

Научная статья

УДК 621.822.74:621.822.76

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185677>

EDN: <https://www.elibrary.ru/BADTCK>



Динамический анализ и совершенствование конструкции арочного шарикового подшипника газотурбинного двигателя

Игорь Евгеньевич Адеянов^{1✉}, Яков Мордухович Клебанов², Андрей Александрович Соколов³,
Константин Анатольевич Поляков⁴, Анатолий Геннадиевич Петрухин⁵

^{1, 2, 4} Самарский государственный технический университет (СамГТУ), Самара, Российская Федерация

^{3, 5} ОДК-Кузнецов, Самара, Российская Федерация

¹ adigorev@gmail.com[✉], ORCID 0000-0002-3943-6173

² jklebanov@mail.ru, ORCID 0000-0003-3638-4328

³ aa.sokolov@uec-kuznetsov.ru

⁴ garry_c@rambler.ru, ORCID 0000-0002-4670-3364

⁵ ag.petruhin@uec-kuznetsov.ru

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы анализа и совершенствования конструкций многоточечных шариковых подшипников, работающих в условиях высоких скоростей, больших комбинированных осевых, радиальных и моментных нагрузок, высоких температур и других экстремальных внешних воздействий, характерных для авиационных двигателей. Несмотря на существенные эксплуатационные преимущества таких подшипников, в литературе имеются лишь единичные исследования, направленные на совершенствование их геометрии и определение оптимальных условий нагружения.

В работе использовались две компьютерные модели: многомассовая динамическая, учитывающая гидродинамическое трение, и квазистатическая, основанная на принципе Даламбера и учитывающая контактные деформации. Первая модель позволяет наиболее детально изучить все особенности работы подшипника, вторая – быстро рассмотреть большое количество расчетных случаев. По данным обоих видов моделирования проводилось определение числа точек контакта шариков и дорожек качения, запаса по выходу шариков на борт. Динамическое моделирование позволило оценить возможность заедания, плавность работы подшипника, а его результаты использовались для расчета усталостной прочности сепаратора. Решение перечисленных задач выполнялось для двух модификаций конструкции подшипника типоразмера 126130 промежуточной опоры газотурбинного двигателя НК-36СТ. Для них выбирались оптимальные значения параметров внутренней геометрии и сравнивались эксплуатационные характеристики применительно к условиям эксплуатации в опоре.

С этой целью моделировались различные варианты сочетаний параметров внутренней геометрии подшипников, включая рабочий радиальный зазор и угол перекоса колец подшипника. Было показано, что модификация с большим диаметром шариков и меньшим их числом обладает лучшими эксплуатационными характеристиками. Для повышения эксплуатационных характеристик подшипника были разработаны рекомендации, касающиеся значений параметров его внутренней геометрии, включающие размеры радиусов профилей дорожек качения, рабочего радиального зазора, смещения профиля внутреннего кольца, зазора плавания и толщины сепаратора.

Ключевые слова: многоточечный подшипник, выход шарика на борт, динамика шариков и сепаратора, несоосность колец подшипника, рабочий радиальный зазор, усталостная выносливость сепаратора, параметры внутренней геометрии

Для цитирования: Адеянов И.Е., Клебанов Я.М., Соколов А.А., Поляков К.А., Петрухин А.Г. Динамический анализ и совершенствование конструкции арочного шарикового подшипника газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 3. С. 166–175. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185677>

© Адеянов И.Е., Клебанов Я.М., Соколов А.А., Поляков К.А., Петрухин А.Г., 2025

Original article

Dynamic Analysis and Design Improvement of the Rotor Shaft Gas Turbine Engine Arched Ball Bearing

Igor E. Adeyanov^{1✉}, Iakov M. Klebanov², Andrey A. Sokolov³, Konstantin A. Polyakov⁴, Anatoly G. Petrukhin⁵

^{1, 2, 4} Samara State Technical University, Samara, Russian Federation

^{3, 5} ODK-Kuznetsov, Samara, Russian Federation

¹ adigorev@gmail.com[✉], ORCID 0000-0002-3943-6173

² jklebanov@mail.ru, ORCID 0000-0003-3638-4328

³ aa.sokolov@uec-kuznetsov.ru

⁴ garry_c@rambler.ru, ORCID 0000-0002-4670-3364

⁵ ag.petruhin@uec-kuznetsov.ru

Abstract

This article deals with the issues of analysis and optimization of multi-point ball bearing designs operating under high speeds, significant combined axial, radial, and moment loads, elevated temperatures, and other extreme external conditions typical for aerospace engines. Despite considerable operational advantages of these bearings, there is quite limited number of studies associated with their geometry improving and optimal loading conditions determining.

The presented work employs two computational models, namely a multi-mass dynamic model with account for the hydrodynamic friction and a quasi-static one based on the d'Alembert's principle and accounts for contact deformations. The dynamic model enables detailed study of the bearing operational characteristics, while the quasi-static model facilitates rapid analysis of numerous computational cases. Both approaches are being applied for determining the number of contact points between the balls and raceways, as well as assessing the margin of the balls exiting on the rib. Besides, the dynamic analysis allows assessing the probability of the seizure and smoothness of bearing operation. Its results are being used while the cage multi-cycle fatigue strength computing.

These studies were conducted for the two design options of the type 126130 bearing employed in the intermediate support of the NK-36ST gas turbine engine. The authors considered various combinations of the internal geometry parameters, including the radial internal clearance and the misalignment angle of the bearing rings.

