

УДК: 621.822.6:621.452.3

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ И РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР РОТОРОВ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И РЕДУКТОРОВ

© 2015 Н. И. Петров, Ю. Л. Лаврентьев

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

В рамках работ по обеспечению надёжности газотурбинных двигателей и агрегатов трансмиссий вертолётов требуется решить проблему, связанную с обеспечением надёжности и ресурса подшипниковых опор этих изделий. Опыт эксплуатации существующих изделий авиационного двигателе- и редукторостроения и опыт создания новых типов конструкций показывают, что определение и установление ресурса основных и наиболее нагруженных деталей, к которым относятся и подшипниковые опоры, является одной из первоочередных задач. В статье анализируются причины пониженных по сравнению с подшипниками зарубежных фирм ресурса и надёжности отечественных авиационных подшипников. Определён круг основных задач по обеспечению надёжности подшипниковых опор в изделиях авиационной техники и даны предложения по их решению. Изложены экспериментальные методы подтверждения ресурсов подшипников на стендах и в составе изделия.

Долговечность подшипников (ресурс), подшипниковые стали, фильтрация масла, измерение нагрузок, конструкция подшипников совмещённых опор.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-228-237

Многолетний опыт исследований подшипников газотурбинных двигателей (ГТД) показывает, что в основном ресурс подшипниковых опор ГТД и агрегатов трансмиссий вертолётов (АТВ) зависит от долговечности самих подшипников, от их конструктивных особенностей и качества изготовления, от условий эксплуатации (нагрузки, частоты вращения, теплопередача, смазка). В то же время сравнительный анализ расчётной долговечности зарубежных и отечественных подшипников одинаковых типоразмеров показывает, что долговечность и, как следствие, ресурс зарубежных подшипников в 2 и более раз выше долговечности подшипников, изготовленных в России. Такое различие ресурсов подтверждено опытом эксплуатации зарубежных двигателей с наработкой без съёма с крыла больше 30000 часов.

Исследование причин отставания ресурсных показателей отечественных авиационных подшипников от зарубежных указывает, что для обеспечения надёжности и повышения ресурса подшипниковых опор ГТД и АТВ необходимо проведение работ в следующих направлениях.

1. Повышение долговечности подшипников авиационного назначения.

2. Разработка и внедрение конструктивных решений, направленных на уменьшение деталей и снижение массы изделия.

3. Разработка и внедрение новых материалов, позволяющих повысить характеристики изделий.

4. Разработка и усовершенствование нормативных документов, направленных на совершенствование методов установления и увеличения ресурсов авиационных подшипников ГТД и АТВ.

Долговечность подшипников качества, в том числе авиационных, зависит от многих факторов: качества подшипниковых сталей, качества изготовления подшипников, тонкости фильтрации масла в эксплуатации, нагрузок и частот вращения.

Для обеспечения качества подшипниковых сталей, характеризующихся высокой твёрдостью, износостойкостью, высокими прочностными характеристиками, а также высокими структурной и размерной стабильностью, необходимо, чтобы эти стали имели особо низкий процент загрязнённости неметаллическими вклю-

чениями, низкую пористость, отсутствие несплошностей и т.п.

Сравнение номенклатуры подшипниковых сталей, используемых в России и за рубежом, показало, что для изготовления подшипников опор роторов газотурбинных двигателей и редукторов применяются:

- в России, в основном, хромистая сталь ШХ15, ШХ15-Ш и теплопрочная легированная сталь 8Х4В9Ф2-Ш (ЭИ347), изготовленные методом электрошлакового переплава;

- за рубежом хромистые стали 52100, 100Cr6 (имеющие химический состав и свойства, схожие со сталью ШХ15-Ш) и теплопрочные стали М50, М50NiL, которые получают методом вакуумно-индукционной плавки с последующим вакуумно-дуговым переплавом [1].

