



Научная статья

DOI: 10.15593/perm.mech/2022.1.02

УДК 539.374

РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПЫТАНИЙ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

В.С. Бондарь, Е.В. Родин

Московский политехнический университет, Москва, Россия

О СТАТЬЕ

Получена: 1 декабря 2021 г.

Одобрена: 25 марта 2022 г.

Принята к публикации:

01 апреля 2022 г.

Ключевые слова:

уплотнение, щеточное уплотнение, газотурбинный двигатель, математическое моделирование, напряженно-деформированное состояние, контактное взаимодействие, гистерезис, газовый поток, упругость, давление.

АННОТАЦИЯ

Приведены результаты численного анализа деформирования пакета проволоки щеточного уплотнения в динамической системе «ротор – статор газотурбинного двигателя». Расчетное определение силы реакции щеточного пакета основано на решении контактной задачи взаимодействия щетинок между собой, с ротором и с задней пластиной корпуса уплотнения с учетом действия распределенной силы давления газового потока. Выполнено сравнение полученных результатов с данными известных расчетных и экспериментальных исследований. По результатам расчетов отмечено, что учет пространственного контактного взаимодействия элементов щеточного уплотнения значительно влияет на величину и характер изменения силы реакции щеточного пакета и, соответственно, на его жесткость. При наличии перепада давления газа на уплотнении результаты расчетов по упрощенной полуаналитической модели, основанной на анализе прогиба одной щетинки по модели плоского изгиба консольной прямолинейной балки, и пространственной модели отличаются на порядок. Необходимо учитывать этот эффект при расчете износа щеточного уплотнения и прогнозе его эффективности с течением наработки. Характерной особенностью зависимости силы реакции щеточного пакета от величины смещения ротора является наличие гистерезиса в цикле «нагрузка – разгрузка» из-за трения в системе. Воздействие потока газа на щетинки значительно увеличивает размах петли гистерезиса и меняет ее форму. На размах петли также сильно влияет коэффициент трения пары «щетинки – ротор». Полученные зависимости силы реакции щеточного пакета от величины натяга/смещения ротора (петли гистерезиса) позволяют уточнить расчетную математическую модель щеточного уплотнения после проведения испытаний на стенде.

© ПНИПУ

© Бондарь Валентин Степанович – д.ф.-м.н., проф., e-mail: tm@mospolytech.ru, [ID: 0000-0001-6303-4396](https://orcid.org/0000-0001-6303-4396)

Родин Евгений Валерьевич – асп., e-mail: tm@mospolytech.ru

Valentin S. Bondar – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, e-mail: tm@mospolytech.ru,

[ID: 0000-0001-6303-4396](https://orcid.org/0000-0001-6303-4396)

Evgeniy V. Rodin – PhD student, e-mail: tm@mospolytech.ru



Эта статья доступна в соответствии с условиями лицензии Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License (CC BY-NC 4.0)

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License (CC BY-NC 4.0)

NUMERICAL SIMULATION OF BRUSH SEAL TESTS

V.S. Bondar, E.V. Rodin

Moscow polytechnical university, Moscow, Russian Federation

ARTICLE INFO

Received: 01 December 2021
Approved: 25 March 2022
Accepted for publication: 01 April 2022

Keywords:

seal, brush seal, gas turbine engine, mathematical simulation, stress-strain state, contact interaction, hysteresis, gas flow, elasticity, pressure.

ABSTRACT

A numerical analysis of deformation of the brush seal wire package as part of dynamic rotor&stator system of gas turbine engines is describes. The estimated definition of the reaction force of the brush package is based on solving the contact problem of the interaction of bristles with each other, with the rotor and the rear plate of the seal case, taking into account the action of the distributed gas flow pressure. Comparison of the results obtained with the data of well-known estimated and experimental studies. According to the results of calculations, it was noted that the accounting of the spatial contact interaction of the elements of the brush seal significantly affects on reaction force value and, accordingly, on the brush package rigidity. In the presence of a gas pressure drop on the compaction, the results of calculations on a simplified half-analytical model based on the analysis of the deflection of one bristles according to the model of the flat bending of the console straight beam, and the spatial model differ in order. It is necessary to take into account this effect when calculating the wear of the brush seal and the forecast of its effectiveness with the course of operation. A characteristic feature of the dependence of the reaction of the brush package from the magnitude of the rotor displacement is the presence of hysteresis in the "load – unloading" cycle due to friction in the system. The impact of gas flow on the bristles significantly increases the scope of hysteresis loops and changes its shape. On the scale of the loop also strongly affects the coefficient of friction pair "schedules – rotor". The obtained dependences of the reaction of the brush package from the magnitude of the tension / displacement of the rotor (hysteresis loops) allow you to clarify the calculated mathematical model of the brush seal after testing on the stand.

© PNRPU

Щеточные уплотнения относятся к классу контактных податливых уплотнений и предназначены для уменьшения утечки рабочего тела (жидкости или газа) через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями турбомашин [1–3]. Известно об успешном внедрении этих уплотнений в газотурбинные двигатели за рубежом [4; 5], расчетно-экспериментальные исследования ведутся также в России [6–13].

Ключевой характеристикой щеточных уплотнений (рис. 1) является скорость износа щеточного пакета (щетин) при контакте с ротором, которая зависит от рабочих условий, жесткости щеточного пакета, материалов контактной пары и кинетики изменения рабочего натяга/зазора в уплотнении по режимам полетного цикла. Износ щетины ведет к постепенному увеличению утечки газа через уплотнение вплоть до образования радиального зазора на некоторых режимах работы. Именно износ определяет эффективность и ресурс щеточного уплотнения в составе газотурбинного двигателя. Линейная скорость износа щетины ψ может быть оценена на основе закона Архарда:

$$\psi = C_{\text{изн}} P_{\text{конт}} V_{\text{рот}},$$

где $C_{\text{изн}}$ – экспериментально определяемый коэффициент пропорциональности; $V_{\text{рот}}$ – линейная скорость поверхности ротора; $P_{\text{конт}}$ – контактное давление между щеточным пакетом и поверхностью ротора [11]. Контактное давление определяется отношением силы реакции щеточного пакета $F_{\text{щ}}$, зависящей от величины текущего натяга Δ , к суммарной площади торцов щетинок: $P_{\text{конт}} = F_{\text{щ}}(\Delta)/S_{\text{конт}}$.