The estimates of the of contact points number by various models matched almost in all cases. The primary cause of three-point contact is the bearing rings misalignment. Regardless of other parameters, at the misalignment angles less than five arc minutes, only two-point contact originates; the three-point contact is being observed for misalignment angles greater than five arc minutes. At the misalignment angle of five arc minutes, either two-point or three-point contact may be the case.

Misalignment of the bearing rings exerts critical impact on the margin against ball escape over the bearing edge, with a misalignment of 12 arc minutes being particularly hazardous.

The cage strength is one of the primary factors affecting operational characteristics of the high-speed rolling bearings. The laws governing variation of the forces and accelerations acting on the cage were being determined by the dynamic analysis results. The dynamic stress fields' evolution within the cage was being computed by these results, and its fatigue life under multi-cyclic loading was assessed.

Optimal internal geometry parameters were selected for each option of the design, and their performance characteristics were analyzed under typical operational conditions. The results revealed that the option with a larger ball diameter and fewer balls exhibits better operational performance. For further design improvement, recommendations were issued regarding the key internal geometry parameters, including the raceway profiles radii, radial clearance, inner raceway profile offset, cage float clearance and thickness.

Keywords: multi-point contact bearing, ball escape onto the shoulder, ball and cage dynamics, bearing ring misalignment, operating radial clearance, cage fatigue endurance, internal geometry parameters

For citation: Adeyanov I.E., Klebanov Ya.M., Sokolov A.A., Polyakov K.A., Petrukhin A.G. Dynamic Analysis and Design Improvement of the Rotor Shaft Gas Turbine Engine Arched Ball Bearing. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(3): 166-175. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185677>

List of Figures

- Fig. 1. Contact forces variation curves at the internal raceway over one cage revolution: internal counter reference race (red); basic race (blue); external race (pink)
- Fig. 2. Contact angles variation on the inner raceway over one revolution of the cage: the designations are the same as in Fig. 1
- Fig. 3. The rings misalignment effect on the three-point contact origination in the bearing of the modification 2
- Fig. 4. The minimum distance distribution from the edge contact patch edge to the inner ring shoulder as a function of the ring misalignment in the bearing of the modification 2
- Fig. 5. Variation of the linear (orbital) of the ball center velocity over one cage revolution in the same computation case as in Figs. 1 and 2
- Fig. 6. The sliding velocity variation on the inner reference raceway over one revolution of the cage in the same computation case as in Figs. 1 and 2
- Fig. 7. The friction factor variation on the inner reference raceway in the same computation case as in Figs. 1 and 2
- Fig. 8. Trajectory of the cage over its first three revolutions in the same calculation case as in Figs. 1 and 2
- Fig. 9. Trajectory of the cage over its first three revolutions. The 126130 standard size bearing, modification 2 with operating radial clearance of 0.12 mm; raceway curvatures of the inner and outer rings of 0.520 and 0.524 respectively; profile shift of 0.123 mm, cage float clearance of 0.8 mm, and no misalignment
- Fig. 10. Von Mises equivalent stress field, Pa. The 126130 standard size bearing, modification 2 with the 0.12 mm operating radial clearance; raceway curvatures of the inner and outer rings 0.523 and 0.524 respectively; 0.123 mm profile shift; 0.8 mm cage float clearance, and ring misalignment angle of 5 minutes: *a* — image of the entire bearing; *b* — image of the region with maximum von Mises equivalent stress
- Fig. 11. Damage field of the cage over one revolution. The 126130 standard size bearing, modification 1 with the 0.16 mm operating radial clearance; raceway curvatures of the inner and outer rings of 0.530 and 0.534 respectively, 0.227 mm profile shift; 0.8 mm cage float clearance, and ring misalignment angle of 12 min

List of Tables

Table. Ranges of internal geometry parameters

Введение

Радиально-упорные шарикоподшипники с арочной формой профиля дорожек качения и с первоначальным трехточечным или четырехточечным контактом отличаются компактностью и демонстрируют хорошие характеристики в условиях высоких скоростей. Это обусловило их широкое применение в различных областях техники, включая авиационные двигатели [1], где они эксплуатируются в условиях высоких скоростей, больших комбинированных осевых, радиальных и моментных нагрузок, высоких температур и других экстремальных внешних воздействий [2]. Установка в опору арочных подшипников повышает ее общую жесткость и грузоподъемность [3], позволяет выдерживать осевые нагрузки в двух разных направлениях. Взаимодействие шариков и дорожек качения в процессе работы таких подшипников обычно варьируется попеременно между двумя, тремя или четырьмя точками контакта [4].

Для двухточечных радиально-упорных подшипников проведены многочисленные исследования, направленные на совершенствование их геометрии и определение оптимальных условий нагружения, тогда как для арочных подшипников насчитывается лишь незначительное число подобных исследований.

В статье [5] рассматривался трехточечный подшипник с разделенными половинами внутреннего

кольца, установленный в газотурбинный двигатель. При работе этого подшипника изменялось направление осевой нагрузки, а скорость ротора высокого давления колебалась около 85% от его максимальной скорости. Это привело к большому проскальзыванию и серьезному повреждению подшипника задирками. Ситуацию, в конечном итоге, пришлось исправлять путем установки подпружиненного механизма предварительной нагрузки, описанного в работе [6].

В работе [3] создали квазистатическую модель арочного шарикоподшипника и исследовали роль углового смещения колец в изменении его жесткости в различных конфигурациях. Результаты показали, что перекося изменяет местоположение максимальной контактной нагрузки и серьезно влияет на диагональную жесткость подшипника. Несоосность колец может быть обусловлена рядом факторов, включая ошибки изготовления и монтажа, тепловые деформации компонентов подшипника и опоры, прогиб ротора [7].

