

РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСКОНТАКТНОГО ПАЛЬЧИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

© 2011 Ю. М. Темис, А. В. Селиванов, И. Ю. Дзева

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

Разработаны модели и методы расчёта пальчиковых уплотнений с учётом деформации их элементов под действием газовых сил. Построенные модели имеют различный уровень детализации, что позволяет использовать их как для быстрых предварительных расчётов, так и для полного анализа уплотнения с учётом всех особенностей. На основе разработанных моделей проведено расчётное исследование пальчикового уплотнения и показана его эффективность и работоспособность. Рассмотрены различные конструктивные модификации пальчикового уплотнения, включая изменение подъёмной площадки и формы пальчиков.

Пальчиковое уплотнение, утечка, НДС, математическое моделирование.

Введение

Для снижения утечек газа через зазоры в области сопряжения неподвижных и вращающихся деталей в газотурбинной технике используют контактные или бесконтактные уплотнения. Контактные уплотнения создают зону постоянного контакта между сопряжёнными и уплотняющими деталями, полностью перекрывая радиальный зазор. Они обеспечивают высокую степень герметизации, однако наличие трения между элементами приводит к их быстрому износу. В бесконтактных уплотнениях уплотняющее действие осуществляется за счёт гидравлического сопротивления при движении газа в каналах при наличии гарантированного зазора между деталями. Несмотря на то что уровень утечек через бесконтактные уплотнения, как правило, выше, они широко используются в ГТД и ГТУ, так как обладают неоспоримым преимуществом – высокой надёжностью и большим ресурсом работы.

Стандартом бесконтактных уплотнительных систем являлись лабиринтные уплотнения, однако в последнее время происходит активное внедрение новых высокоэффективных уплотнений, что позволяет повысить рабочие характеристики двигателя и снизить удельный расход топлива. Ключевым моментом при разработке новых уплотнений является повышение их герметизирующих свойств при условии сохранения требуемого ресурса и надёжности. Одним из конструктивных решений, удовлетворяющих этим требованиям, являются бесконтактные пальчиковые уплотнения, принцип работы

которых заключается в балансировке гибких пальчиков на тонкой газовой плёнке над ротором. Толщина плёнки очень мала, поэтому утечка через пальчиковое уплотнение в два-три раза меньше, чем через лабиринтное уплотнение.

Очевидно, что при расчёте пальчиковых уплотнений необходимо использовать методы междисциплинарного математического моделирования для учёта взаимодействия потока газа и гибких пальчиков. Представленная статья посвящена разработке моделей и методов такого анализа для определения характеристик пальчикового уплотнения задней опоры КНД. На основании расчётов проанализирована работа этого уплотнения, а также рассмотрены различные конструктивные решения для повышения его эффективности и работоспособности.

Конструкция пальчикового уплотнения

Бесконтактное пальчиковое уплотнение представляет собой сборку из двух тонких кольцевых пластин с прорезями, закреплённых по внешнему диаметру между стенками корпуса (рис. 1). Прорези в пластинах образуют ряд отдельных гибких элементов, называемых пальчиками, которые могут перемещаться под действием газовых сил. При сборке уплотнения пластины поворачивают относительно друг друга так, чтобы пальчики последующей пластины перекрывали прорези предыдущей, что предотвращает прямую утечку газа. На пальчиках задней (по потоку) пластины выполняют подъёмные площадки, вытянутые в осевом направлении.

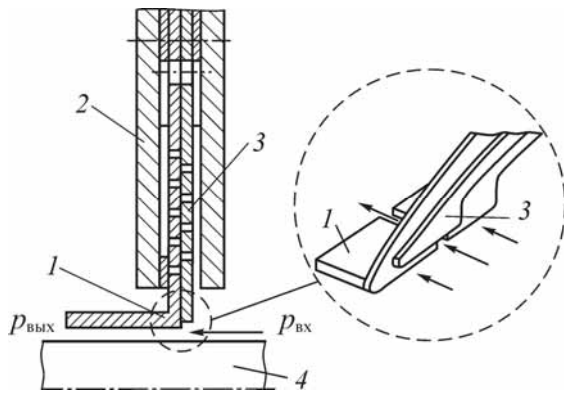


Рис. 1. Бесконтактное пальчиковое уплотнение [1]:
1 – пальчики с площадками; 2 – корпус; 3 – пальчики
передней пластины; 4 – ротор

Ключевым моментом в обеспечении работоспособности бесконтактного пальчикового уплотнения является балансировка пальчиков в потоке газа. Принцип этой балансировки основан на возникновении сил газостатического и газодинамического давления в зазоре под площадками, которые уравнивают силы реакции при деформировании пальчиков и силы внешнего давления, действующие на уплотнение со стороны газа в полости. При увеличении радиуса ротора (вследствие действия центробежных или тепловых нагрузок) зазор под площадками уменьшается, что ведёт к увеличению подъёмной силы и, соответственно, к перемещению пальчиков в направлении от ротора. Наступление баланса сил определяет новое положение площадок и рабочий зазор.