Характерной особенностью зависимости силы реакции щеточного пакета $F_{\text{щ}}(\Delta)$ от величины натяга / смещения является наличие гистерезиса в цикле «нагрузка – разгрузка» из-за трения в системе. Зависимость $F_{\text{щ}}(\Delta)$ без учета воздействия давления газового потока может быть получена экспериментально при помощи простой лабораторной установки, показанной на рис. 1, в. Использование двух нагружающих колодок, имеющих различную длину по окружности, позволяет исключить краевой эффект и смоделировать ситуацию равномерного натяга между щеточным пакетом и ротором.

Наличие осевого перепада давления газа на уплотнении (основной режим работы) приводит к заметному увеличению силы реакции щеточного пакета из-за взаимодействия щетинок с потоком газа. При установке уплотнения с зазором этот эффект приведет к поджатию щеточного пакета к поверхности ротора и частичному (или полному) закрытию зазора. Для испытаний в этом случае разработан стенд с вращающимся ротором и возможностью наддува и нагрева подаваемого воздуха.

Сила реакции и жесткость щеточного пакета могут быть определены на основе соотношения для прогиба одной щетинки по модели плоского изгиба консольной прямолинейной балки [14]:

$$f_{\text{щ}} = k_{\text{щ}} \Delta,$$

где

$$k_{\text{щ}} = \frac{3\pi}{64} \frac{E d_{\text{щ}}^4}{L_{\text{щ}}^3 \sin^2 \theta}. \quad (1)$$

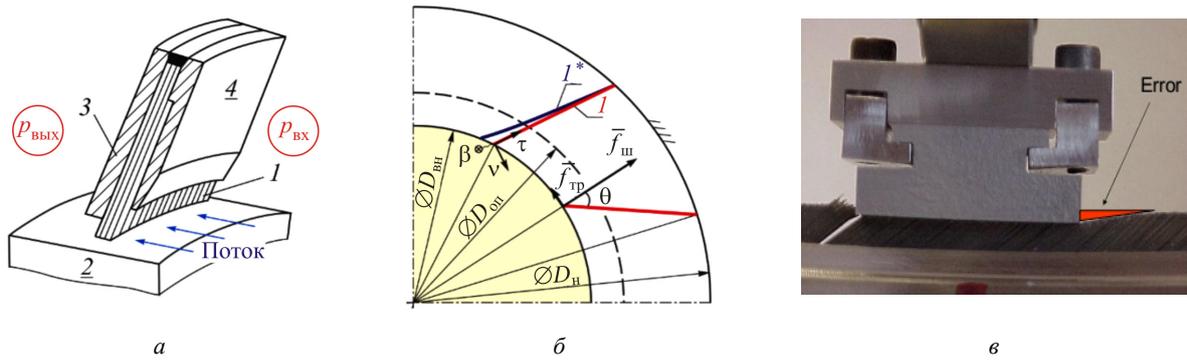


Рис. 1. Щеточное уплотнение: конструкция, расчет, эксперимент; а – общий вид: 1 – щетинки, 2 – ротор, 3 – опорная пластина, 4 – передняя пластина; б – модель; в – нагружение колодкой для измерения статической жесткости щетины [12]

Fig. 1. Brush seal: design, calculation, experiment; а – General view: 1 – bristles, 2 – rotor, 3 – support plate, 4 – front plate; б – model; в – loading with a block for measuring the static stiffness of the bristles [12]

Здесь E – модуль упругости материала щетинки (проволоки); θ – угол наклона щетинки; $d_{щ}$ – диаметр щетинки; $L_{щ}$ – длина щетинки, которая определяется наружным $D_{н}$ и внутренним $D_{вн}$ диаметрами щеточного пакета.

«Ужесточающее» влияние контактного взаимодействия щетинок в пакете и воздействие газового потока учтено эмпирическими коэффициентами $C_{конт}$ и $C_{давл}$:

$$F_{щ} = \pi D_{вн} n_{щ} \cdot f_{щ}^*$$

где
$$f_{щ}^* = C_{конт} \left(C_{давл} \frac{P_{вх} - P_{вых}}{P_{вых}} + 1 \right) \cdot f_{щ} \quad (2)$$

Здесь $n_{щ}$ – количество щетинок в единице окружной длины щетины. Значения коэффициентов взяты согласно данным работы [14]: $C_{давл} = 0,13$; $C_{конт} = 1,72$ при несовпадении осей ротора и статора (эксцентричное смещение ротора), $C_{конт} = 1,17$ при симметричном расширении ротора под действием тепловых и инерционных нагрузок.

В настоящей работе выполнено уточнение жесткости щеточного пакета на основе решения задачи пространственного деформирования сегмента. Подобный подход использован в работах [15–21] и обоснован хорошим согласованием расчетных и экспериментальных результатов. Вид расчетных моделей приведен на рис. 2.

Расчетное определение силы реакции щеточного пакета $F_{щ}(\Delta)$ основано на решении контактной задачи взаимодействия щетинок между собой, с ротором и с задней (опорной) пластиной корпуса с учетом действия распределенной силы давления газового потока.

Области контактного взаимодействия показаны на рис. 3:

К1 – контакт между торцами щетинок и поверхностью ротора (коэффициент трения μ_1);

К2 – контакт между щеточным пакетом и опорной пластиной (коэффициент трения μ_2);

К3 – контакт между щетинками в щеточном пакете (коэффициент трения μ_3).