Несоосность существенно ухудшает эксплуатационные характеристики подшипников качения. Она вызывает перераспределение внутренних усилий, напрямую влияет на жесткость и другие критические характеристики, что приводит к выраженным вибрациям, а также увеличивает риск серьезных отказов, таких, как разрушение

сепаратора подшипника и нежелательный контакт между роторной системой и другими компонентами [8–10]. Вместе с тем, в некоторых конструкциях, как например в опорах ротора газотурбинного двигателя, перекося колец кратковременно может в существенно превышать обычно допускаемое значение в 5 угловых минут [11].

В работе [12] указывается, что в арочных подшипниках состояние контакта шариков и дорожек качения характеризуется повторяющимся динамическим переходом между двухточечным и трехточечным контактом, сопровождающимся значительными потерями на трение. Для анализа этого явления в работе использовалась нелинейная динамическая модель подшипника, учитывающая гидродинамическое трение. Выявлены динамические изменения состояний контакта в условиях высокой скорости и малой нагрузки. Оптимизируются значения радиусов профиля дорожек качения и смещение профиля желоба. Целью оптимизации являлось уменьшение проскальзывания в контакте шариков и колец для конкретных условий эксплуатации. Оптимизация условий контакта шариков и дорожек качения рассматривалась также в работе [13].

Рекомендации по повышению эксплуатационных характеристик арочных подшипников должны разрабатываться применительно к конкретным модификациям и условиям эксплуатации. Они должны обеспечивать исключение многоточечного контакта во время действия основных эксплуатационных условий, обеспечение достаточного запаса по выходу шариков на борта колец, наибольшую возможную долговечность подшипника по контактной усталости рабочих поверхностей и отсутствие усталостного разрушения сепаратора за заданный срок службы.

Общая методика исследования

В данной работе решение перечисленных выше задач выполняется для подшипника типоразмера 126130 промежуточной опоры газотурбинного двигателя НК-36СТ. Используются две компьютерные модели: динамическая и квазистатическая. В многомассовой динамической модели учитывается гидродинамический характер контактного взаимодействия деталей, каждая из которых обладает

шестью степенями свободы [14–16]. Несмотря на относительную сложность и заметные вычислительные затраты, она дает возможность наиболее детально изучить все особенности работы подшипника. Квазистатическая модель, основанная на принципе Даламбера и учитывающая контактные деформации [17], позволяет быстро рассмотреть большое количество расчетных случаев, отличающихся, в том числе, значениями радиального зазора и углового смещения.

В соответствии с используемой методикой в данной работе по результатам обоих видов моделирования проводится определение числа точек контакта шариков и дорожек качения, запаса по выходу шариков на борт. Динамическое моделирование позволяет оценить возможность заедания [18], плавность работы подшипника, а его результаты используются для расчета усталостной прочности сепаратора [19].

Рассмотрены две модификации конструкции подшипника. В модификации 1 присутствуют 22 шарика диаметром 22,225 мм каждый, в модификации 2 — 19 шариков диаметром 25,4 мм каждый. Для них выбирались оптимальные значения параметров внутренней геометрии и сравнивались эксплуатационные характеристики применительно к следующим условиям: частота вращения 7250 об/мин, осевая сила 29430 Н, постоянно направленная радиальная сила 588,6 Н, и радиальная сила, вращающаяся с частотой вала, 1413 Н.

Моделировались различные варианты сочетаний параметров внутренней геометрии подшипников. Диапазоны рассмотренных значений параметров представлены в таблице. Квазистатическое моделирование выполнялось для полных диапазонов. По его результатам для динамических расчетов диапазоны значений радиального зазора и развалов дорожек качения были несколько сужены, чтобы исключить сочетания, оцененные как неудовлетворительные.

Результаты моделирования работы подшипника

На рис. 1 в качестве примера результатов динамического моделирования показано изменение контактных сил на дорожках качения за один оборот сепаратора для подшипника модификации 2 с рабочим радиальным зазором 0,12 мм, развалами

Диапазоны параметров внутренней геометрии

Модификация	Рабочий радиальный зазор, мм	Развал дорожек качения		Смещение профиля, мм	Перекося, угловые минуты	Зазор плавания, мм
		внутреннего кольца	наружного кольца			
1	0,14 ... 0,25	0,523 ... 0,533	0,534 ... 0,538	0,127 ... 0,247	0 ... 0,12	0,6 ... 1,0
2	0,08 ... 0,25	0,512 ... 0,524	0,520 ... 0,527	0,123 ... 0,187		

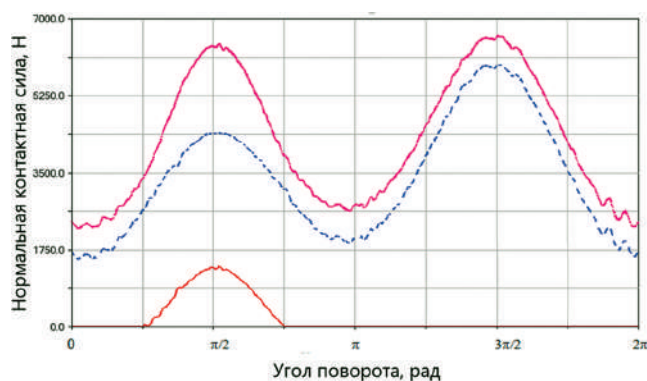


Рис. 1. Изменение контактных сил на внутренней дорожке качения за один оборот сепаратора. Красный график – внутренняя противобазовая дорожка, синий – базовая, розовый – наружная дорожка