Настройка уплотнения на требуемый уровень перемещений возможна как за счёт управления жёсткостью пальчиков (путём изменения их формы или материала), так и посредством профилирования канала под подъёмными площадками для изменения действующих аэродинамических усилий. Правильный выбор и согласование всех конструктивных параметров уплотнения, включая выбор монтажного зазора/натяга, позволяет обеспечить бесконтактную работу с малым зазором на различных режимах работы двигателя.

Для решения этой задачи «многопараметрического выбора» необходимо применение моделей и методов междисциплинарного математического моделирования. В первом приближении можно пренебречь течением газа в зазорах между соседними пальчиками, сосредоточив основное внима-

ние на течении газа под площадками. Тогда с учётом окружной симметрии в расчётную схему пальчикового уплотнения войдут: пальчик с подъёмной площадкой, газовый слой между ним и ротором и примыкающие пальчики передней пластины.

Моделирование течения газа

Вследствие малости радиального зазора между ротором и пальчиками расчёт течения газа в пальчиковом уплотнении был проведен на основе решения уравнения Рейнольдса для газовой смазки [2]:

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega R \frac{\partial(ph)}{\partial s},$$

где p – давление газа; μ – динамическая вязкость; h – толщина газового слоя (зазор); s и z – окружная и осевая координаты; R – радиус ротора; ω – угловая скорость ротора. В качестве граничных условий задавались значения давления на входе и выходе из уплотнения ($p_{вх}$ и $p_{вых}$) и давления на боковых поверхностях ($p_б = p_{вых}$).

Для решения нелинейного уравнения Рейнольдса использовался метод конечных элементов в комбинации с методом Ньютона. Граничные условия учитывались методом штрафа, а само уравнение было обезразмерено для выравнивания порядков коэффициентов в разрешающей системе. Для реализации этого алгоритма был написан отдельный программный модуль, который может быть легко интегрирован в единую расчётную схему.

Дополнительно была разработана одномерная нестационарная модель, учитывающая изменение температуры, трение и другие эффекты, исключённые из рассмотрения в уравнении Рейнольдса. Эта модель основана на уравнениях неразрывности, движения и энергии, описывающих турбулентное течение газа в канале переменного сечения, и позволяет определить параметры жёсткости и демпфирования газового слоя под площадкой, которые необходимы для анализа аэроупругой устойчивости [3].

Для верификации разработанных 1D-2D моделей был проведен ряд трёхмерных расчётов в программном комплексе STAR-CD. С целью оптимизации вычислительных

затрат в расчётную область 3D модели были включены только зона течения под площадкой, примыкающие к ней зазоры и области течения под передними пальчиками. Сетка имела сгущения к поверхностям сопряжения с твердым телом, на которых задавались нулевые скорости для статорных деталей и угловая скорость для поверхности ротора. В качестве остальных граничных условий задавались осевой перепад давлений, циклическая симметрия по окружной координате, а также температура газа и закрутка на входе в

уплотнение. Погрешность по интегральным показателям (равнодействующая сил давления, точка её приложения и др.) между моделями различного уровня детализации была ниже 5%, что позволило сделать вывод о допустимости использования упрощённых подходов.

Расчитанные распределения давления газа передавались в виде граничных условий в блок расчёта НДС и перемещений пальчиков.

