{общ}}$ и $c = 3$ мкм:

a — эквивалентных напряжений, Па;

б — первого главного напряжения (растяжения), Па;

в — третьего главного напряжения (сжатия), Па;

г — осевых перемещений, м

о том, что наиболее нагруженным местом в конструкции ОЛГП 1 является область опирания лепестка на ближайший к точке его закрепления гофр. Максимальные значения главных напряжений растяжения и сжатия, возникающих в рабочих элементах подшипника, приведены в таблице. На основе результатов расчета НДС упругих рабочих элементов ОЛГП можно оценить его долговечность и надежность.

Значения напряжений в рабочих элементах ОЛГП

Элемент конструкции	Напряжение, МПа		
	первое главное	третье главное	эквивалентное
ГЛ	37,5	-52,9	39,5
ГЭ	132,0	-129,0	118,0

Выводы

1. Для определения характеристик ОЛГП с деформируемыми рабочими поверхностями решена задача контакта пяти тел (УД, слоя газовой смазки, ГЛ, ГЭ и УК). Предложенная методика расчета деформаций ГЛ позволяет учитывать локальный характер распределения деформаций в зоне между гофрами и его влияние на давление газовой смазки и характеристики подшипника.

2. Проведена верификация модели течения газовой смазки в зазоре, созданной на основе одномерного уравнения Рейнольдса, при сравнении с данными, полученными для ОЛГП в работе [8].

3. Диапазоны оптимальных параметров конструкции ОЛГП найдены путем расчета грузоподъемности подшипников с жесткими рабочими поверхностями различной геометрии.

4. Приведены результаты расчета подъемной силы для конструкции ОЛГП с двумя типами закрепления упругих элементов. При выборе типа закрепления ГЛ подшипника по разные

стороны УК грузоподъемность в среднем увеличивается на 14 % по сравнению с таковой для аналогичной конструкции подшипника с закреплением ГЛ по одну сторону УК.

5. Для выбранной оптимальной конструкции ОЛГП с закреплением ГЛ по разные стороны УК исследовано влияние крутизны наклонной площадки ГЛ на грузоподъемность подшипника. Продемонстрировано, что максимальной грузоподъемностью будет обладать подшипник, у которого высота подъема наклонной площадки составляет примерно 25 мкм (чему соответствует зазор между свободным краем ГЛ и вершинами гофров 80 мкм), а длина — 22...27 % общей длины ГЛ.

6. Полученное НДС в рабочих упругих элементах ОЛГП демонстрирует неравномерный характер распределения напряжений. Наиболее нагруженным местом конструкции является область опирания ГЛ на ближайший к точке его закрепления гофр. Максимальные главные напряжения растяжения и сжатия в ГЭ достигают соответственно 132 и 129 МПа.

Литература

- [1] Struziak R. *Bump foil hydrodynamic thrust bearing*. Patent US no. 8147143B2. 2012.
- [2] Alston L., Nadjafi R.H. *Foil thrust bearing with varying radial and circumferential stiffness*. Patent no. US5248205A. 1993.
- [3] Heshmat H. *High load capacity compliant foil hydrodynamic thrust bearing*. Patent no. US5961217A. 1999.
- [4] Heshmat H., Ren Z., Hunsberger A., Walton J., Jahanmir S. The emergence of compliant foil bearing and seal technologies in support of 21-st century compressors and turbine engines. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings*, 2010, vol. 5, iss. parts A and B, pp. 95–103, doi: 10.1115/IMECE2010-40598
- [5] Xu F., Kim D., Yazdi B.Z. Theoretical study of top foil sagging effect on the performance of air thrust foil bearing. *Proceedings of the ASME Turbo*, 2016, vol. 7B-2016, doi: 10.1115/GT2016-56493
- [6] Dykas B., Bruckner R., DellaCorte C., Edmonds B., Prah J. Design, fabrication and performance of foil thrust bearing for micro turbomachinery application. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2008, vol. 1, pp. 629–639, doi: 10.1115/GT2008-50377
- [7] Dykas B. *Factors Influencing the Performance of Foil Gas Thrust Bearings for Oil-free Turbomachinery Applications*. PhD thesis, Case Western Reserve University, 2006. 150 p.
- [8] Gad A.M., Kaneko S. Tailoring of the bearing stiffness to enhance the performance of gas-lubricated bump-type foil thrust bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2015, vol. 230(5), pp. 541–560, doi: 10.1177/1350650115606482
- [9] Gad A.M., Kaneko S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: application to generation ii gas lubricated foil thrust bearing. *Journal of Tribology*, 2014, vol. 136, no. art. 041701, doi: 10.1115/1.4027601
- [10] Samanta P., Khonsari M.M. The limiting load-carrying capacity of foil thrust bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2018, vol. 232(8), pp. 1046–1052, doi: 10.1177/1350650117747160

- [11] Lee D., Kim D. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, vol. 133(4), p. 042501, doi: 10.1115/1.4002249
- [12] Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing. *Proc. 4th Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery*, 27–30 August 2007, Calgary, Canada.
- [13] Темис Ю.М., Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Модель газодинамического лепесткового подшипника. *Трение и износ*, 2011, вып. 32, № 3, с. 212–220.
- [14] Темис Ю.М. Самокорректирующийся шаговый метод в нелинейных задачах теории упругости и пластичности. *Труды ЦИИМ*, 1980, № 918, 24 с.
- [15] Темис Ю.М. Метод последовательных нагружений с коррекцией погрешности в геометрически нелинейных упругих задачах. *Прикладные проблемы прочности и пластичности: Алгоритмизация и автоматизация решения задач упругости и пластичности. Всесоюзный межвуз. сб.*, Горький, Изд-во Горьковского университета, 1980, вып. 16, с. 3–10.