дорожек внутреннего и наружного колец 0,520 и 0,524 соответственно, смещением профиля 0,123 мм, зазором плавания сепаратора 0,8 мм и углом перекося колец 8 минут. Из этого рисунка видно, что при прохождении шариком зоны большой нагрузки вследствие большого перекося возникает трехточечный контакт шарика и дорожек качения. По продолжительности такой контакт занимает примерно четверть оборота сепаратора. Углы контакта на противобазовой дорожке всегда меньше, чем на базовой. В рассматриваемом варианте они составили примерно 12° и 17° соответственно (рис. 2). Контактная сила на противобазовой дорожке в каждый момент времени существенно меньше, чем на базовой (рис. 1).

Основной причиной возникновения трехточечного контакта является перекося колец подшипника. Это видно из рис. 3, где представлены результаты для всех рассмотренных вариантов расчетов подшипника модификации 2. Эти результаты получены расчетом как по квазистатической модели, так и по динамической модели. Оценки числа точек

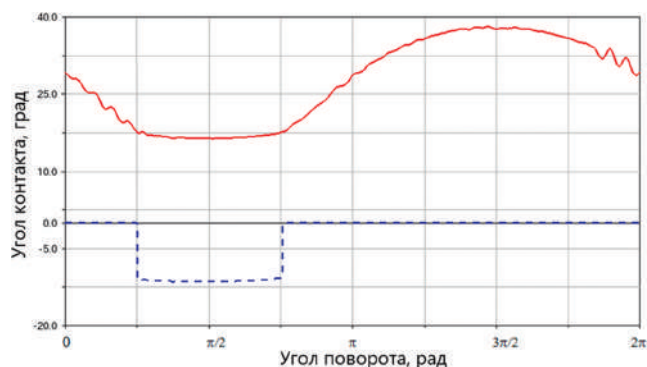


Рис. 2. Изменение углов контакта на внутренней дорожке качения за один оборот сепаратора. Обозначения те же, что на рис. 1

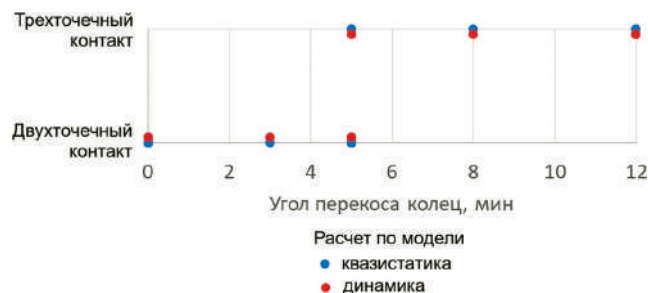


Рис. 3. Влияние угла перекося колец на возникновение трехточечного контакта в подшипнике модификации 2

контакта по разным моделям совпали почти во всех случаях. Из рис. 3 следует, что независимо от других параметров при углах перекося меньших 5 минут возникает только двухточечный контакт, а при углах перекося больших пяти минут – трехточечный. При перекося в 5 минут может иметь место как двухточечный, так и трехточечный контакт.

Возникновению трехточечного контакта в модификации 2 при углах перекося колец 5 минут способствуют смещение профиля внутренней дорожки качения выше 0,153 мм, сочетание развалов профилей внутренней и наружной дорожек качения 0,516 и 0,520 соответственно, уменьшение рабочего радиального зазора до 0,1 мм и меньше. По данным динамического расчета при рабочем радиальном зазоре 0,18 мм в одном из вариантов возникает трехточечный контакт, а по данным квазистатического – двухточечный. Здесь предпочтение следует отдать результатам динамического расчета, как наиболее полно учитывающего все условия работы подшипника: ударное взаимодействие шариков и сепаратора, смещение сепаратора в пределах зазора плавания и др.

Перекося колец подшипника оказывает критическое влияние и на запас по выходу шариков на борт (рис. 4). Особенно опасным является перекося в 12 минут.

При прохождении шариком зоны большей нагрузки изменяется сторона окна сепаратора, с которой взаимодействует шарик. Скорость шарика при таком переходе изменяется скачкообразно. Этому же способствует изменение числа контактов шарика и внутреннего кольца. На рис. 5 можно выделить, например, большие скачки скорости шарика при угле поворота сепаратора $3\pi/8$ и $11\pi/8$. На рис. 6 и 7 им соответствуют пиковые изменения скорости скольжения и коэффициента трения.

Отсутствие существенных ударных нагрузок свидетельствует о стабильности работы подшипника качения. Это можно оценить по характеру движения центра масс сепаратора. Идеальной считается ситуация, когда этот центр движется по

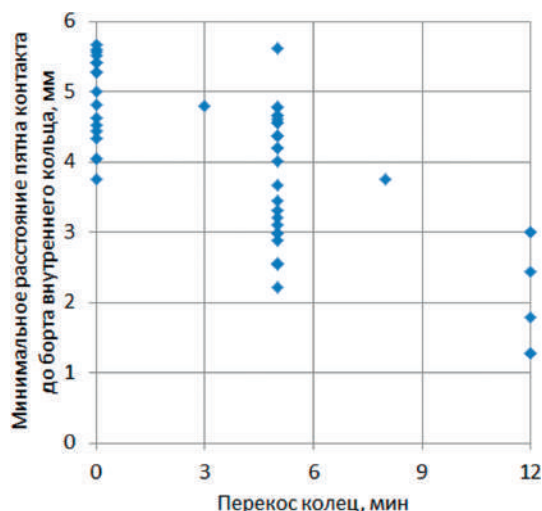


Рис. 4. Распределение минимального расстояния от края пятна контакта до борта внутреннего кольца в зависимости от перекоса колец в подшипнике модификации 2