Каждая проволока выполнена в балочном представлении, что позволило создать вычислительно экономичную расчетную модель сегмента щеточного уплотнения. Использован стандартный 2-узловой конечный элемент (КЭ) балки Тимошенко с шестью степенями свободы в узле и кубическими функциями формы. В силу малости окружного размера сегмента кривизна щеточного пакета не учитывалась. Расположение щетинок в сегменте принято регулярным и допускало две предельные конфигурации, рис. 3. Осевое s_z и окружное s_t расстояния между центрами соседних проволок рассчитывались в зависимости от задаваемой характерной величины зазора между щетинками δ :

$$s_z = C_{уп} (d_{щ} + \delta), \quad s_t = (d_{щ} + \delta) / \cos(\theta),$$

где $C_{уп} = 1$ для линейного расположения щетинок в пакете; $C_{уп} = \sqrt{3}/2$ для шахматного расположения щетинок. Влияние деформированного состояния щеточного пакета на перераспределение параметров течения газа в нем на данном этапе работы не рассматривалось.

Значения распределенных нагрузок в n -м узле определялись по распределению давления газа $p(z, r)$ в щеточном пакете:

$$q_{нор}^{(n)} = \oint_{\Gamma_{щ}} p(z, r) n_v d\Gamma \approx \frac{\pi}{4} d_{щ} \Delta p_r^{(n)};$$

$$q_{осев}^{(n)} = \oint_{\Gamma_{щ}} p(z, r) n_p d\Gamma \approx \frac{\pi}{4} d_{щ} \Delta p_z^{(n)},$$

где n_v , n_p – компоненты вектора нормали к контуру сечения щетинки в узле; $\Delta p_r^{(n)}$, $\Delta p_z^{(n)}$ – перепады давления газа на сечении щетинки. Для вычисления вышеприведенных интегралов использовано параметрическое представление контура сечения щетинки и билинейное распределение давления между контрольными точками. Характерный вид нагрузок показан на рис. 5.

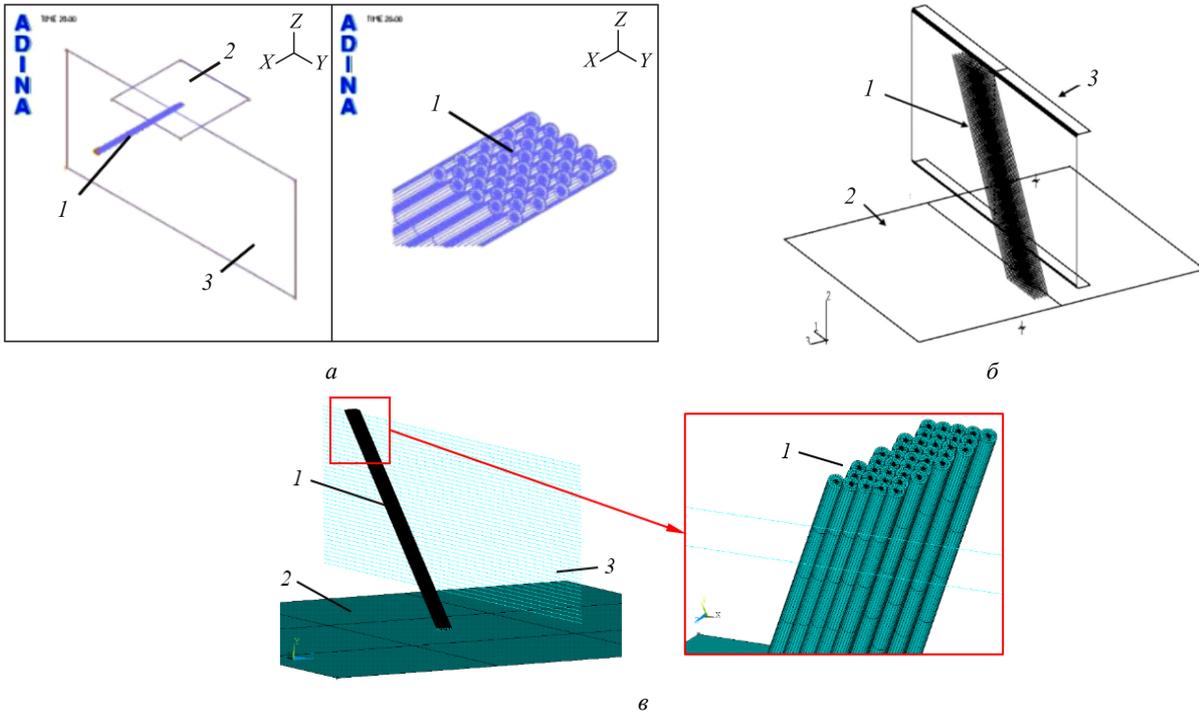


Рис. 2. Конечно-элементные модели сегмента щеточного пакета: 1 – щетинки, 2 – ротор, 3 – опорная пластина; а – модель на основе объемных КЭ (Adina) [12; 15–17]; б – модель на основе балочных КЭ (Abaqus) [18–20]; в – модель, созданная в настоящей работе (ANSYS), и фото изготовленного пакета

Fig. 2. Finite element models of the brush package segment: 1 – bristles, 2 – rotor, 3 – support plate; а – a model based on volumetric FE (Adina) [12; 15–17]; б – a model based on beam FE (Abaqus) [18–20]; в – the model created in this work (ANSYS) and a photo of the manufactured package

