

Гибридные подшипники качения для авиационных двигателей (обзор)

Ножницкий Ю.А., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л.

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

e-mail: yllavrentev@ciam.ru

Представлен обзор исследований гибридных подшипников с керамическими телами качения и стальными кольцами. Указаны преимущества и проблемы применения подшипников с телами качения из керамических материалов в опорах авиационных двигателей. Выполнено сравнение результатов усталостных испытаний керамических и стальных тел качения, а также испытаний гибридных и стальных подшипников. Обобщены результаты экспериментального определения тепловыделения и теплового состояния колец подшипников, в том числе в отсутствии подачи масла. Рассмотрены методы и модели оценки долговечности гибридных подшипников. На основании результатов обзора и исследований, проведенных в ЦИАМе, составлена картина текущего состояния исследования гибридных подшипников.

Ключевые слова: гибридный подшипник, керамика, нитрид кремния, подшипник качения, параметр быстроходности, тепловыделение.

Hybrid rolling bearings for aircraft engines (review)

Nozhnitsky Yu.A., Petrov N.I., Lavrentyev Yu.L.

CIAM, Moscow

The article presents a review of studies of hybrid bearings with ceramic rolling elements and steel rings. The advantages and problems of using bearings with ceramic rolling elements are indicated. The results of comparative fatigue tests of ceramic and steel rolling elements, as well as comparative tests of hybrid and steel bearings are presented. Existing methods for evaluating the life of hybrid bearings are considered. A review of studies of heat generation in hybrid bearings has been carried out. Based on the review results and research carried out at CIAM, a current state of hybrid bearings research has been presented.

Keywords: hybrid bearing, ceramic, silicon nitride, rolling bearing, speed index, heat generation.

Введение

Современные подшипники авиационных двигателей работают при параметрах быстроходности $d_m n^*$ до $3,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин [1]. В перспективных двигателях, по оценкам специалистов компаний-производителей подшипников SKF [2] и Kooyo [3], подшипники опор главных роторов будут работать при параметрах быстроходности $d_m n = 3 \cdot 10^6 \dots 4 \cdot 10^6$ мм·об/мин. С ростом требований к надежности двигателя разрабатываемые технологии должны быть направлены на обеспечение работоспособности подшипников в условиях высоких частот вращения. Одним из перспективных подходов

является применение подшипников качения с керамическими элементами.

Преимущества и проблемы применения керамических и гибридных подшипников

Плотность безоксидной керамики (нитрид кремния, карбид кремния) в 2,5 раза ниже плотности стали, поэтому величина центробежных сил, направленных от керамических тел качения на дорожку качения наружного кольца, будет ниже. Размеры керамических тел качения при повышении рабочей температуры увеличиваются незначительно из-за низкого значения

^{*}) Параметр быстроходности $d_m n$ характеризует скорость работы подшипника и равен произведению среднего диаметра подшипника (мм) на частоту вращения внутреннего кольца (об/мин). В некоторых странах используется параметр DN, равный произведению внутреннего диаметра подшипника на частоту вращения, имеющий также обозначение MDN, $MDN = DN \cdot 10^{-6}$.

коэффициента теплового расширения. Это позволяет уменьшить номинальный радиальный зазор в подшипнике и обеспечить большую жесткость опор и низкие вибрации ротора при эксплуатации.

Разделяют полностью керамические подшипники, кольца и тела качения которых изготовлены из керамики, и гибридные подшипники, имеющие керамические тела качения и стальные кольца.

Использование полностью керамических подшипников качения ограничено. Установка колец из керамики на стальной вал затруднена из-за низкой ударной вязкости керамики и небольшого, по сравнению со сталью, коэффициента теплового расширения. Вместе с тем в 1970–1980-х годах рассматривалось применение полностью керамических подшипников качения в роторах авиационных двигателей. Например, в работе [4] показан способ установки керамического подшипника на стальной вал. Конусообразная форма внутреннего кольца керамического подшипника (рис. 1,а) позволяет сохранить требуемую посадку независимо от расширения стального вала при нагреве. В статье [5] предложены варианты монтажа полностью керамических подшипников на вал с использованием промежуточных компенсирующих втулок (рис. 1,б,в).