Рис. 5. Изменение линейной (орбитальной) скорости центра шарика за один оборот сепаратора в том же варианте расчета, что и на рис. 1 и 2



Рис. 6. Изменение скорости скольжения на внутренней базовой дорожке качения за один оборот сепаратора в том же варианте расчета, что и на рис. 1 и 2



Рис. 7. Изменение коэффициента трения на внутренней базовой дорожке качения за один оборот сепаратора в том же варианте расчета, что и на рис. 1 и 2

гладкой окружности или эллипсу. На рис. 8 показана траектория центра масс сепаратора подшипника модификации 2 для рассмотренного на рис. 1 и 2 варианта расчета. Она указывает на небольшую нестабильность работы подшипника вследствие перекоса колец и перехода между двумя и тремя точками контакта шариков. При отсутствии перекоса и соответственно трехточечного контакта траектория центра масс сепаратора становится более близкой к окружности и более гладкой (рис. 9). Однако на ней также имеются переломы, свидетельствующие об ударах в контакте сепаратора и наружного кольца, вызванных верчением шариков и их соударениями с разными сторонами окон сепаратора.

Кратковременный разрывный характер контакта шарика и противобазовой дорожки качения является причиной того, что заедание по противобазовой дорожке качения при отсутствии масляного

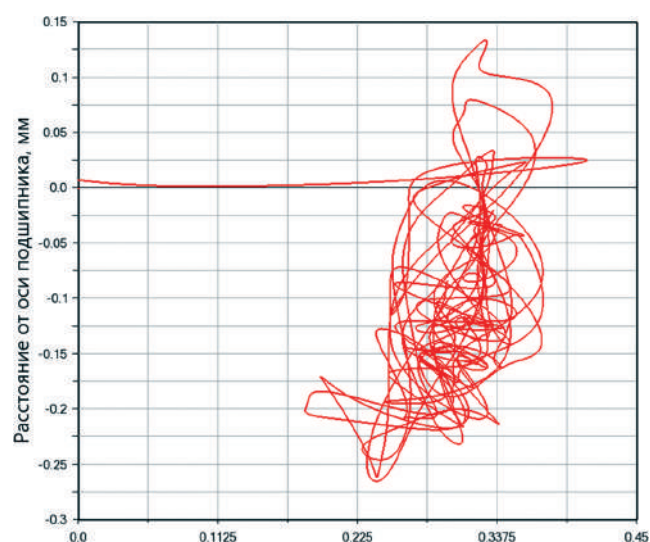


Рис. 8. Траектория сепаратора за три первых его оборота в том же варианте расчета, что и на рис. 1 и 2

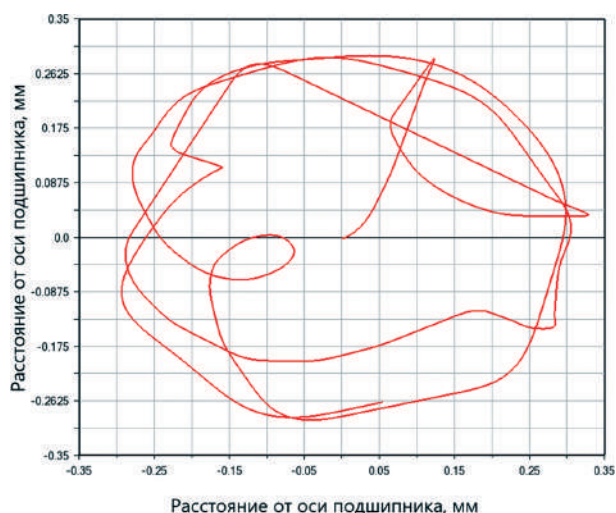


Рис. 9. Траектория сепаратора за три первых его оборота. Подшипник типоразмера 126130, модификация 2 с рабочим радиальным зазором 0,12 мм, развалами дорожек внутреннего и наружного колец 0,520 и 0,524 соответственно, смещением профиля 0,123 мм, зазором плавания сепаратора 0,8 мм при отсутствии перекоса

голодания маловероятно. Поэтому по результатам динамических расчетов анализировался запас по отношению к критическому относительному скольжению в контакте шариков и базовой дорожки качения. Это значение, выше которого возникает опасность заедания [18]. Критическое относительное скольжение во всех рассмотренных вариантах расчета оказалось не ниже 0,024. Фактическое относительное скольжение во время действия максимальной контактной силы было заметно меньше этого значения в обеих модификациях, но в среднем в подшипнике модификации 1 скольжение оказалось больше, чем в модификации 2. Для модификации 1 коэффициент запаса по отношению к критическому скольжению для ряда вариантов оказался меньше двух.

Усталостная выносливость сепаратора

В сложных условиях эксплуатации подшипника в опоре газотурбинного двигателя его внезапное разрушение может произойти задолго до истечения предполагаемой долговечности. Важную роль здесь играет прочность сепаратора, которая выступает как один из основных факторов, влияющих на эксплуатационные характеристики высокоскоростных подшипников качения. Для оценки усталостной прочности сепараторов использовалась методика, изложенная в работе [19]. В соответствии с ней по результатам динамического расчета определялись законы изменения действующих на сепаратор сил и ускорений. По ним выполнялся расчет истории изменения полей динамических

напряжений в сепараторе и производилась оценка его многоциклового долговечности. На последнем этапе использовалось правило суммирования повреждаемости [20].

