

уплотнения в ракетном двигателе малой тяги при использовании цилиндрического кормового диффузора при изменении давления на выходе из диффузора. Получены картины распределения числа Маха по камере РД и ЦКД, графики зависимости величины тяги от положения скачка уплотнения. Даны рекомендации по проведению высотных огневых испытания ЖРДМТ с целью правильного определения величины тяги двигателя.

#### Библиографический список

1. Гальперин Р.Н., Гуляев Ю.И., Ивашин Ю.С., Нигодюк В.Е., Рыжков В.В., Сулинов А.В. Исследование эффективности применения кормовых диффузоров в вакуумных системах стендов для высотных огневых испытаний жидкостных ракетных двигателей ма-

лой тяги // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 20-32.

2. Егорычев, В.С. Моделирование внутрикамерного рабочего процесса РДМТ на газообразных кислороде и водороде в ANSYS CFX: учеб. пособие / В.С. Егорычев, Л.С. Шаблий, В.М. Зубанов.– Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2016. – 136 с.

3. Трусов, Б.Г. Программная система ТЕРРА для моделирования фазовых и химических равновесий при высоких температурах // III Международный симпозиум «Горение и плазмохимия». 24 – 26 августа 2005. Алматы, Казахстан. – Алматы: Казак университеті, 2005. – С. 52 – 57.

УДК 539.621:004.942

## КОНТАКТНАЯ ПРИСПОСОЛЯЕМОСТЬ В СТЫКОВОМ СОЕДИНЕНИИ БАНДАЖНЫХ ПОЛОК РОТОРА ГТД

©2018 М.Ю. Александрова

Самарский государственный технический университет

## SHAKEDOWN IN THE CONTACT ROTOR SHROUDS OF BLADE WHEELS FROM THE GAS TURBINE ENGINES

Alexandrova M. Yu. (Samara State Technical University, Samara, Russian Federation)

*The procedure for reducing fretting in the joint junction of the shrouds was tested on the model of the second stage of the rotor with forces and inertial loads corresponding to the operating conditions. On the basis of numerical analysis, recommendations were made for applying the microrelief on one of the surfaces of the connection of the shrouds, which provides contact shakedown in the joint.*

Критическими с точки зрения эксплуатационных характеристик ротора являются стыковые соединения бандажных полок лопаток. Натяг обеспечивает неподвижное соединение бандажных полок между собой, жёсткость и динамические характеристики конструкции. Определение мест локализации скольжения контакта и принятие мер по снижению интенсивности фреттинга в стыке бандажных полок ротора газогенератора является актуальной проблемой.

Рассматривается снижение фреттинга на стыковом соединении бандажных полок лопаток 2 ступени рабочего колеса ротора универсального газогенератора. Метод снижения фреттинга на основе теории контактной приспособляемости позволяет, исполь-

зуя модель стыкового соединения бандажных полок, установить характер контактного взаимодействия в зависимости от величин постоянно действующих усилий от предварительного натяга и от величин циклических прикладываемых – вибрационных внешних нагрузок, определить локализацию зон скольжения на контактных поверхностях. Отслеживая изменение зон скольжения в контакте, можно определить условия безопасного контакта, который обеспечивает надёжное сцепление стыка за счёт процесса контактной приспособляемости.

Методика снижения фреттинга в стыковом соединении бандажных полок отработывалась на модели второй ступени ротора с силами и инерционными нагрузками, соот-

ветствующими эксплуатационным условиям. Выбирались те формы колебаний системы, которые в наибольшей степени вызывают взаимное скольжение в стыке.

Методика снижения фреттинга в стыковом соединении бандажных полок отрабатывалась на модели второй ступени ротора с силами и инерционными нагрузками, соответствующими эксплуатационным условиям. Выбирались те формы колебаний системы, которые в наибольшей степени вызывают взаимное скольжение в стыке. Были определены силы, действующие на отдельно стоящую лопатку как элемент рабочего колеса турбомашин. Они задают характер контактного взаимодействия бандажных полок.

Контактные поверхности твёрдотельной модели пера лопатки и ответной части приводились в условия предварительного натяга. Решалась контактная задача предварительного натяга. Результатом решения являлись монтажные напряжения рабочего колеса. В состоянии монтажа в области стыка антивибрационных полок зона сцепления представлена на рис. 1.

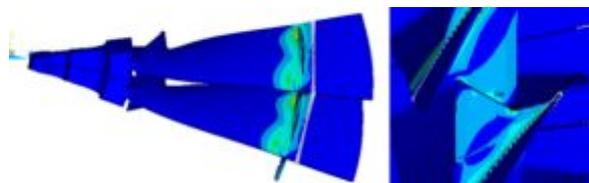


Рис. 1. Интенсивность монтажных напряжений в рабочем колесе

В процессе эксплуатации ротора рабочее колесо вращается и перо лопатки испытывает нагрузки, которые изменяют состояние в стыке бандажных полок. Внешняя сила, действующая в стыке, раскладывалась на две составляющие:  $P$  – нормальную силу, которая обеспечивается натягом, и  $Q$  – касательную силу, направленную ей перпендикулярно вдоль внешней поверхности стыка. Касательная составляющая силы  $Q$ , обеспечивалась приложением к конечно-элементной модели инерционной нагрузки (линейное ускорение поперек пера). Процесс приложения нагрузки разбивался на подшаги, результат решения которых записывался. Количество подшагов тем больше, чем точнее необходимо получить значение силы, при которой в стыке начинается проскальзывание. Сила, при которой возникает про-

скальзывание при монотонной нагрузке касательными силами, определяет нижнюю границу контактной приспособляемости (в решении получили силу, соответствующую линейному ускорению  $17 \text{ м/с}^2$ ).