В настоящее время полностью керамические подшипники качения применяют в коррозионно-активных средах (в химической и пищевой промышленности) в условиях низких нагрузок и частот вращения. Материал колец и тел качения – частично стабилизированный диоксид циркония, оксид алюминия, карбид кремния или нитрид кремния.

Гибридные подшипники применяют в высокооборотных изделиях, к которым предъявляются высокие требования по ресурсу и надежности. Для изготовления тел качения в гибридных подшипниках используют нитрид кремния Si_3N_4 , обладающий высокими усталостными свойствами, трещиностойкостью и низкой плотностью. Кроме того, как показали результаты испытаний на контактной роликовой установке [6], при сухом трении величина износа тел качения из нитрида кремния меньше, чем у тел из карбида кремния, оксида алюминия и подшипниковой стали.

Гибридные подшипники с телами качения из нитрида кремния уже более 30 лет успешно используют в шпинделях металлообрабатывающих станков [7, 8]. В авиакосмической отрасли гибридные подшипники начали применять в высокооборотных малонагруженных и малогабаритных изделиях. Например, переход от стальных к гибридным подшипникам в турбонасосе высокого давления окислителя Шаттла позволил решить проблемы, связанные с износом подшипников [9]. Результаты исследований применительно к турбокомпрессорам кондиционирования воздуха показали, что внедрение гибридных подшипников позволяет снизить стоимость жизненного цикла изделия и увеличить ресурс подшипников [10].

Работоспособность гибридных подшипников при высоких частотах вращения подтверждена рядом исследований. В работе [11] приведены результаты испытаний гибридных подшипников с внутренним диаметром 45 мм при параметре быстроходности DN до $3,25 \cdot 10^6$ мм·об/мин ($n = 72\,200$ об/мин). После этого

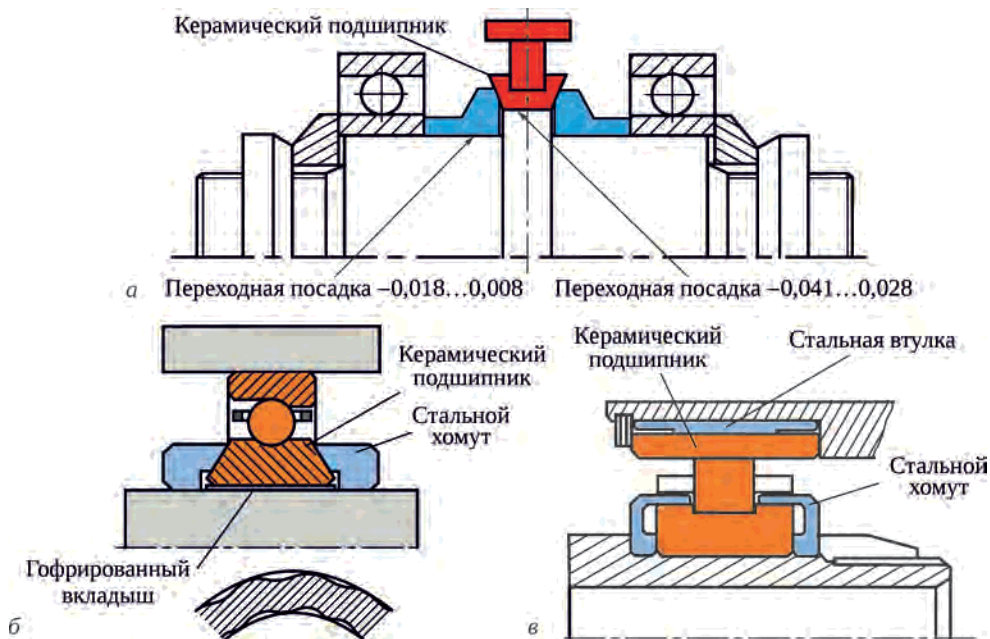


Рис. 1. Варианты установки полностью керамического подшипника:

а – использование конусообразного внутреннего кольца [4]; б – установка при помощи упругого гофрированного вкладыша [5]; в – установка при помощи компенсирующей втулки на наружном кольце [5]