Ниже приведены основные отличия сталей М50 от ЭИ347:

- применение разных легирующих элементов: в М50 выше содержание молибдена (4,3%, вместо 0,3% у ЭИ347), но ниже содержание вольфрама (0,25%, вместо 9% у ЭИ347);

- пониженное содержание кислорода (менее 10 ppmw), что обеспечивается применением метода вакуумно-индукционной выплавки стали с вакуумно-дуговым переплавом. В затвердевших сталях кислород присутствует в виде оксидов, являющихся причиной начала повреждений;

- более узкие допуски процентного содержания углерода и легирующих элементов, что способствует большей стабильности характеристик;

- более жёсткие требования по карбидной неоднородности, контролю твёрдости и структуры, контролю на отсутствие внутренних дефектов.

Кольца подшипника, изготовленные из стали М50, имеют сквозное прокаливание с одинаковой твёрдостью на всей площади сечения, равной ~61 HRC, которая сохраняется даже при высоких температурах. Однако такая твёрдость стали делает её склонной к образованию тре-

щин, особенно если в подшипник попадает грязная смазка. Кроме этого, сталь М50 подвергается коррозии, что является проблемой для двигателей военно-морской авиации, самолёты которой могут не эксплуатироваться в течение нескольких дней. Для решения задач обеспечения твёрдости, пластичности и защиты от коррозии была разработана сталь М50NiL с уменьшением количества углерода для повышения пластичности и с добавлением никеля для защиты от коррозии. При изготовлении колец из стали М50NiL поверхность кольца имеет твёрдость 60...61 HRC, а сердцевина металла – твёрдость ~45 HRC.

В связи с тем, что наибольшее количество дефектов подшипников авиационных двигателей в эксплуатации инициированы на поверхности дорожек и тел качения вследствие загрязнения смазки и/или повреждения поверхности, то поверхность зарубежных подшипников упрочняется методом цементации или азотирования. Данная технологическая операция значительно повышает твёрдость поверхностного слоя и формирует в нём остаточные напряжения сжатия.

Следует отметить, что изготовление отечественных подшипниковых сталей методом электрошлакового переплава не обеспечивает требуемой стабильности характеристик, эти стали имеют более высокую карбидную неоднородность и более высокое содержание кислорода. Кроме этого, отечественные подшипниковые стали не свариваются, не цементируются и не азотируются.

На основании вышесказанного имеется необходимость в разработке новых методов получения отечественных подшипниковых сталей со свойствами, не уступающими зарубежным аналогам.

Кроме повышения чистоты подшипниковых сталей и стабильности их прочностных характеристик, а также наряду с внедрением мероприятий по совершенствованию технологии изготовления подшипников с упрочнением поверхностного слоя, важную роль в обеспечении их дол-

говечности играет чистота масла, подаваемого для охлаждения и смазки подшипников. Исследования, проведённые в США в 80-х годах прошлого века, показали, что долговечность подшипников качения в зависимости от тонкости фильтрации масла, подаваемого в подшипник,

изменяется по экспоненциальной кривой. На рис.1 представлен график зависимости долговечности от тонкости фильтрации масла (кривая Макферсона). Из него видно, что при изменении тонкости фильтрации от 40 до 10 мкм долговечность подшипника может возрасти в 3 раза.

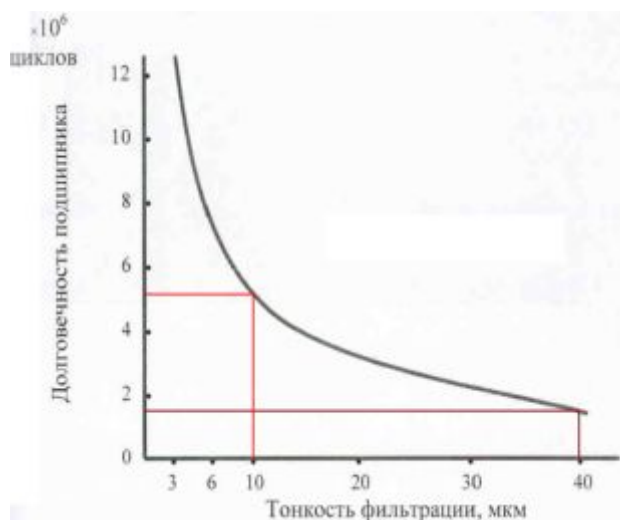


Рис.1. Зависимость долговечности подшипников от тонкости фильтрации масла

В настоящее время в маслосистемах современных зарубежных двигателей установлены масляные фильтры с тонкостью фильтрации 10...15 мкм (в малоразмерных двигателях – 3...5 мкм). Однако в отечественных двигателях до сих пор применяются фильтры с тонкостью фильтрации 30...40 мкм. В связи с этим для повышения долговечности подшипников рекомендуется в маслосистемах отечественных двигателей и редукторов применять фильтры, тонкость фильтрации которых не превышает зарубежные аналоги.