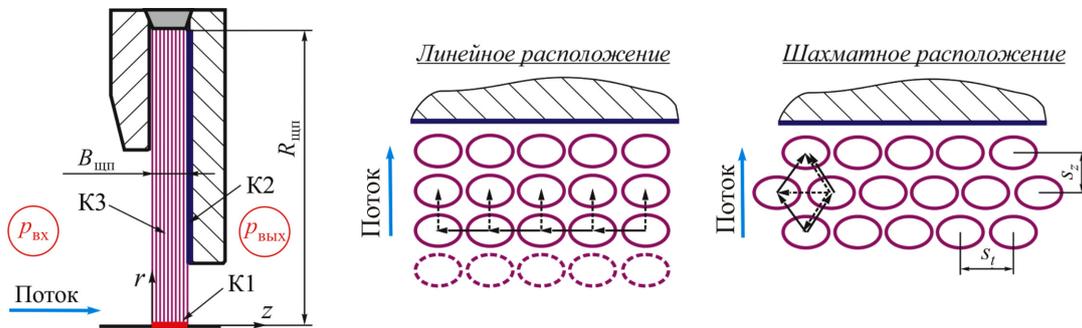


Рис. 3. Области контактного взаимодействия в щеточном уплотнении

Fig. 3. Contact areas in the brush seal

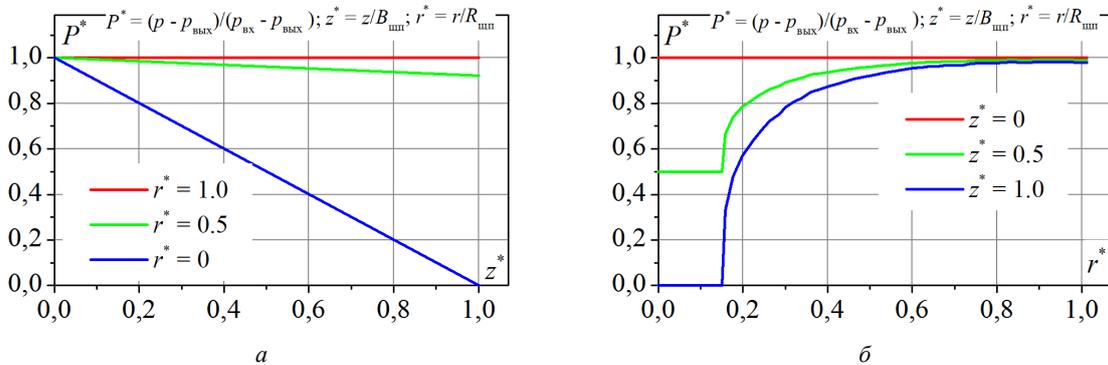


Рис. 4. Профили безразмерного давления P в радиальном и осевом направлениях: а – осевые сечения; б – радиальные сечения

Fig. 4. Profiles of dimensionless pressure P in the radial and axial directions: а – axial sections; б – radial sections

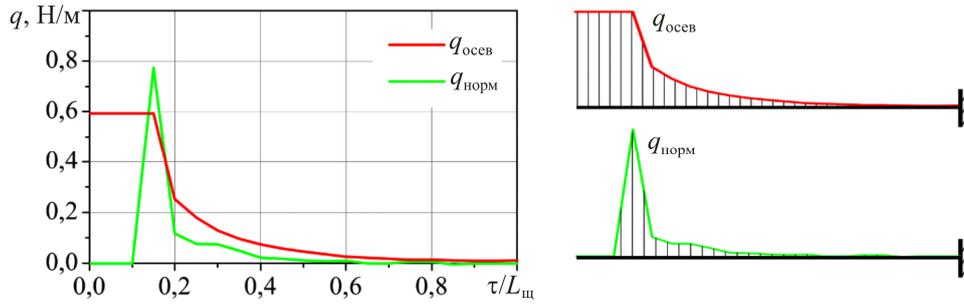


Рис. 5. Распределение газовой нагрузки по длине щетинки

Fig. 5. Gas load distribution along the bristle length

Таблица 1 / Table 1

Моделирование контактного взаимодействия в щеточном уплотнении

Modeling contact interaction in a brush seal

Взаимодействие (контактная пара)	Технология	Типы КЭ в ANSYS
Щетинки – ротор (K1)	Контакт узла и поверхности	CONTA175, TARGE170
Щетинки – опорная пластина (K2)	Контакт пересекающихся балок	CONTA176, TARGE170
Между щетинками (K3)	Контакт параллельных балок	CONTA176, TARGE170

Для моделирования взаимодействия между элементами уплотнения использованы контактные технологии, реализованные в комплексе ANSYS (табл. 1). Схема назначения контактных пар показана стрелками на рис. 3. Ротор и опорная пластина представлены абсолютно жесткими «целевыми» элементами.

Верификация созданной модели выполнена на основе сравнения полученных с ее помощью результатов с экспериментальными и расчетными данными работ [15; 20]. Размеры и параметры тестового щеточного уплотнения (ТЩУ) приведены в табл. 2. Введенные обозначения поясняются рис. 1 и 6.

Для моделирования каждой щетинки использовано 20 балочных конечных элементов. Расчеты выполнены в геометрически нелинейной постановке, влияние которой начинает проявляться при смещениях ротора больше 0,6 мм. Для учета контактного взаимодействия с трением использован комбинированный алгоритм (метод множителей Лагранжа для контактных условий по нормали и метод штрафа для условий по касательной); параметр точности – 1 мкм, величина относительной контактной жесткости – 0,01. Зазор между щетинками принят равным $\delta = 0$ мкм, как и в работе [15].

В целом результаты, полученные по созданной расчетной модели, удовлетворительно согласуются с известными экспериментальными и расчетными данными, что позволяет сделать вывод о допустимости использования этой модели для расчетной оценки жесткости щеточного уплотнения.