гибридный подшипник успешно прошел длительные эксплуатационные испытания в течение 400 ч в составе двигателя AGT1500. Исследователи из GE [12] продемонстрировали возможность использования гибридного подшипника с внутренним диаметром 120 мм при параметре быстроходности DN до $3 \cdot 10^6$ мм·об/мин. В рамках работ по проекту «Эффективная масляная система» фирма FAG Aerospace совместно с MTU Aeroengines разработала гибридный подшипник с охлаждением наружного кольца (рис. 2) для применения в авиационных двигателях нового поколения. В ходе испытаний в 2015 г. удалось достичь рекордного значения параметра быстроходности $d_m n = 4 \cdot 10^6$ мм·об/мин [13, 14].

При высокой частоте вращения на внутреннее кольцо подшипника действуют высокие растягивающие напряжения в окружном направлении. В сталях сквозной закалки (типа M50 и ЭИ347) эти напряжения приводят к быстрому росту трещины и могут вызвать разрушение внутреннего кольца. В высокооборотных гибридных подшипниках для изготовления внутренних колец используют поверхностно-упрочняемые стали и стали дуплексного упрочнения (типа M50NiL). Их поверхностный слой (цементированный, азотированный) благодаря остаточным сжимающим напряжениям обеспечивает дополнительное сопротивление усталости при качении. Более мягкая и упругая сердцевина кольца позволяет установить посадку с большим натягом, необходимую при высоких частотах вращения и температурах. Специалисты компании FAG [1] оценивают использование гибридных подшипников с кольцами из дуплексно-упрочненной стали в составе опор авиационных двигателей как приоритетное направление в ближайшие два десятилетия.

В США технология применения гибридных подшипников в составе опор авиационных ГТД военного назначения отработывалась в рамках программы ИРТЕТ. Были проведены сравнительные испытания стального и гибридного подшипников для опоры № 3

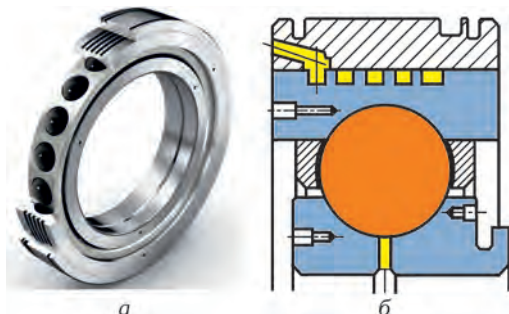


Рис. 2. Высокоскоростной гибридный подшипник фирмы FAG Aerospace, при испытании которого достигнуто значение $d_m n = 4 \cdot 10^6$ мм·об/мин:
 а – гибридный подшипник в сборе [13];
 б – схема подвода масла к наружному кольцу [14]

двигателя F117-PW-100 [15]. Результаты испытаний показали, что подшипники с керамическими телами качения требуют меньшей прокачки масла, а при отключении подачи масла обеспечивают более длительную работоспособность.

До недавнего времени гибридные подшипники не применялись в опорах главных роторов гражданских двигателей. Однако в передней опоре ротора компрессора высокого давления сертифицированного двигателя Leap [2] установлен гибридный подшипник фирмы SKF с керамическими телами качения, работающий при параметрах быстроходности $d_m n = 2,8 \cdot 10^6 \dots 3,3 \cdot 10^6$ мм·об/мин. Компания Rolls-Royce предполагает установку гибридных подшипников в опорах газогенераторов двигателей, разрабатываемых по программам Advance и Ultrafan [16].