Другим важным фактором, влияющим на долговечность подшипников, являются условия их эксплуатации, в частности – частоты вращения и нагрузки, действующие на подшипник. Поэтому при расчёте долговечности (ресурса) подшипников опор роторов необходимо с достаточной точностью знать величину приведённой частоты вращения подшипника и воспринимаемую им эквивалентную нагрузку. Как правило, наиболее нагруженными подшипниками являются радиально-упорные шарикоподшипники,

одновременно воспринимающие радиальные и осевые нагрузки. При определении долговечности таких подшипников на этапе проектирования изделия используются расчётные значения действующих радиальных и осевых нагрузок. Однако, если значения радиальных нагрузок, зависящих в основном от весовых характеристик ротора и перегрузок, возникающих при эволюциях летательного аппарата (ЛА), определяются с достаточной точностью, то действительные осевые нагрузки, вследствие приближений, допускаемых при расчёте осевых сил, часто имеют существенные отличия от расчётных значений.

В связи с этим на этапе доводки газотурбинного двигателя требуется обязательное измерение осевых сил, воспринимаемых подшипниками. Экспериментальное определение величины осевой нагрузки, воспринимаемой радиально-упорным подшипником, позволяет провести уточняющий расчёт его долговечности, определяющей работоспособность подшипника в пределах ресурса двигателя.

Опыт проведения измерений осевых нагрузок, воспринимаемых радиально-упорными подшипниками, показал, что наиболее точное измерение производится с помощью препарированных тензорезисторами упругих (динамометрических) колец, устанавливаемых в опору ротора. Конструкция динамометрических колец должна обеспечивать линейность сигнала при нагрузке и разгрузке подшипника, отсутствие гистерезиса, а при градуировке колец должно быть учтено влияние рабочей температуры на изменение модуля упругости подслоя тензорезистора и модуля упругости материала измерительного устройства. В соответствии с требованиями нормативных документов погрешность определения нагрузок, включая погрешности системы измерения, вызванные её нелинейностью, гистерезисом и температурными изменениями, не должна превышать 5%. Следует отметить, что даже при такой погрешности величина расчётной долговечности и, как следствие, устанавливаемый на основании расчёта ресурс, изменится на 13%. Например, если при определении расчётной долговечности подшипника по результатам измерения осевой нагрузки получена величина 7000 часов, то с учётом допускаемой погрешности измерений 5% эта величина может иметь разброс от 6090 до 7910 часов. Поэтому, если погрешность измерения осевой нагрузки выше 5%, то для обеспечения надёжности она должна учи-

тываться только в сторону увеличения измеренной осевой силы.

Повышение надёжности подшипниковых опор может быть достигнуто за счёт уменьшения количества деталей подшипникового узла и разработки новых конструкций подшипников. Работы по внедрению новых конструкций подшипников авиационного назначения в основном направлены на создание совмещённых опор роторов ГТД и АТВ. Применение таких опор ведёт к снижению массы изделия за счёт уменьшения количества деталей, а также к повышению точности сборки подшипникового узла вследствие уменьшения стыковочных элементов. Основным разработчиком и изготовителем подшипников авиационного назначения, которым является ОАО «ЕПК Самара», в настоящее время освоено изготовление некоторых видов подшипников с дополнительными элементами опоры (рис.2). Однако анализ конструкций подшипниковых узлов зарубежных двигателей, представленных на рис.3, 4, указывает на значительное отставание отечественной подшипниковой промышленности в конструировании и изготовлении совмещённых опор. В большинстве случаев такое отставание инициируется отсутствием отечественных свариваемых подшипниковых сталей, используемых для изготовления габаритных подшипниковых модулей.