Апробация созданной расчетной модели выполнена на примере расчета жесткости щеточного уплотнения

Таблица 2 / Table 2

Основные параметры щеточных уплотнений

Main parameters of brush seals

Параметр	ТЩУ	БЩУ	ГЩУ
Внутренний диаметр щеточного пакета $D_{вн}$, мм	–	435	
Наружный диаметр щеточного пакета $D_{н}$, мм	–	461,4	470,6
Внутренний диаметр опорной пластины $D_{оп}$, мм	–	436,3	
Толщина щеточного пакета $B_{щп}$, мм	–	1,85	
Длина щетинки $L_{щ}$, мм	25,4	18,5	24,3
Зазор под опорной пластиной $H_{оп}$, мм	3,3	0,65	
Угол наклона щетинок θ , °	45	45	
Диаметр щетинки (проволоки) $d_{щ}$, мм	0,142	0,100	
Модуль упругости материала проволоки E , ГПа	207	214	
Жесткость щетинки по (4.1.7.1) $k_{щ}$, Н/м	1,521	0,996	0,440

Примечание: ТЩУ – тестовое уплотнение [15; 20]; БЩУ и ГЩУ – базовое и гибкое (модифицированное) уплотнения [9].

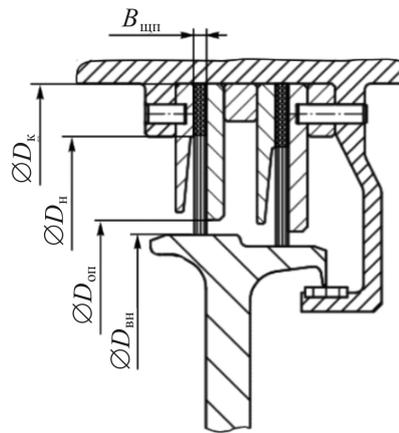


Рис. 6. Эскиз базового уплотнительного узла

Fig. 6. Basic seal assembly sketch

большого диаметра (см. табл. 2) с учетом действия давления газового потока. Данное уплотнение было спроектировано в НИИД совместно с ЦИАМ. Коэффициенты трения приняты равными $\mu_1 = 0,28$; $\mu_2 = 0,28$;

$\mu_3 = 0,20$ [15]. Рассмотрен сегмент из пяти щетинок с начальным зазором δ между щетинками, равным 5 мкм. Расчеты выполнены в геометрически линейной постановке ввиду небольшой величины смещения ротора согласно внешней кинетике зазора в узле.

Расчитанные зависимости силы реакции щеточного пакета, приходящейся на одну щетинку, приведены на рис. 8. Там же показаны линейные зависимости $f_{ш}^*$, рас-

считанные по полуэмпирической формуле (2) и используемые в упрощенной полуаналитической постановке задачи определения износа щетины [9]. Как видим, при наличии перепада давления газа на уплотнении имеет место значительное (на порядок) расхождение результатов упрощенной модели и пространственной модели. Этот эффект был отмечен и для тестового щеточного уплотнения (см. рис. 7).

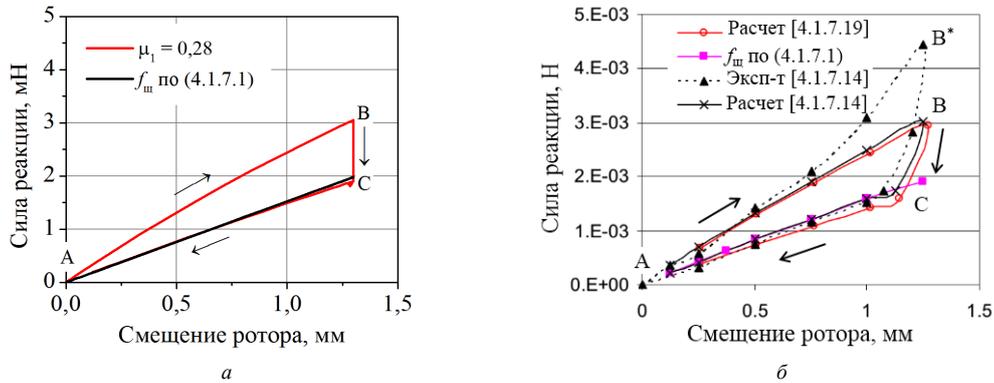


Рис. 7. Определение статической жесткости щеточного пакета без учета давления газового потока: а – модель из девяти щетинок; б – эксперимент и расчеты [15; 20]

Fig. 7. Determination of the static stiffness of the brush pack without taking into account the pressure of the gas flow: а – a model of nine bristles; б – experiment and calculations [15; 20]