Подшипники авиадвигателей должны соответствовать строгим требованиям надежности и безопасности. В гибридном подшипнике разрушение керамических тел качения может быть критичным, поэтому они должны характеризоваться низкой концентрацией и малым размером имеющихся дефектов, однородностью свойств по сечению и высокой точностью обработки. Для изготовления керамических тел качения используют горячее изостатическое прессование (ГИП), изготовленные тела качения проходят 100% неразрушающий контроль. Результаты усталостных испытаний фирмы NSK [7] показали, что шарики с дефектами имеют низкую долговечность, в то время как шарики, успешно прошедшие неразрушающий ультразвуковой контроль по принятой фирмой методике, имеют долговечность почти в 8 раз выше номинальной долговечности стальных шариков. Требования к свойствам нитрида кремния и к телам качения из него включены в стандарты ISO. Стандарт ISO 26602 [17] определяет физические и механические свойства керамических материалов для шариков подшипников качения; стандарт ISO 3290-2 [18] – размеры керамических шариков, качество поверхности, методы оценки некруглости, виды дефектов и способы их обнаружения; стандарт ISO 14627 [19] – методы испытаний нитрида кремния для изготовления тел качения.

Одной из ключевых задач для гибридных подшипников является создание системы обнаружения начала разрушения в керамических телах качения в процессе эксплуатации. При этом система контроля состояния подшипника должна состоять из двух независимых сигнализаторов начала разрушения. Магнитная пробка не способна обнаружить неметаллические частицы, поэтому для гибридных подшипников предлагается использовать оптические сенсоры [20], которые способны улавливать наличие как керамических, так и металлических частиц. Альтернативным способом

является применение ультразвуковых датчиков, однако при этом требуется предварительная настройка оборудования, так как небольшие пузыри воздуха в масле тоже могут детектироваться как частицы разрушения [12]. Момент начала разрушения можно также диагностировать по результатам анализа вибрационного состояния подшипника. Сравнение вибрационных характеристик гибридного и стального подшипников [21] показало, что характер вибросигналов подшипников одинаковый, при этом величины пиков виброскорости в гибридном подшипнике несколько выше, и следовательно, для гибридных подшипников могут быть применены методы вибродиагностики стальных подшипников.

Дефекты в керамике

Длительные испытания гибридных подшипников с телами качения из нитрида кремния при максимальных контактных напряжениях 3,3 ГПа [22] показали, что механизм образования контактного усталостного выкрашивания аналогичен механизму возникновения разрушения в стали. При этом появление начального выкрашивания (сполла) в телах качения из нитрида

кремния, в отличие от оксида алюминия и карбида кремния, не приводит к быстрому разрушению всего тела качения. В зависимости от размера зерна керамики механизм разрушения может меняться от хрупкого к квазипластичному [23].

Выкрашивание в телах качения из нитрида кремния возникает из-за наличия в материале микропор и посторонних включений. Согласно результатам испытаний керамических шариков с серповидной трещиной на поверхности [24], главный фактор, определяющий долговечность подшипника, – не наличие трещины на поверхности, а пористость керамики. Наиболее критичной является область на глубине 5...20 мкм ниже поверхности качения.

Анализ разрушений шариков (рис. 3) из нитрида кремния показал, что даже маленькие раковины диаметром менее 2 мкм, образовавшиеся при спекании материала, могут приводить к разрушению [8].

Как и в стали, трещина в керамике зарождается под поверхностью качения, затем растет и в итоге образует выкрашивание. Однако образование трещины в керамических телах качения идет за счет действия главных растягивающих напряжений [26, 27], в отличие от подшипниковой стали, где к образованию трещины

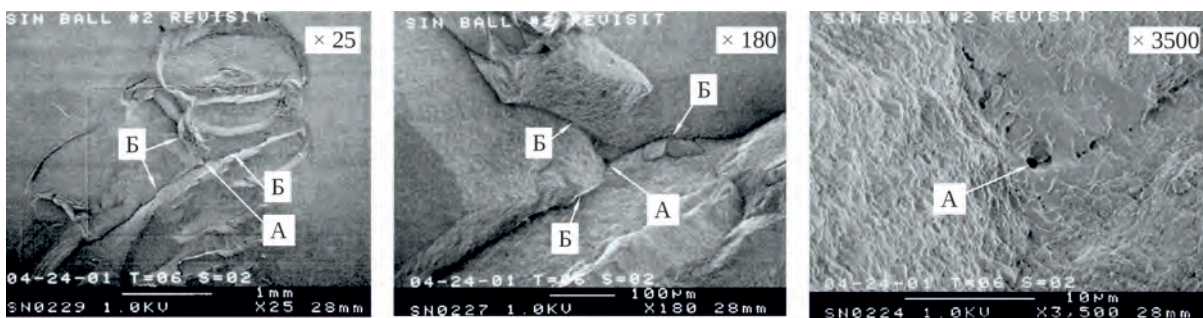


Рис. 3. Выкрашивание (сполл) на керамическом шарике [8]:
А – раковина в материале, откуда началось развитие разрушения; Б – вторичные трещины