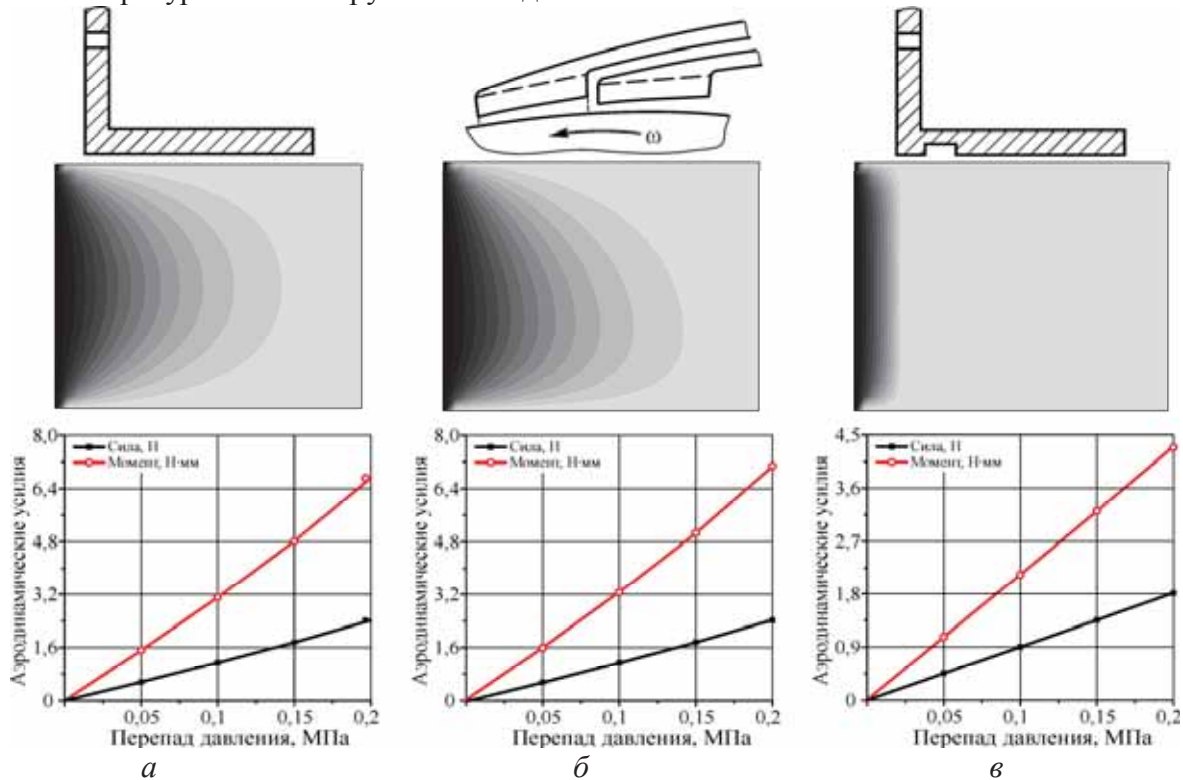


Рис. 2. Результаты расчёта течения газа в пальчиковом уплотнении:
 а – типовая площадка; б – наклонная площадка; в – площадка с кольцевой канавкой

При расчёте течения было отмечено, что под передними пальчиками практически не происходит падения давления, а весь перепад срабатывается под подъёмной площадкой. Этот эффект объясняется наличием ступеньки между передними и задними пальчиками, образовавшейся за счёт конструктивного увеличения внутреннего диаметра передней пластины. На рис. 2 показаны распределения давления под площадкой и графики изменения газовых усилий для пальчикового уплотнения с типовой подъёмной площадкой (концентричная площадка с постоянным начальным зазором), наклонной площадкой и площадкой с кольцевой канав-

кой. Перемещения пальчиков под действием этих усилий показаны на рис. 5.

Как видно из графиков, величина подъёмной силы прямо пропорциональна перепаду давления. При этом для наклонной площадки эта сила максимальна, что объясняется возникновением дополнительной гидродинамической подъёмной силы (индуцированной вращением ротора) в сходящемся по окружности зазоре. Проведённое исследование показало, что наибольший гидродинамический эффект достигается при соотношении сторон окружного клина (отношение большего зазора к меньшему), равном 2,27. В работе [1] для несжимаемого газа было получено близкое значение оптимального клина –

2,19. Нанесение кольцевой проточки на внутреннюю поверхность подъёмной площадки приводит к выравниванию давления за ней, а весь перепад давления срабатывает на входном участке (рис. 2,б). Величина подъёмной силы в этом случае заметно меньше, чем для гладких площадок.