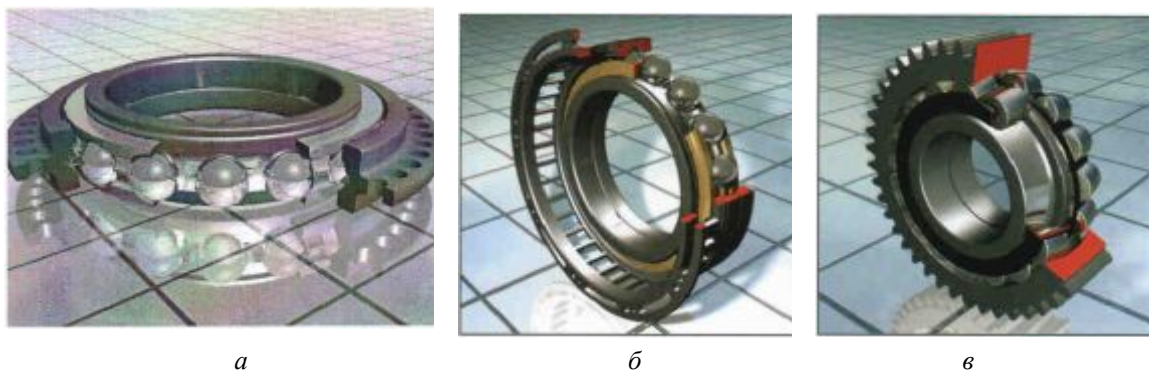


Рис. 2. Образцы подшипников ОАО «ЕПК Самара» с дополнительными элементами
 а – с фланцевым наружным кольцом;
 б – с демпфером типа «белчье колесо»;
 в – подшипник планетарной шестерни редуктора

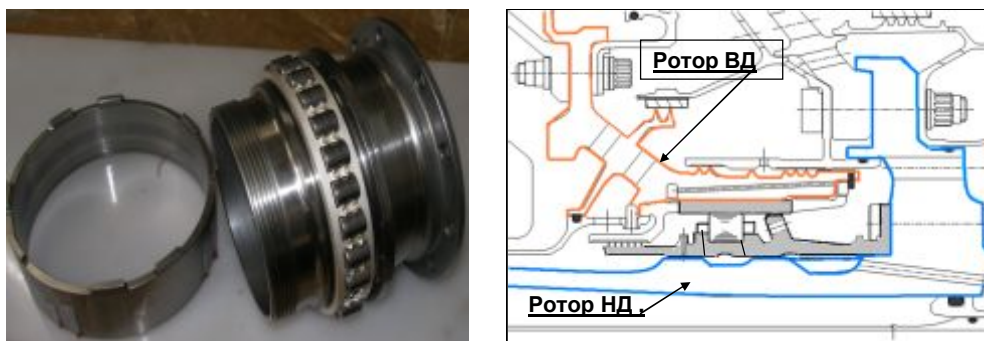


Рис.3. Конструкция межроторного подшипника фирмы SKF для двигателей CFM-56 и SaM-146



Рис.4. Конструкции подшипников фирмы FAG для опор роторов современного двигателя

Наряду с разработкой новых конструкций подшипников необходима разработка и внедрение новых неметаллических материалов для подшипников ГТД и АТВ, позволяющих повысить характеристики изделия (повышение частоты вращения роторов, снижение массы). К таким

материалам относится горячепрессованная керамика на основе нитрида кремния (Si_3N_4) и карбида кремния (SiC). Сравнение свойств этой керамики со свойствами подшипниковых сталей представлено в табл. 1.