Поля динамических напряжений рассчитывались в программе конечно-элементного анализа. В качестве материалов сепараторов рассматривались: в модификации 1 – бронза БрАЖМц 10-3-1,5; в модификации 2 – сталь 40ХН2МА-Ш. Пример полученных методом конечных элементов полей интенсивности напряжений приводится на рис. 10 для одного из шагов нагружения.

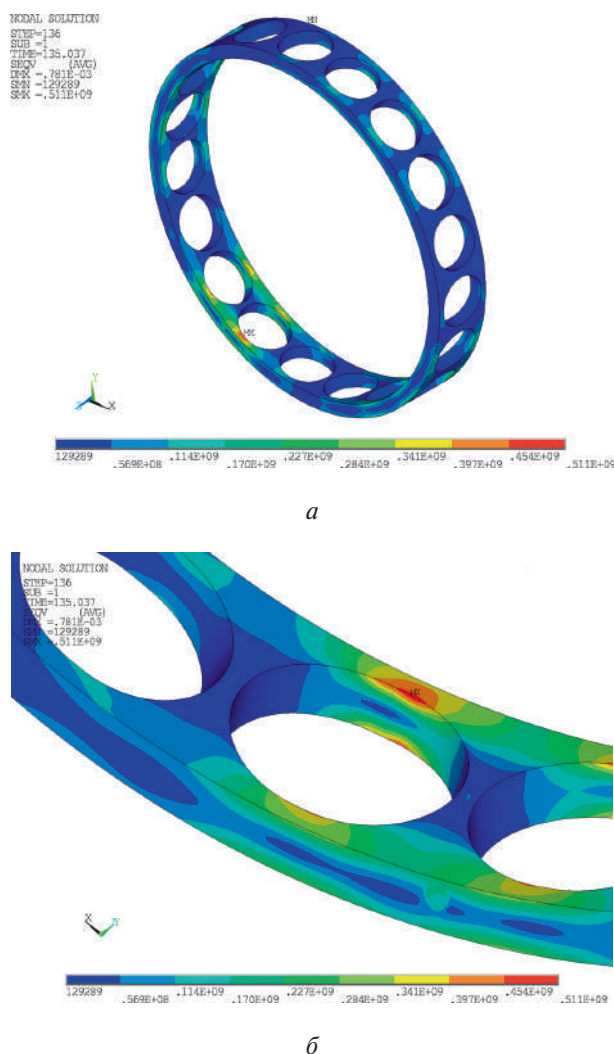


Рис. 10. Поле интенсивности напряжений, Па. Подшипник типоразмера 126130, модификация 2 с рабочим радиальным зазором 0,12 мм, развалами дорожек внутреннего и наружного колец 0,523 и 0,524 соответственно, смещением профиля 0,123 мм, зазором плавания сепаратора 0,8 мм и углом перекоса колец 5 минут:
а – изображение всего подшипника;
б – изображение места подшипника с наибольшей интенсивностью напряжений

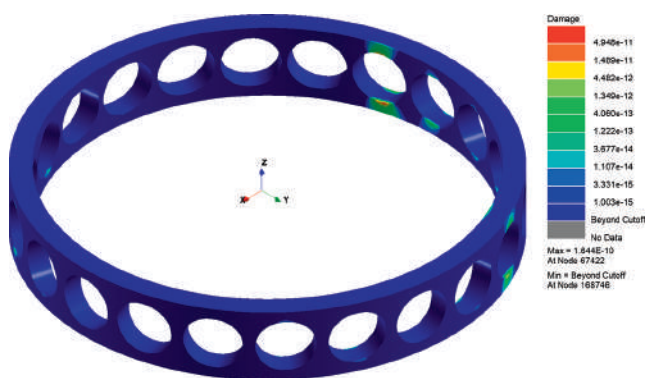


Рис. 11. Поле поврежденности сепаратора за один его оборот. Подшипник типоразмера 126130, модификация 1 с рабочим радиальным зазором 0,16 мм, развалами дорожек внутреннего и наружного колец 0,530 и 0,534 соответственно, смещением профиля 0,227 мм, зазором плавания сепаратора 0,8 мм и углом перекоса колец 12 минут

Наибольшая концентрация напряжений возникает на окружных перемычках со стороны окон сепаратора. Это является следствием перекоса — сепаратор взаимодействует с опорным кольцом по одной стороне, создавая концентрацию напряжений в центре окружной перемычки в месте пересечения поверхности сепаратора и поверхности окна.

На рис. 11 в качестве примера для варианта расчета сепаратора подшипника модификации 1, в котором угол перекоса составил 12 мин, показано поле поврежденности, накапливаемой в течение одного оборота сепаратора.

Опасность усталостного разрушения сепаратора подшипника типоразмера 126130 модификации 1 не выявлена ни в одном из расчетных случаев. Несмотря на то, что усталостная прочность бронзы БрАЖМц 10-3-1,5 ниже, чем у стали 40ХН2МА-Ш, уменьшение толщины сепаратора и ширины его окружных перемычек в модификации 2 по сравнению с сепаратором в модификации 1 создает опасность усталостного разрушения сепаратора модификации 2 при перекосе колец 12 минут. В этой связи были выполнены расчеты усталостной долговечности сепаратора подшипника модификации 2 с увеличенной толщиной. Увеличение толщины за счет уменьшения его внутреннего диаметра на 2 мм увеличивает расчетную долговечность сепаратора при перекосе колец 12 минут в 19 раз.