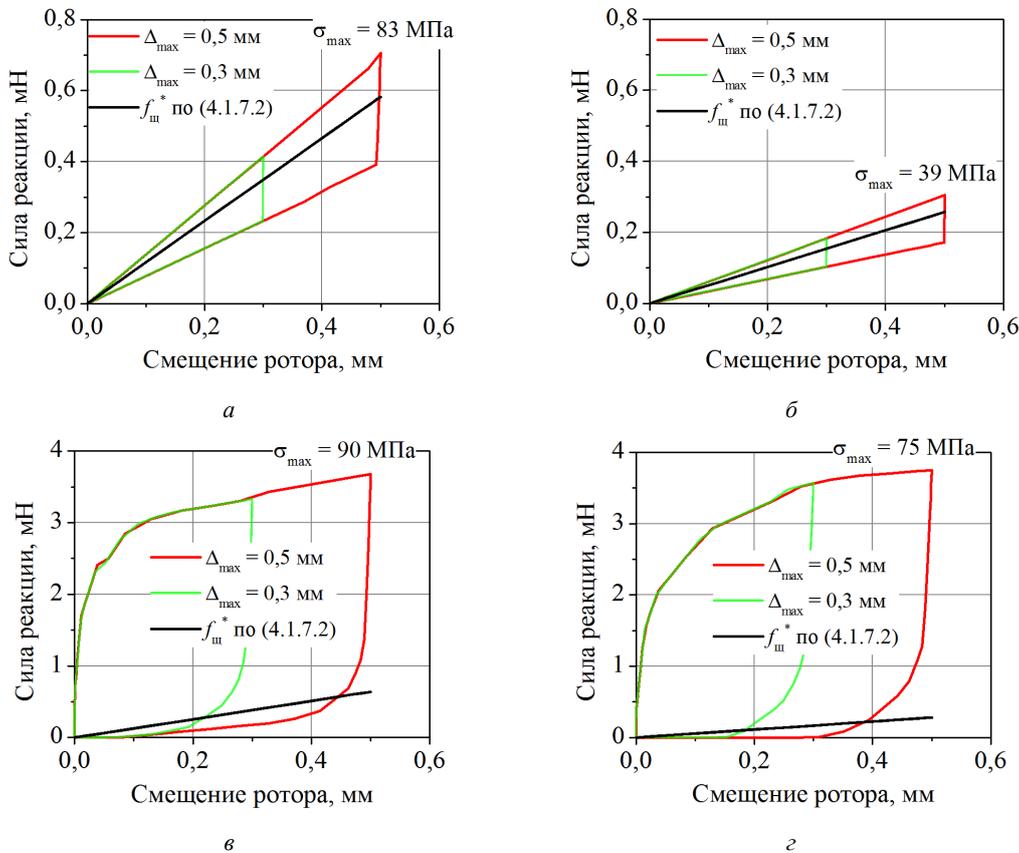


Рис. 8. Сила реакции щеточного пакета для двух вариантов ЩУ большого диаметра: а – базовое ЩУ, $\Delta p = 0$; б – «гибкое» ЩУ, $\Delta p = 0$; в – базовое ЩУ, $\Delta p = 270$ кПа; г – «гибкое» ЩУ, $\Delta p = 270$ кПа

Fig. 8. Reaction force of the brush pack for two brush options large-diameter seals: а – basic BS $\Delta p = 0$; б – «flexible» BS $\Delta p = 0$; в – basic BS $\Delta p = 270$ кПа; г – «flexible» BS $\Delta p = 270$ кПа

На рис. 8 также указаны максимальные значения эквивалентных напряжений в щетинках, которые не превосходят $0,2\sigma_T$, что подтверждает работу в упругой области. Величина перепада давления $\Delta p = 270$ кПа характеризует условия работы уплотнения на режиме максимальной скорости износа по полетной программе («малый газ» [9]).

Полученные зависимости силы реакции щеточного пакета от величины натяга / смещения ротора (петли гистерезиса) позволяют уточнить жесткость щетины и скорость ее износа при работе в составе двигателя и дать прогноз эффективности щеточного уплотнения с течением наработки. Прогноз эффективности опирается на оценку расходной характеристики щеточного уплотнения, которая строится по моделям работ [22–27]. Полученные результаты также могут быть использованы для уточнения модели комбинированных щеточных уплотнений [28–30].

Библиографический список

1. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Перспективные уплотнения для газотурбинных двигателей // *Авиационные двигатели*. – 2021. – № 2 (11). – С. 43–60.
2. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Системы управления радиальными зазорами и уплотнительные устройства // *Машиностроение: энциклопедия*. Разд. IV. Расчет и конструирование машин. Т. IV-21. Самолёты и вертолёты. Кн. 3. Авиационные двигатели / ред.-сост. В.А. Скибин, Ю.М. Темис, В.А. Соснов. – М.: Машиностроение, 2010. – § 2.8.5. – С. 317–330.
3. King D., Inderwildi O., Carey C. Sealing technologies – signed, sealed and delivering emissions savings // *Aviation and the Environment*. – 2009. – № 4. – Р. 44–48.
4. Brush seals: World class sealing technology [Электронный ресурс] / MTU Aero Engines. 11 p. – URL: https://www.mtu.de/fileadmin/EN/7_News_Media/2_Media/Brochures/Technology/Brush_seals.pdf (дата обращения: 03.02.2021).
5. Cross Manufacturing Company. Brochures & data sheets [Электронный ресурс] // Precision sealing solutions: site. Section “Quality & documentation”. – URL: http://www.cross-manufacturing.com/brochures_datasheets.html (дата обращения: 03.02.2021).
6. Фалалеев С.В., Зрелов В.В. Математическая модель щеточного уплотнения // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. – 2009. – Т. 11, № 3. – С. 192–196.
7. Пугачев А.О. Подходы к упрощенному расчету расхода щеточных уплотнений // *Вестник Московского авиационного института*. – 2015. – Т. 22, № 2. – С. 85–93.
8. Пугачев А.О. Щеточные уплотнения в роторных системах авиационных двигателей: дис. ... д-ра техн. наук. – М., 2016. – 498 с.
9. Родин Е.В., Селиванов А.В. Модель контактного щеточного уплотнения // *Насосы. Турбины. Системы*. – 2020. – № 2 (35). – С. 76–84.
10. Струков А.А., Голубкин В.С., Горячев А.В. Исследования высокоэффективных уплотнений с упругими элементами для перспективных ГТД // *Международный форум двигателе-*

Заключение

Учет пространственного контактного взаимодействия элементов щеточного уплотнения значительно влияет на величину и характер изменения силы реакции щеточного пакета и, соответственно, на его жесткость. При наличии перепада давления газа на уплотнении результаты расчетов по упрощенной полуаналитической модели и пространственной модели отличаются на порядок. Необходимо учитывать этот эффект при расчете износа щеточного уплотнения и прогнозе его эффективности.

Характерной особенностью зависимости силы реакции щеточного пакета от величины смещения ротора является наличие гистерезиса в цикле «нагрузка – разгрузка» из-за трения в системе. Воздействие потока газа на щетинки значительно увеличивает размах петли гистерезиса и меняет ее форму. На размах петли также сильно влияет коэффициент трения пары «щетинки – ротор».

строения. Научно-технический конгресс по двигателестроению: тезисы статей: НТКД-2016: 19–21 апреля 2016 года. – М., 2016. – С. 277–280.