Таблица 1. Механические и физические свойства материалов, используемых для изготовления подшипников качения

Материал	Твёрдость при $T=20^\circ\text{C}$, HRC	Максимальная допустимая температура подшипников, $^\circ\text{C}$	Плотность, Г/см^3	Модуль упругости, МПа	Коэф. Пуассона	Теплопроводность при $T=21^\circ\text{C}$	Коэффициент линейного расширения 10^6 при $20\dots400^\circ\text{C}$
Карбид кремния	90	1094	3,2	$4,15 \cdot 10^5$	0,26	29,76	5,0
Нитрид кремния	75	1094	3,1...3,24	$3,15 \cdot 10^5$	0,26	16,28	2,9
Сталь (ЭИ347)	62,0	500	8,2	$2,1 \cdot 10^5$	0,33	25,4	12,0
Подшипниковая сталь М50 (США)	62,5	425	7,85	$2,08 \cdot 10^5$	0,3	14,46	11,3

Из табл.1 видно, что максимально допустимые рабочие температуры керамических материалов примерно в два раза выше, чем стальных. Керамические материалы имеют меньший, чем сталь, коэффициент температурного линейного расширения (КТР) и обладают большей твердостью. Плотность нитрида кремния и карбида кремния почти в 2,5 раза ниже плотности сталей, используемых для подшипников качения. Это позволяет при высоких частотах вращения существенно снизить действие центробежных сил тел качения на дорожку качения наружного кольца и, как следствие, повысить долговечность подшипников. Подшипники, изготовленные из керамических материалов, могут работать при пониженных требованиях к смазке и охлаждению до температур 800...900°C [2]. Эти материалы теплоустойчивы, обладают высокими пределами прочности, износостойки, стойки к окислению и действию агрессивных сред. Тела качения, изготовленные из горячепрессованного нитрида кремния, имеют усталостную контактную выносливость выше, чем тела качения, изготовленные из подшипниковой стали, а износостойкость этих материалов сопоставима [3].

Отрицательная особенность керамических материалов в том, что они хрупки и склонны к образованию трещин. Исследования развития трещин в керамических материалах затрудняются критическим размером трещины, который составляет 0,01 от размера критической трещины металлических материалов. Незначительное превышение критического напряжения приводит к разрушению керамики [4]. Вследствие этого керамические подшипники имеют повышенную чувствительность к вибрации, возникающей от несбалансированности ротора или его прогиба при прохождении критических частот вращения.

Повышенная хрупкость и склонность к растрескиванию нитрида и карбида кремния обусловлены их кристаллической структурой, которая при возникновении напряжений не обеспечивает необ-

ходимых пластических деформаций. В связи с этим в настоящее время ведутся исследования способов повышения трещиностойкости керамических материалов, например, армирование волокнами [5]. Большое значение имеет повышение точности изготовления керамических элементов подшипников.

В ЦИАМ более 15 лет ведутся поисковые исследования по применению керамических элементов в подшипниках качения, применяемых в опорах роторов перспективных ГТД. В начале исследований были изучены и проанализированы достижения в этой области зарубежных фирм США, Японии, Германии и др., выполнен обзор технической и патентной зарубежной литературы по исследованию керамических подшипников и материалов для их изготовления, разработано предварительное техническое задание на создание керамических материалов для отечественных керамических подшипников.

Располагая комплексом подшипниковых стенов, позволяющим испытывать подшипники опор ГТД при эксплуатационных частотах вращения и нагрузках, в ЦИАМ были проведены испытания зарубежных керамических подшипников и гибридных подшипников с керамическими телами качения в условиях, максимально имитирующих их работу в опорах ГТД и редукторов.

Испытания гибридных подшипников (стальные кольца, керамические тела качения) показали их работоспособность при $d_m n = 3...3,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин и при уменьшении в 1,5 раза от исходной величины прокачки масла через подшипник.

При испытаниях полностью керамических подшипников была решена проблема сохранения посадок колец подшипника, имеющих коэффициент температурного линейного расширения $\alpha = 2,9 \cdot 10^{-6}$, сопрягаемых со стальными валом и корпусом, имеющих $\alpha = 12,0...13,4 \cdot 10^{-6}$.

Такая разность КТР при нагреве подшипникового узла может привести к уменьшению натяга посадки керамиче-

ского наружного кольца в корпусе опоры до образования зазора, а натяг между внутренним керамическим кольцом подшипника и стальным валом значительно увеличится. При этом наружное кольцо подшипника будет проворачиваться и испытывать значительные ударные нагрузки от воздействия циркулирующей силы из-за неуравновешенности ротора, а увеличение натяга между валом и внутренним кольцом приведёт к разрыву кольца.