Выводы

Проведенный анализ подтвердил высокую эффективность примененного подхода к усовершенствованию конструкции арочных подшипников газотурбинных двигателей. В отличие от

предыдущих исследований, методика включала использование двух типов компьютерных моделей: квазистатических — для анализа стационарных режимов работы, и динамических — для оценки переходных процессов. Это позволило существенно сократить объем ресурсоемких динамических расчетов и одновременно повысить достоверность полученных результатов. Такой комбинированный подход обеспечил возможность детального моделирования условий эксплуатации подшипников с учетом особенностей конкретной опоры, а также получения комплексной оценки несущей способности подшипника по ключевым эксплуатационным параметрам.

Результаты исследования подтвердили ранее сделанные выводы о влиянии отдельных параметров внутренней геометрии на эксплуатационные характеристики многоточечных подшипников. Количественный анализ показал, что модификация 2 подшипника типоразмера 126130 обладает рядом принципиальных преимуществ по сравнению с модификацией 1. К их числу относятся снижение ударных нагрузок, минимизация риска заедания в зоне контакта шариков с дорожками качения, повышенная устойчивость к возникновению трехточечного контакта и увеличение запаса по выходу шариков на борт.

Для дальнейшего повышения эксплуатационных свойств подшипника сформулированы требования к параметрам его внутренней геометрии, включающие радиусы профилей дорожек качения, величину рабочего радиального зазора, смещение профиля внутреннего кольца, зазор плавания и толщину сепаратора. Эти результаты имеют практическое значение для проектирования и эксплуатации опор газотурбинного двигателя.

Список источников

1. Lavrentyev Y.L., Petrov N.I., Nozhnitsky Y.A. Empirical correlation of heat generation in hybrid ball bearings, depending on the operational conditions in the aero-engine rotor supports // Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 1777. No. 1: 012046. DOI: 10.1088/1742-6596/1777/1/012046
2. Серафимов П.П. Анализ причин основных отказов роторных подшипников авиационных ГТД // XXV Тулолевские чтения (школа молодых ученых): сборник трудов Международной молодежной научной конференции (10–11 ноября 2021; Казань). Казань: ИП Сагеева А.Р., 2021. Т. II. С. 104–108. EDN IBDXPT
3. Xu T.F., Yang L.H., Wu W., et al. Effect of angular misalignment of inner ring on the contact characteristics and stiffness coefficients of duplex angular contact ball bearings // Mechanism and Machine Theory. 2021. Vol. 157. No. 10: 104178. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104178

4. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980. 375 с.
5. Zhu Yu. Aero engine main bearing and rotor system dynamics modeling and analysis study. Doctoral thesis. Xi'an Jiaotong University. 2019.
6. Hong J., Ma Y.H., Zhang D.Y. The overall structure of aviation gas turbine design and dynamic analysis. Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2014.
7. Li Z., Wang C., Hu X., et al. Study on the effect of angular misalignment and axial preload on the mechanical properties of four-point angular contact ball bearings// Mechanism and Machine Theory. 2024. Vol. 193. No. 1: 105565. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2023.105565
8. Барманов И.С. Численные исследования характеристик радиальной и осевой жесткости гибридного шарикового подшипника качения // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2022. № 15. С. 47–52. DOI: 10.26160/2658-3305-2022-15-47-52
9. Балякин В.Б. Пилла К.К. Методики расчета долговечности авиационных подшипников. Самара: Изд-во Самарского ун-та, 2023. 76 с.
10. Wang P.F., Yang Y., Ma H., et al. Vibration characteristics of rotor-bearing system with angular misalignment and cage fracture: simulation and experiment // Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 182. No. 7: 109545. DOI: 10.1016/j.ymssp.2022.109545
11. Семенова А.С., Кузьмин М.В., Кирсанов А.П. Численное моделирование вращения межроторного подшипника с имитацией реальных условий работы // Вестник Московского авиационного института. 2024. Т. 31. № 2. С. 124–132. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=180655>
12. Rivera G., Tong V., Hong S. Contact load and stiffness of four-point contact ball bearings under loading // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2022. Vol. 23. No. 4, pp. 677–687. DOI: 10.1007/s12541-022-00643-0
13. Белоусов Ю.В., Кириловский В.В., Рекач Ф.В. Исследование влияния степени соприкосновения поверхностей качения на контактные напряжения в шариковых радиальных подшипниках // Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2022. Т. 23. № 3. С. 213–223. DOI: 10.22363/2312-8143-2022-23-3-213-223
14. Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Поляков К.А. и др. Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 3–9.
15. Клебанов Я.М., Поляков К.А. Влияние трения верчения на динамику шариковых подшипников // Динамика и виброакустика машин: сборник докладов VII Международной научно-технической конференции (04–06 сентября 2024; Самара). Самара: Изд-во Самарского университета, 2024. С. 199–200.
16. Houpert L., Clarke J., Penny C. Tribological Models for Advanced Ball Bearing Simulation // Tribology Transactions. 2023. Vol. 66. No. 4, pp. 645–660. DOI: 10.1080/10402004.2023.2213470
17. Изнаилов Б.М., Васин А.Н., Изнаилов О.Б. Математическое исследование условий контактирования тел качения шарикового радиально-упорного подшипника // Технология машиностроения. 2021. № 4. С. 51–53.
18. Клебанов Я.М., Москалик А.Д., Бражникова А.М. Критическое скольжение в подшипниках качения при гидродинамическом трении // Трение и износ. 2022. Т. 43. №. 4. С. 387–396. DOI: 10.32864/0202-4977-2022-43-4-387-396
19. Клебанов Я.М., Урлапкин А.В., Адеянов И.Е. и др. Динамические нагрузки и долговечность массивных сепараторов подшипников качения // Динамика и виброакустика машин: сборник докладов VII Международной научно-технической конференции (04–06 сентября 2024; Самара). Самара: Изд-во Самарского университета, 2024. С. 285–287.
20. Козаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