11. Kirk T., Bowsher A., Crudgington P. High temperature brush seal development // *Proc. ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. – Charlotte, 2017. – Paper GT2017-63091. – 6 p.
12. Brush Seal Hysteresis / P. Crudgington, A. Bowsher, T. Kirk, J. Walia // *Proc. 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. – Georgia, 2012. – Paper AIAA 2012-4003. – 10 p.
13. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Комплексный анализ перспективных уплотнительных систем // *Новые технологические процессы и надежность ГТД*. Вып. 9: Подшипники и уплотнения: научно-технический сборник статей под ред. Ю.А. Ножницкого и Н.И. Петрова. – М.: ЦИАМ, 2013. – С. 179–203.
14. Demiroglu M., Gursoy M., Tichy J.A. An investigation of tip force characteristics of brush seals // *Proc. ASME Turbo Expo*. Montreal. – Canada, 2007. – Paper GT2007-28042. – 12 p.
15. Crudgington P., Bowsher A. Brush Seal Pack Hysteresis // *Proc. 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. Indianapolis. – 2002. – Paper AIAA 2002-3794. – 8 p.
16. Crudgington P., Bowsher A. Brush Seal Blow Down // *Proc. 39th AIAA/ASME/SEA/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. – Huntsville, 2003. – Paper AIAA 2003-4697. – 8 p.
17. Bristle Angle Effects on Brush Seal Contact Pressures / P. Crudgington, A. Bowsher, L. Daniel, J. Walia // *Proc. 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. Denver. – 2009. – Paper AIAA 2009-5168. – 10 p.
18. Aksit M.F. and Tichy J.A. A Computational Model of Brush Seal Bristle Deflection // *Proc. 32nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. Indianapolis. – 1996. – Paper AIAA 96-2909.
19. Aksit M.F. Analysis of brush seal bristle stresses with pressure-friction coupling // *Proc. ASME Turbo Expo*. – Atlanta, 2003. – Paper GT2003-38718. – 9 p.

20. Aksit M.F. 3-D Analysis of high-density brush stiffness with friction-pressure coupling // Proc. SIMULIA Abaqus Users' Meeting. – Istanbul, 2008. – 6 p.

21. Prior R., Short J., Basu P. Brush seal wear model // Proc. 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. – Cleveland, Ohio, USA, 1998. Paper AIAA 98-3170. – 6 p.

22. Chew J.W., Lapworth B.L., Millener P.J. Mathematical modeling of brush seals // International Journal of Heat Fluid Flow. – 1995. – Vol. 16, № 6. – P. 493–500.

23. Chew J.W., Hogg S.I. Porosity Modeling of brush seals // ASME Journal of Tribology. – 1997. – Vol. 119. – P. 769–775.

24. Effects of bristle lay angle, bristle diameter and length on the hysteresis characteristics of brush seals / J. Li, C. Chen, B. Qiu, Z. Feng // Paper ISABE-2011-1833. – 7 p.

25. Fellenstein J.A., DellaCorte C. A new tribological test for candidate brush seal materials evaluation // NASA Technical Memorandum. 1995. NASA/TM-106753. – 15 p.

26. Pugachev A.O. Predicted performance of brush seals: porous medium versus resolved bristle matrix and comparison with

experimental data // Proc. 10th European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC-2013). – Lappeenranta, Finland, 2013. Paper A054. – 11 p.

27. Chen L.H., Wood P.E., Jones T.V., Chew J.W. Detailed experimental studies of flow in large scale brush seal model and a comparison with CFD predictions // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2000. – Vol. 122. – P. 672–679.

28. Темис Ю.М., Селиванов А.В., Дзева И.Ю. Математическая модель комбинированного щеточного уплотнения // Машиностроение и инженерное образование. – 2015. – № 4 (45). – С. 50–61.

29. San Andres L., Baker J., Delgado A. Measurements of leakage and power loss in a hybrid brush seal // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2009. – Vol. 131, iss. 1. – Art. 012505. – 6 p.

30. Justak J.F., Crudgington P.F. Evaluation of a film riding hybrid seal // 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 9–12 July 2006. – Sacramento, California: AIAA 2006-4932, 2006. – 9 p.

References

1. Temis Y.M., Selivanov A.V. Perspektivnye uplotneniia dlia gazoturbinykh dvigatelei [Advanced seals for gas-turbine engines] *Aviatsionnye dvigateli*. 2021, no. 2 (11). pp. 43–60.

2. Temis Yu.M., Selivanov A.V. Sistemy upravleniia radial'nymi zazorami i uplotnitel'nye ustroistva [Radial clearance control systems and sealing devices]. *Mashinostroenie: entsiklopediia* [Mechanical engineering: encyclopedia]. Section IV. Raschet i konstruirovaniie mashin [Calculation and development of machines]. Vol. IV-21. Samolety i vertolety [Airplanes and helicopters]. Book 3. Aviatsionnye dvigateli [Aircraft engines]. Editors-compilers V.A. Skibin, Yu.M. Temis, V.A. Sosunov. *Moscow, Mashinostroenie*, 2010. § 2.8.5, pp. 317–330.

3. King D., Inderwildi O., Carey C. Sealing technologies – signed, sealed and delivering emissions savings. *Aviation and the Environment*, 2009, no. 4, pp. 44–48.

4. Brush seals: World class sealing technology / MTU Aero Engines. 11 p. URL: https://www.mtu.de/fileadmin/EN/7_News_Media/2_Media/Brochures/Technology/Brush_seals.pdf (accessed 03.02.2021).

5. Cross Manufacturing Company. Brochures & data sheets // Precision sealing solutions: site. Section “Quality & documentation”. URL: http://www.crossmanufacturing.com/brochures_datasheets.html.

6. Falaleev S.V., Zrellov V.V. Matematicheskaiia model' shchetochnogo uplotneniia [Mathematical model of a brush seal]. *Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk* [Izvestia of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences]. 2009. vol. 11, no. 3, pp. 192–196.