Производилось циклическое нагружение для имитации изгибных колебаний лопатки. Далее решение повторялось для ступенчато увеличивающихся значений  $Q$ . При выполнении расчётов для условий циклически повторяющихся внешних нагрузок происходило постепенное изменение расположения зон сцепления и скольжения (рис. 2). Увеличение уровня сил прекратили, когда зона скольжения в контакте перестала в процессе циклического нагружения уменьшаться. Соответствующее значение силы  $Q$  определяет верхнюю границу диапазона внешних сил, удовлетворяющих условию возникновения полной или частичной контактной приспособляемости (в решении это значение силы соответствовало линейному ускорению  $18,4 \text{ м/с}^2$ ).



Рис. 2. Состояние контакта в стыке: красный - сцепление, оранжевый - скольжение, желтый - область близкая к контакту, синий - открытая область: (step=3) – 1<sup>й</sup> шаг нагружения; (step=7) – 5<sup>й</sup> шаг нагружения

Подбирая рельеф, усиливающий приспособляемость контактной пары, решалась задача выбора рационального рельефа поверхности. Был выбран микрорельеф в виде параллельных канавок с соотношением ширины канавки и выступа 1:1, шагом 0,12-0,2 мм, глубиной около 0,02 мм. Канавки должны быть направлены вдоль края стыковой поверхности бандажной полки. Этот рельеф исключил взаимное проскальзывание в стыке.

Микрорельеф обеспечивается двумя последними прохождениями шлифовального ин-

струмента по контактной поверхности. Инструмент – алмазный чашечный круг конического типа АЧК, его абразивный материал – синтетические алмазы на органической

связке АСО, зернистость шлифзерна 125/100, 250/200, на бакелитовой основе, для общего назначения с повышенной режущей способностью Б1, концентрацией 100%.

УДК 621.869

## РАСЧЁТ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В БЕССЕПАРАТОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ

©2018 В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, А.В. Лаврин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

## METHOD OF CALCULATING FRICTIONAL MOMENT IN CAGELESS BEARINGS

Balyakin V.B., Zhi'nikov E.P., Lavrin A.B. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

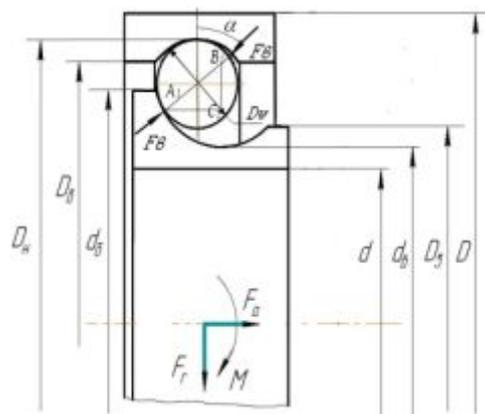
*A method of calculating the frictional moment in cageless rolling bearings have been developed. Test results of cageless bearings have been shown in the work and comparison of experimental data of frictional moments with theoretically calculated frictional moments have also been shown. A conclusion has been drawn about the correctness of the method based on the data collected from the experiments.*

В ряде случаев для увеличения динамической жёсткости и нагрузочной способности подшипников используют бессепараторные подшипники. Отсутствие сепаратора позволяет использовать большое число тел качения, что повышает жёсткость и грузоподъёмность таких подшипников.

Общий вид бессепараторного подшипника в сборе показан на рис. 1,а. Основные размеры подшипника показаны на рис. 1,б без учёта деформаций от посадочных натягов и теплового расширения в рабочих условиях.



а



б

Рис.1. Шарикоподшипник бессепараторный:  
а - общий вид подшипника б - основные размеры подшипника

При затяжке подшипников все шарики загружаются равномерно и углы контакта с внутренним и наружным кольцами будут одинаковыми. При этом силовые и геометрические соотношения для отдельного шарика без учета деформаций колец при посадке и тепловом расширении будут определяться для каждого подшипника, как показано на рис. 1,б.

Здесь:  $A_1C_1 = S_{зам} = S_0 + \Delta_i$  - осевое смещение центров желобов в сечении;

$B_1C_1 = H_0$  - расстояние между центрами желобов колец.

$$A_1B_1 = \sqrt{S_{зам}^2 + H_0^2} = R_m + \delta_{зам},$$

где  $\delta_{зам} = (\lambda_{\phi} + \lambda_H) \cdot (F_{зам} / (z \sin \alpha_{зам}))^{2/3}$  -

суммарная деформация в контактах,  $\Delta_i$  -