References

1. Lavrentyev YL, Petrov NI, Nozhnitsky YA. Empirical correlation of heat generation in hybrid ball bearings, depending on the operational conditions in the aero-engine rotor supports. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021;1777(1):012046. DOI: 10.1088/1742-6596/1777/1/012046
2. Serafimov PP. Analysis of the causes of the main failures of rotary bearings of aviation gas turbine engines. *Materialy Mezhdunarodnoi molodezhnoi nauchnoi konferentsii "XXV Tupolevskie chteniya" (November 10-11, 2021; Kazan)*. Vol. II. p. 104–108. (In Russ.).
3. Xu TF, Yang LH, Wu W, et al. Effect of angular misalignment of inner ring on the contact characteristics and stiffness coefficients of duplex angular contact ball bearings. *Mechanism and Machine Theory*. 2021;157(10):104178. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.104178
4. Kovalev MP, Narodetsky MZ. *Calculation of high-precision ball bearings*. 2nd ed. Moscow: Maschinostroenie; 1980. 375 p. (In Russ.).
5. Zhu Yu. *Aero-engine main bearing and rotor system dynamics modeling and analysis study*. Doctoral thesis. Xi'an Jiaotong University. 2019.
6. Hong J, Ma YH, Zhang DY. *The overall structure of aviation gas turbine design and dynamic analysis*. Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2014.
7. Li Z, Wang C, Hu X, et al. Study on the effect of angular misalignment and axial preload on the mechanical properties of four-point angular contact ball bearings. *Mechanism*

- and Machine Theory. 2024;193(1):105565. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2023.105565
8. Barmanov IS. Numerical researches of radial and axial stiffness characteristics of hybrid ball bearing. *Transport, mining and construction engineering: science and production*. 2022(15):47–52. (In Russ.). DOI: 10.26160/2658-3305-2022-15-47-52
 9. Balyakin VB, Pilla KK. *Methods of calculating the durability of aviation bearings*. Samara: Samarskii universitet; 2023. 76 p. (In Russ.).
 10. Wang PF, Yang Y, Ma H, et al. Vibration characteristics of rotor-bearing system with angular misalignment and cage fracture: simulation and experiment. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023;182(7):109545. DOI: 10.1016/j.ymssp.2022.109545
 11. Semenova AS, Kuz'min MV, Kirsanov AR. Numerical Modeling of Inter-Rotor Bearing Rotation with Real Operating Conditions Simulation. *Aerospace MAI Journal*. 2024;31(2):124–132. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=180655>
 12. Rivera G, Tong V, Hong S. Contact load and stiffness of four-point contact ball bearings under loading. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2022;23(4):677–687. DOI: 10.1007/s12541-022-00643-0
 13. Belousov YuV, Kirilovskiy VV, Rekach FV. Investigation of the influence of the degree of contact of rolling surfaces on contact stresses in ball radial bearings. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2022;23(3):213–223. (In Russ.). DOI: 10.22363/2312-8143-2022-23-3-213-223
 14. Klebanov YaM, Murashkin VV, Polyakov KA, et al. Dynamic loading of massive separators of high-speed ball bearings. *Vestnik mashinostroeniya*. 2017(11):3–9. (In Russ.).
 15. Klebanov IM, Polyakov KA. Influence of spinning friction on the ball bearing dynamics. *VII International Scientific and Technical Conference "Dynamics and vibroacoustics of machines" (September 04-06, 2024; Samara)*. p. 199–200. (In Russ.).
 16. Houpert L, Clarke J, Penny C. Tribological Models for Advanced Ball Bearing Simulation. *Tribology Transactions*. 2023;66(4):645–660. DOI: 10.1080/10402004.2023.2213470
 17. Iznairov BM, Vasin AN, Iznairov OB. Mathematical investigation of the conditions of contact of rolling elements of a ball angular contact ball bearing. *Tekhnologiya mashinostroeniya*. 2021(4):51–53. (In Russ.).
 18. Klebanov IM, Moskalik AD, Brazhnikova AM. Critical Sliding in Rolling Bearings under Hydrodynamic Friction. *Friction and Wear*. 2022;43(4):387–396. (In Russ.). DOI: 10.32864/0202-4977-2022-43-4-387-396
 19. Klebanov IM, Uralapkin AV, Adeyanov IE, et al. Dynamic loads and durability of massive rolling bearing separators. *VII International Scientific and Technical Conference "Dynamics and vibroacoustics of machines" (September 04-06, 2024; Samara)*. p. 285–287. (In Russ.).
 20. Kogaev VP, Makhutov NA, Gusenkov AP. *Calculation of machine parts and structures for strength and durability: Handbook*. Moscow: Mashinostroenie; 1985. 224 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию / Received 04.07.2025
Одобрена после рецензирования / Revised 28.07.2025
Принята к публикации / Accepted 31.07.2025