Расчёт НДС пальчиков

Для расчёта НДС и перемещений пальчиков уплотнения под действием газовых сил использовались два подхода. В первом подходе считалось, что площадка совершает перемещения и повороты как жесткое (недеформируемое) тело в результате перемещений и поворотов сечения F , в котором она крепится к ножке пальчика (рис. 3). К этому же сечению приводилось нагружение от газового слоя под площадкой: равнодействующая сил давления газа $R = \iint_D \Delta p(s, z) ds dz$ и векторный момент $M_R = \iint_D \mathbf{r} \times \mathbf{p} ds dz$, обусловленный переносом

точки приложения силы. Ножка моделировалась криволинейной консольной балкой $E-F$, заделанной у основания. Для повышения точности в модели учтено действие осевого перепада давления на пальчики (распределённая нагрузка q и сосредоточенная сила Q , приложенная в центре масс передней грани площадки) и введено понятие эффективной длины пальчика. Полная силовая схема балки представлена на рис. 3,а. Для вычисления перемещений и углов поворота использовался интеграл Мора [4].

Для проверки адекватности балочной модели и получения более полных результатов с учётом деформирования подъёмной площадки была построена трёхмерная конечно-элементная модель пальчика (рис. 3,б). Число конечных элементов в этой модели составило порядка 88 000, количество уравнений системы МКЭ – 230 000.

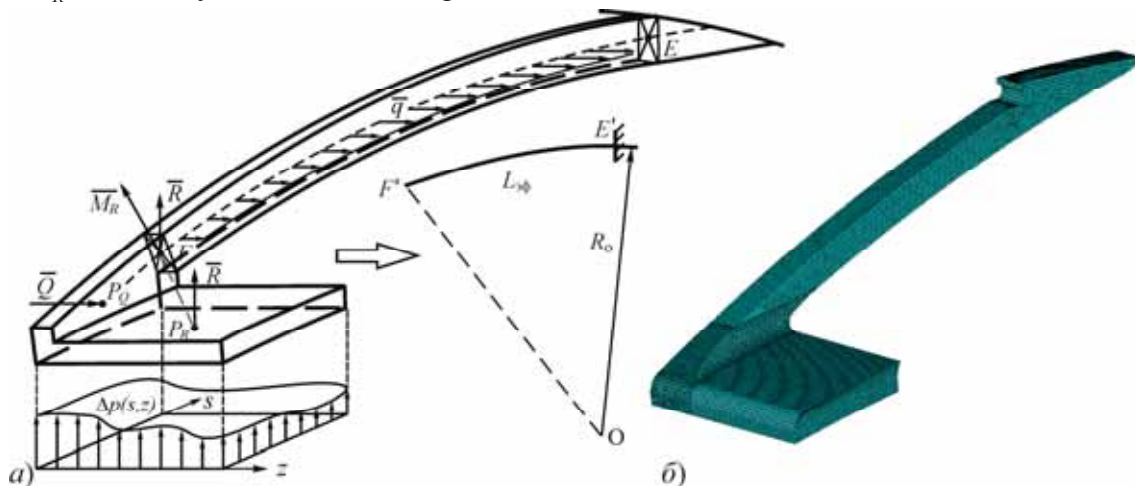


Рис. 3. Модели расчёта НДС пальчикового уплотнения: а – балочная модель пальчика; б – трёхмерная КЭ модель

Различие между перемещениями изолированного пальчика с площадкой, полученными по балочной и трёхмерной моделям, составило порядка 3-5%. При этом для точки F погрешность составила менее 0,5%, что говорит о корректности представления пальчика в виде криволинейной консольной балки и корректности переноса газодинамической нагрузки. Перемещения пальчика (отнесённые к величине начального зазора) под действием модельного распределения давления показаны на рис. 4. Преобладающими являются радиальные и осевые компоненты перемещений. Максимальные эквивалентные напряжения возникают в зоне нача-

ла прорези между пальчиками, в остальной области порядок напряжений гораздо ниже. При этом даже максимальные напряжения в зоне концентратора значительно ниже предела текучести материала.

На рис. 5 показаны относительные радиальные перемещения углов площадки (т. K, L, M, N) для различных перепадов давления. Видно, что уровень перемещений площадки с канавкой падает в два-три раза по сравнению с типовой площадкой за счёт выравнивания давления за канавкой и, соответственно, уменьшения подъёмной силы. Кроме того, меняется наклон площадки относительно поверхности ротора.