References

- [1] Struziak R. *Bump foil hydrodynamic thrust bearing*. Patent US no. 8147143B2. 2012.
- [2] Alston L., Nadjafi R.H. *Foil thrust bearing with varying radial and circumferential stiffness*. Patent no. US5248205A. 1993.
- [3] Heshmat H. *High load capacity compliant foil hydrodynamic thrust bearing*. Patent no. US5961217A. 1999.
- [4] Heshmat H., Ren Z., Hunsberger A., Walton J., Jahanmir S. The emergence of compliant foil bearing and seal technologies in support of 21-st century compressors and turbine engines. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings*, 2010, vol. 5, iss. parts A and B, pp. 95–103, doi: 10.1115/IMECE2010-40598
- [5] Xu F., Kim D., Yazdi B.Z. Theoretical study of top foil sagging effect on the performance of air thrust foil bearing. *Proceedings of the ASME Turbo*, 2016, vol. 7B-2016, doi: 10.1115/GT2016-56493
- [6] Dykas B., Bruckner R., DellaCorte C., Edmonds B., Prah J. Design, fabrication and performance of foil thrust bearing for micro turbomachinery application. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2008, vol. 1, pp. 629–639, doi: 10.1115/GT2008-50377
- [7] Dykas B. *Factors influencing the performance of foil gas thrust bearings for oil-free turbomachinery applications*. PhD thesis, Case Western Reserve University, 2006. 150 p.
- [8] Gad A.M., Kaneko S. Tailoring of the bearing stiffness to enhance the performance of gas-lubricated bump-type foil thrust bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2015, vol. 230(5), pp. 541–560, doi: 10.1177/1350650115606482
- [9] Gad A.M., Kaneko S. A new structural stiffness model for bump-type foil bearings: application to generation ii gas lubricated foil thrust bearing. *Journal of Tribology*, 2014, vol. 136, no. art. 041701, doi: 10.1115/1.4027601
- [10] Samanta P., Khonsari M.M. The limiting load-carrying capacity of foil thrust bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2018, vol. 232(8), pp. 1046–1052, doi: 10.1177/1350650117747160
- [11] Lee D., Kim D. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, vol. 133(4), p. 042501, doi: 10.1115/1.4002249
- [12] Temis J.M., Temis M.J., Mescheryakov A.B. Elastohydrodynamic Contact Theory in Foil Gas Bearing. *Proc. 4th Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery*, 27–30 August 2007, Calgary, Canada.
- [13] Temis Y.M., Temis M.Y., Meshcheryakov A.B. Gas-dynamic foil bearing model. *Journal of friction and wear*, 2011, vol. 32, no. 3, pp. 212–220.
- [14] Temis Yu.M. Self-Correcting Step Method in Nonlinear Problems of the Theory of Elasticity and Plasticity. *Trudy TSIAM*, 1980, no. 918, 24 p. (In Russ.).

- [15] Temis Yu.M. The method of successive loads with error correction in geometrically nonlinear elastic problems. *Vsesoyuznyy mezhvuzovskiy sbornik «Prikladnyye problemy prochnosti i plastichnosti: Algoritmizatsiya i avtomatizatsiya resheniya zadach uprugosti i plastichnosti»* [Applied problems of strength and plasticity: Algorithmization and automation of solving problems of elasticity and plasticity. All-Union interuniversity collection]. Gorkiy, Gor'kovskiy universitet publ., 1980, iss. 16, pp. 3–10.

Статья поступила в редакцию 12.12.2018

Информация об авторах

ТЕМИС Михаил Юрьевич — кандидат физико-математических наук, начальник сектора отдела «Математическое моделирование и САПР ГТД». ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул. д. 2, e-mail: mikhail.temis@yandex.ru).

МЕЩЕРЯКОВ Александр Брониславович — младший научный сотрудник отдела «Математическое моделирование и САПР ГТД». ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул. д. 2, e-mail: tejoum@ciam.ru).

Information about the authors

TEMIS Mikhail Yurievich — Candidate of Science (Physics and Maths), Head of Sector, Department of Mathematical Modelling and CAD of Gas Turbine Engines. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: mikhail.temis@yandex.ru).

MESHCHERYAKOV Aleksandr Bronislavovich — Junior Researcher, Department of Mathematical Modelling and CAD of Gas Turbine Engines. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: tejoum@ciam.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Параметрическое исследование упругих свойств осевого газодинамического лепесткового подшипника на основе одномерной модели течения смазки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 2, с. 11–23, doi: 10.18698/0536-1044-2019-2-11-23

Please cite this article in English as:

Temis Y.M., Meshcheryakov A.B. Parametric Study of Elastic Properties of Gasdynamic Foil Thrust Bearing on the Base of One-Dimensional Fluid Flow Model. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 2, pp. 11–23, doi: 10.18698/0536-1044-2019-2-11-23