Для решения проблемы совмещения деталей опоры с разными коэффициентами температурного расширения разработаны упругие элементы, которые устанавливаются между керамическими кольцами подшипника и стальными деталями подшипникового узла и, деформируясь, компенсируют разность КТР, сохраняя посадку подшипника в опоре [6].

Испытания керамического подшипника при воздействии значительной эквивалентной нагрузки и без подвода к нему смазки подтвердили его работоспособность на высоких частотах вращения ($d_m n \approx 3 \cdot 10^6$ мм·об/мин). Общая наработка подшипника за время его испытаний в режиме «масляного голодания» и без смазки составила более 10 часов.

В результате исследований подшипников с керамическими элементами выявлены их преимущества и недостатки. К преимуществам гибридных подшипников относятся:

- снижение центробежных нагрузок от тел качения на дорожку качения наружного кольца при высоких частотах вращения ($d_m n \geq 3,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин);
- увеличение долговечности (ресурса) опор высокооборотных роторов;
- обеспечение радиального зазора в подшипнике вследствие малого КТР керамики;
- возможность работы при малых прокачках масла.

К недостаткам этих подшипников можно отнести снижение долговечности подшипника при частотах вращения ниже $d_m n = 2 \cdot 10^6$ мм·об/мин и затруднения в ди-

агностировании технического состояния подшипника.

Преимущества применения полностью керамических подшипников в опорах роторов ГТД заключаются в их работоспособности при высоких частотах вращения ($d_m n \geq 3,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин) без смазки при температурах 800...900°C. К недостаткам относятся: хрупкость керамики; трудности сопряжения керамических колец со стальным валом и корпусом; небольшой ресурс.

В настоящее время установление и увеличение ресурса подшипников опор роторов ГТД и АТВ производится в соответствии с нормативной документацией, разработанной отраслевыми институтами. Данная документация определяет порядок установления и увеличения ресурсов подшипников, а также виды и объём работ, необходимых для подтверждения устанавливаемого ресурса подшипников.

В соответствии с нормативными документами основной характеристикой при установлении и увеличении ресурсов подшипников изделий является их расчётная долговечность, определяемая по методике ЦИАМ – ВНИПП [7].

Установление или увеличение ресурса подшипников производится двумя методами:

- на основании оценки их расчётной долговечности с последующим подтверждением в подконтрольной эксплуатации;
- на основании результатов их ресурсных испытаний на подшипниковом стенде или в составе изделия.

Если величина расчётной долговечности подшипника меньше устанавливаемого ресурса, то проведение ресурсных испытаний подшипников с целью определения их фактической долговечности и установление или увеличение им ресурса по второму методу производится в обязательном порядке.

Для проведения испытаний подшипников по подтверждению их ресурса (долговечности) разработан ряд типовых методик, которые предусматривают испытания по эксплуатационной программе,

эквивалентной программе и по программе ускоренных эквивалентных испытаний.

Испытания по эксплуатационной и эквивалентным программам могут проводиться как на подшипниковом стенде, так и в составе двигателя. Однако проведение таких испытаний в составе двигателя ведёт к большим экономическим и временным затратам. А при проведении ускоренных эквивалентных испытаний двигателя необходимо учитывать величину коэффициента эквивалентности по нагрузкам и наработке подшипников.

При испытаниях подшипника по эксплуатационной программе (в соответствии с типовым полётным циклом ЛА) на стенде должны воспроизводиться условия работы подшипника на установившихся и переходных режимах эксплуатации.

На каждом установившемся режиме испытаний частота вращения подшипника и действующие на него нагрузки равны эксплуатационным. Нарботка на каждом установившемся режиме испытаний должна быть равна суммарной наработке подшипника на этом режиме за требуемый ресурс с коэффициентом 1,1. Величина каждого режима определяется из его продолжительности в типовом полётном цикле (для данного ЛА) и числа требуемых полётных циклов.

Эквивалентные испытания подшипника на стенде проводятся при постоянной частоте вращения и при действии постоянных, осевой и радиальной нагрузок.