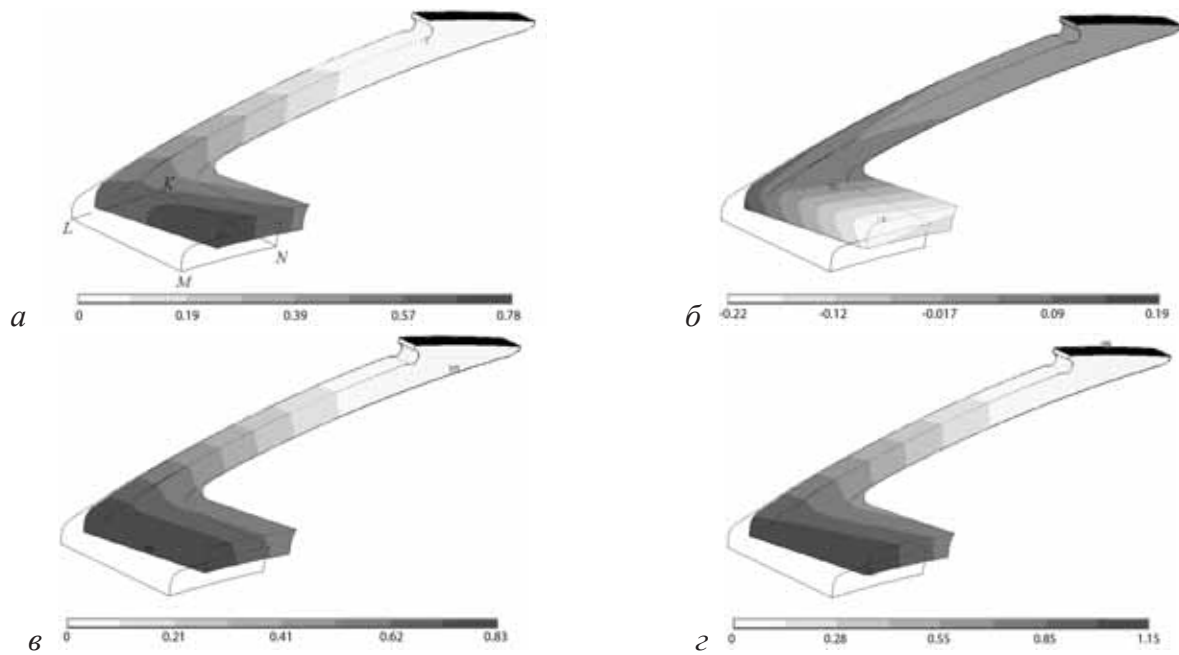


Рис. 4. Относительные перемещения пальчика:
а – радиальные; б – окружные; в – осевые; г – суммарные

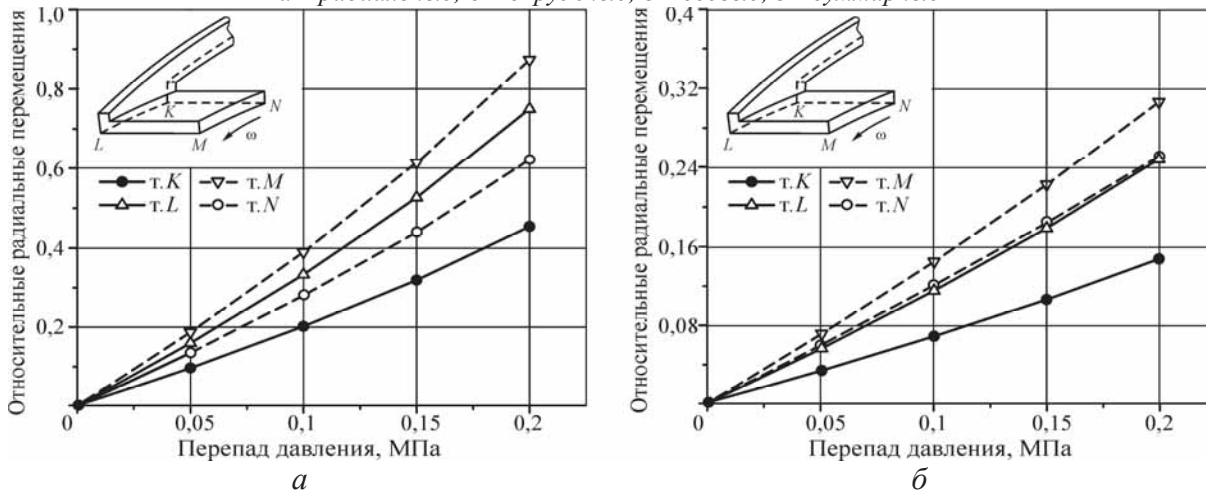


Рис. 5. Относительные радиальные перемещения угловых точек площадки в зависимости от перепада давления: а – типовая площадка; б – площадка с канавкой