7. Pugachev A.O. Podkhody k uproshchennomu raschetu raskhoda shchetochnykh uplotnenii [Simplified approaches to brush seal leakage evaluation]. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*. 2015, vol. 22, no. 2, pp. 85–93.

8. Pugachev A.O. Shchetochnye uplotneniia v rotornykh sistemakh aviatsionnykh dvigatelei. Diss. dokt. tekhn. nauk [Brush seals in rotor systems of aircraft engines. Dr. of Engineering thesis]. Moscow, 2016. 498 p.

9. Rodin E.V., Selivanov A.V. Model' kontaktного shchetochnogo uplotneniia [Model of contact brush seal]. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, 2020, no. 2 (35), pp. 76–84.

10. Strukov A.A., Golubkin V.S., Goriachev A.V. Issledovaniia vysokoeffektivnykh uplotnenii s uprugimi elementami dlia perspektivnykh GTD [Research of highly efficient seals with elastic elements for advanced gas turbine engines]. *International Aero-Engine Development Forum. Scientific and Technical Congress on Engine Development (NTKD-2016): abstracts of articles. April 19–21, 2016, Moscow*, pp. 277–280.

11. Kirk T., Bowsher A., Crudgington P. High temperature brush seal development. Proc. ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. – Charlotte, 2017, Paper GT2017-63091, 6 p.

12. Crudgington P., Bowsher A., Kirk T., Walia J. Brush Seal Hysteresis. Proc. 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. – Georgia, 2012, Paper AIAA 2012-4003. – 10 p.

13. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Kompleksnyi analiz perspektivnykh uplotnitel'nykh sistem. Novye technologicheskie protsessy i nadezhnost' GTD [Complex analysis of advanced sealing systems. New technological processes and reliability of GTE]. Issue 9: Podshipniki i uplotneniia: nauchno-tekhnicheskii sbornik statei [Bearings and seals: collection of scientific and technical articles]. Edited by Yu.A. Nozhnitskii and N.I. Petrov. Moscow: CIAM, 2013. P. 179–203.

14. Demiroglu M., Gursoy M., Tichy J.A. An investigation of tip force characteristics of brush seals // Proc. ASME Turbo Expo. Montreal. – Canada, 2007. – Paper GT2007-28042. – 12 p.

15. Crudgington P., Bowsher A. Brush Seal Pack Hysteresis. Proc. 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Indianapolis. – 2002. – Paper AIAA 2002-3794. – 8 p.

16. Crudgington P., Bowsher A. Brush Seal Blow Down. Proc. 39th AIAA/ASME/SEA/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. – Huntsville, 2003. – Paper AIAA 2003-4697. – 8 p.

17. Crudgington P., Bowsher A., Daniel L., Walia J. Bristle Angle Effects on Brush Seal Contact Pressures. Proc. 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit Denver. – 2009. – Paper AIAA 2009-5168. – 10 p.

18. Aksit M.F. and Tichy J.A. A Computational Model of Brush Seal Bristle Deflection. Proc. 32nd AIAA/ASME/SAE/

ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Indianapolis. – 1996. – Paper AIAA 96-2909.

19. Aksit M.F. Analysis of brush seal bristle stresses with pressure-friction coupling. Proc. ASME Turbo Expo. – Atlanta, 2003. – Paper GT2003-38718. – 9 p.

20. Aksit M.F. 3-D Analysis of high-density brush stiffness with friction-pressure coupling. Proc. SIMULIA Abaqus Users' Meeting. – Istanbul, 2008. – 6 p.

21. Prior R., Short J., Basu P. Brush seal wear model. Proc. 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Cleveland, Ohio, USA, 1998. Paper AIAA 98-3170. 6 p.

22. Chew J.W., Lapworth B.L., Millener P.J. Mathematical modeling of brush seals. *International Journal of Heat Fluid Flow*, 1995, vol. 16, no. 6, pp. 493-500.

23. Chew J.W., Hogg S.I. Porosity Modeling of brush seals. *ASME Journal of Tribology*, 1997, vol. 119, pp. 769-775.

24. Li J., Chen C., Qiu B., Feng Z. Effects of bristle lay angle, bristle diameter and length on the hysteresis characteristics of brush seals. *Paper ISABE-2011-1833*. 7 p.

25. Fellenstein J.A., DellaCorte C. A new tribological test for candidate brush seal materials evaluation. *NASA Technical Memorandum*. 1995. NASA/TM-106753. 15 p.

26. Pugachev A.O. Predicted performance of brush seals: porous medium versus resolved bristle matrix and comparison with experimental data // Proc. 10th European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC-2013). Lappeenranta, Finland, 2013. Paper A054. 11 p.

27. Chen L.H., Wood P.E., Jones T.V., Chew J.W. Detailed experimental studies of flow in large scale brush seal model and a comparison with CFD predictions. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2000, vol. 122, pp. 672-679.

28. Temis Yu.M., Selivanov A.V., Dzeva I.Iu. Matematicheskaya model' kombinirovannogo shchetchnogo uplotneniya [Mathematical model of hybrid brush seal]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*. 2015, no. 4 (45), pp. 50–61.

29. San Andres L., Baker J., Delgado A. Measurements of leakage and power loss in a hybrid brush seal. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, vol. 131, iss. 1. Art. 012505. 6 p.

30. Justak J.F., Crudgington P.F. Evaluation of a film riding hybrid seal. 2006. 9 p. (42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 9–12 July 2006, Sacramento, California; AIAA 2006-4932).

Финансирование. Благодарность. Настоящая статья написана по результатам совместных работ с ЦИАМ им. П.И. Баранова. Автор хотел бы отметить вклад сотрудников ЦИАМ Дзевы И.Ю. и Селиванова А.В. при выполнении расчетной части работы.

Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Funding. Acknowledgments. This article is written based on the results of joint work with the CIAM named after P.I. Baranov. The author would like to note the contribution of the staff of CIAM Dzeva I.Yu. and Selivanov A.V. when performing the calculation part of the work.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.