Частота вращения испытуемого подшипника равна его приведённой частоте вращения за полётный цикл:

$$n_{пр} = \sum n_i \cdot \tau_i / \tau,$$

где n_i – частота вращения подшипника на i -м режиме; τ_i – наработка на i -м режиме; τ – наработка за полётный цикл.

Нагрузки, воспринимаемые подшипником (радиальная и осевая), равны эквивалентным динамическим нагрузкам, определённым за полётный цикл:

$$P_r^{экс} = \sqrt[3]{(F_{r1}^3 \cdot \tau_1 + F_{r2}^3 \cdot \tau_2 + \dots + F_{rn}^3 \cdot \tau_n) / \tau},$$

где F_{ri} – радиальная нагрузка на i -м режиме; τ_i – наработка на i -м режиме, и

$$P_a^{экс} = \sqrt[3]{(F_{a1}^3 \cdot \tau_1 + F_{a2}^3 \cdot \tau_2 + \dots + F_{an}^3 \cdot \tau_n) / \tau},$$

где F_{ai} – осевая нагрузка на i -м режиме; τ_i – наработка на i -м режиме; τ – наработка за полётный цикл.

Для сокращения затрат и сроков испытаний подшипников по подтверждению их ресурса разработаны методы ускоренных эквивалентных испытаний на подшипниковых стендах, которые успешно применяются при установлении или увеличении ресурсов подшипников ГТД и АТВ.

Ускоренные эквивалентные испытания – испытания подшипников на подшипниковом стенде при увеличенной эквивалентной динамической нагрузке и/или при повышенной частоте вращения.

Например, если эквивалентные динамические нагрузки, воспринимаемые подшипником в эксплуатации, при испытаниях на стенде будут повышены в два раза, то календарное время испытаний шарикового подшипника сократится в восемь раз, а роликоподшипника – в десять раз.

Перед проведением ускоренных испытаний с повышенными нагрузками следует оценить уровень контактных напряжений в поверхностях качения и не допускать появления пластических деформаций в зоне нагружения. Максимальная нагрузка не должна приводить к превышению следующих контактных напряжений: 350 кг/мм² – для шарикового подшипника и 300 кг/мм² – для роликового подшипника.

При повышении частоты вращения исследуемого подшипника не достигается столь значительное, как при увеличении нагрузки, сокращение календарного времени испытаний. Однако при испытаниях низкооборотных тяжело нагруженных подшипников, когда нет возможности увеличивать их нагрузки, повышение частоты вращения подшипника может суще-

ственно уменьшить календарное время испытаний.

Следует отметить, что при проведении ускоренных испытаний, когда нагрузки увеличены, в подшипнике возрастает тепловыделение и, как следствие, происходит повышение температуры колец и тел качения. Повышение температуры подшипника, по сравнению с эксплуатационной, ведёт к изменению модуля уп-

ругости материала подшипника, что снижает достоверность полученных результатов, или к выборке радиального зазора в подшипнике и заклиниванию ротора. В связи с этим для обеспечения температурного состояния подшипника таким же, как в эксплуатации, при проведении ускоренных испытаний прокачка масла через него должна быть увеличена.

Библиографический список

1. Bhadeshia H.K.D.H. Steels for Bearings // Progress in Materials Science. 2012. V. 57, no. 2. P. 268-435. doi: 10.1016/j.pmatsci. 2011.06.002
2. Zaretsky E.V., Erwin V. Ceramic bearings for use in gas turbine engines // American Society of Mechanical Engineers (Paper). 1988.
3. Nishida Katsutoshi. Ceramic Bearing Construction // Toshiba Rev. 1988. V. 43, no. 8. P. 685-688.
4. Ebert F.J. Performance of Silicon Nitride (Si 3 N 4) Components in Aerospace Bearing Applications // Conference Paper ASME. V. 5. doi.org/10.1115/90-gt-166
5. Dharani L.R., Chai L. Non-Steady State Cracking in Ceramic Matrix Composites // Ceramic Engineering and Science Proceedings. 1989. P. 1147-1153. doi.org/10.1002/9780470310588.ch16
6. Петров Н.И, Ножницкий Ю.А., Косинов Г.М. Подшипниковый узел: патент РФ № 26091 на полезную модель; опубл. 10.11.2002 г.
7. Методика расчётной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. М.: ЦИАМ, АО «ВНИПП», 1997.