Предварительные оценки утечки газа через пальчиковое уплотнение (без учёта протечек между пальчиками) показали, что её величина составляет порядка 0,006 кг/с для исходной геометрии канала и 0,02...0,03 кг/с для деформированного уплотнения (при перепаде давления 0,1 МПа). При этом оценка расхода газа через прямое лабиринтное уплотнение (с 4 гребнями и зазором над гребнями, равным зазору под передними пальчиками) по формулам Стодолы и Мартина даёт величину 0,06...0,066 кг/с.

Заключение

Результаты проведённого исследования подтвердили работоспособность и эффективность пальчикового уплотнения. Согласно полученным оценкам, уровень утечки газа

через это уплотнение в два-три раза меньше, чем через лабиринтное, поэтому внедрение пальчиковых уплотнений позволит заметно повысить эффективность узлов двигателя.

При проектировании пальчиковых уплотнений можно использовать широкий спектр конструкторских решений для настройки уплотнения на требуемый уровень перемещений: за счёт варьирования материала или формы пальчиков можно изменять их жёсткость, а за счёт профилирования зазора под площадками – изменять величину аэродинамической подъёмной силы. Математические модели, разработанные для анализа пальчикового уплотнения, могут быть адаптированы для исследования других типов перспективных уплотнений. При этом различный уровень детализации моделей по-

зволяет использовать их как для быстрых расчётов различных конструктивных вариантов, так и для анализа характеристик уплотнения с учётом всех особенностей. Вместе с тем необходимо дальнейшее исследование пальчикового уплотнения, включая проведение динамического анализа его работы и оценку аэроупругой устойчивости.

Библиографический список

1. Non-contacting Finger Seal Developments and Design Considerations: Thermofluid and Dynamics Characterization, Experimental / M.J. Braun, H.M. Pierson, D. Deng [et al] // NASA/CP-2005-213655/V.1, - pp. 181-208.

2. Temis, J.M. Contribution of bearing structure in gas turbine power unit rotor dynamics / J.M. Temis, M.J. Temis // Proc. of 3-rd Int. Symp. on Stability Control of Rotating Machinery, 2005. Cleveland, USA, pp. 570–581.

3. Temis, J.M. Aeroelastic self-oscillations of plane channel wall / J.M. Temis, A.V. Selivanov // Proceedings of the 3rd Int. Conference «Nonlinear Dynamics» (21-24 Sept., 2010, Kharkov, Ukraine). Харьков: «ЭДЭНА», 2010. – pp. 421-426.

4. Прочность, устойчивость, колебания [Текст]: справочник в 3 т. Т. 1 / под общ. ред. И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 831 с.

NUMERICAL INVESTIGATION OF A NON-CONTACTING FINGER SEAL

© 2011 Yu. M. Temis, A. V. Selivanov, I. Yu. Dzeva

Central Institute of Aviation Motors

Investigation multi-fields method is developed for estimation of finger seal performance. This method is comprised gas flow simulation and stress-deformed analysis. Mathematical models have different level of refinement and can be used both for fast optimizations and full analysis of the finger seal.

Finger seal, leakage, stress-strain state analysis numerical simulation.

Информация об авторах

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела математического моделирования Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: междисциплинарное математическое моделирование; оптимизация, динамика и прочность конструкций; проблемы ресурса; численные методы; нелинейные проблемы пластичности, ползучести.

Селиванов Алексей Валерьевич, начальник сектора отдела математического моделирования Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: междисциплинарное математическое моделирование; аэроупругие колебания; газовая динамика; теплообмен.

Дзева Иван Юрьевич, бакалавр Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, инженер Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Область научных интересов: междисциплинарное математическое моделирование; динамика и прочность конструкций, газовая динамика.

Temis Yuriy Moiseevich, doctor of technical sciences, professor, head of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; optimization, dynamic and strength of constructions; durability; numerical methods; nonlinear problem of plasticity and creep.

Selivanov Aleksei Valer'evich, sector leader of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; aeroelastic vibrations; gas dynamics.

Dzeva Ivan Yur'evich, bachelor of Moscow State Technical University, engineer of Mathematical simulating department of Central Institute of Aviation Motors. Area of research: multidisciplinary mathematical simulation; dynamic and strength of constructions, gas dynamics.