Информация об авторах

Петров Николай Иванович, кандидат технических наук, начальник сектора исследования подшипников, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: petnic@ciam.ru. Область научных интересов: подшипники авиационных двигателей, испытания подшипников качения и скольжения, исследование тепловыделения в подшипниках качения, керамические и гибридные подшипники, отработка методов диагностики авиационных подшипников, повышение надёжно-

сти авиационных двигателей, установление и подтверждение ресурса подшипниковых опор.

Лаврентьев Юрий Львович, инженер, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: lavrentev@ciam.ru. Область научных интересов: подшипники авиационных двигателей, керамические и гибридные подшипники, совершенствование методов оценки расчётной долговечности авиационных подшипников.

WAYS OF INCREASING THE RELIABILITY AND SERVICE LIFE OF BEARING ASSEMBLIES OF MODERN GAS-TURBINE ENGINES AND GEARS

© 2015 N. I. Petrov, Yu. L. Lavrentyev

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

Problems connected with ensuring reliability and service life of bearing assemblies of helicopter gas-turbine engines and accessory gearboxes have a significant place within the framework of ensuring reliability of the latter. The experience of operating the existing aviation gas-turbines and gearboxes, as well as the experience of creating new types of structures, shows that determination and establishment of the service life of the main and most loaded parts that include bearing assemblies is one of the first-priority problems facing producers of aviation gas-turbine engines and gears. The paper demonstrates an attempt to analyze the main problems which are at the bottom of shorter service life and lower reliability of domestic aviation bearings as compared to bearings made by foreign manufacturers. The scope of work to ensure the reliability of bearing assemblies in aerospace products is specified, proposals for solving the existing problems are put forward. Experimental methods of confirming the service life of bearings are outlined.

Bearing life, bearing steels, oil filtration, load measuring, integrated bearing design, new materials, normative documents.

References

1. Bhadeshia H.K.D.H. Steels for Bearings. *Progress in Materials Science*. 2012. V. 57, no. 2. P. 268-435. doi: 10.1016/j.pmatsci. 2011.06.002
2. Zaretsky E.V., Erwin V. Ceramic bearings for use in gas turbine engines. *American Society of Mechanical Engineers (Paper)*. 1988.
3. Nishida Katsutoshi. Ceramic Bearing Construction. *Toshiba Rev.* 1988. V. 43, no. 8. P. 685-688.
4. Ebert F.J. Performance of Silicon Nitride (Si₃N₄) Components in Aerospace Bearing Applications. *Conference Paper ASME*. V. 5. doi.org/10.1115/90-gt-166
5. Dharani L.R., Chai L. Non-Steady State Cracking in Ceramic Matrix Composites. *Ceramic Engineering and Science Proceedings*. 1989. P. 1147-1153. doi.org/10.1002/9780470310588.ch16
6. Petrov N.I., Nozhnitsky Y.A., Kosinov G.M. *Podshipnikovyy uzel* [Bearing Assembly: utility patent]. Patent RF, no. 26091, 2002. (Publ. 10.11.2002)
7. Aircraft gasturbine engine and accessory gearbox bearings life estimation technique, requirements to bearings support constructive characteristics. Moscow: CIAM, JSC VNIPP Publ., 1997. (In Russ.)

About the authors

Petrov Nikolai Ivanovich, Candidate of Science (Engineering), Head of the Sector of Bearing Research, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: petnic@ciam.ru. Area of Research: gas-turbine engine bearings, testing of rolling and journal bearings, ceramic and hybrid bearings, reliability of bearings, diagnostics of bearings, improving the reliability of gas-turbine bearings, heat generation in bearings.

Lavrentyev Yury L'vovich, postgraduate student, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: lavrentev@ciam.ru. Area of Research: bearings of gas-turbine engines, ceramic and hybrid bearings, improving the methods of assessing the design life of aircraft bearings.