Рис. 4. Механизм развития контактного усталостного выкрашивания в нитриде кремния [30]:
А – место начала разрушения; Б – развитие трещины на поверхность под небольшим углом; В – вторичные трещины;
а – схема выкрашивания; б – фотография выкрашивания

приводят подповерхностные касательные напряжения [28]. Как отмечено в статье [29], развитие трещины в керамике зависит от величины контактных напряжений и режима смазывания подшипника, но не зависит от направления качения.

В работе [25] предложен подход к предсказанию развития трещины в керамических телах качения и указано, что существенное влияние на развитие дефекта оказывает величина поверхностного трения, что свидетельствует о необходимости смазывания гибридных подшипников.

В статье [30] процесс образования выкрашивания в керамическом материале разделяется на две фазы (рис. 4). Первая фаза – образование усталостной трещины под поверхностью в месте неоднородности материала (поры) и ее развитие под малым углом к поверхности качения. Вторая фаза – появление вторичных поверхностных трещин, которые, по мнению авторов, играют определяющую роль в образовании выкрашивания.

Усталостные испытания тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников

На рис. 5 представлено обобщение результатов усталостных испытаний тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников, выполненное в работе [22]. Показанная номинальная долговечность*) керамических тел качения и гибридных подшипников, полученная по результатам испытаний, сравнивается с расчетной долговечностью стальных образцов и подшипников (согласно теории Лундберга – Пальмгрена и работе [31]).

Результаты сравнительных усталостных испытаний стальных (M50) и керамических (нитрид кремния NC-132) шариков диаметром 17,5 мм на 4-х шариковой установке [32] показали, что применение дополнительной обработки поверхностей шариков может увеличить их номинальную долговечность до 4 раз.

Свойства и технология изготовления нитрида кремния постоянно улучшаются. Сравнительные усталостные испытания шариков из нитрида кремния NS-110 и нитрида кремния NC-132 на 5-шариковой установке свидетельствуют, что усталостные свойства нитрида кремния NC-132 на порядок выше [31].

В работах [8, 33] проведены сравнительные испытания стальных и гибридных подшипников с внутренним диаметром 35 мм при частоте вращения 5400 об/мин. На первом этапе имитировались одина-

ковые контактные напряжения 1875 МПа; на стальные подшипники действовала нагрузка 13,34 кН, на гибридные – 6,67 кН. Для сокращения времени испытания проведены в группах по 4 подшипника, при выходе из строя одного подшипника прекращались испытания всей группы (методика «sudden-death»). При достижении наработки 2500 ч испытания прекращались. Всего было испытано по шесть групп подшипников. Во всех группах стальных подшипников наблюдались разрушения. Все гибридные подшипники отработали 2500 ч без разрушений. При статистическом анализе проведен пересчет номинальной долговечности стальных подшипников так, как если бы на них действовала такая же нагрузка 6,67 кН, как и на гибридные. Анализ результатов испытаний 24 стальных и 24 гибридных подшипников показал, что номинальная долговечность гибридных подшипников в два раза выше, чем у стальных: $L_{10\text{ сталь}} = 4,3 \cdot 10^6$ циклов, $L_{10\text{ гибрид}} = 8,6 \cdot 10^6$ циклов. На втором этапе [8] проведены испытания четырех групп гибридных подшипников (по 4 подшипника в группе) того же типоразмера при нагрузке 13,34 кН ($\sigma_{\text{max}} = 2,29$ ГПа). В трех подшипниках произошли разрушения керамических шариков при наработках 1548, 3408 и 3441 ч, на одном подшипнике обнаружено выкрашивание внутреннего кольца при наработке 2250 ч. Сравнение с результатами ранее проведенных испытаний стальных подшипников [33] показало, что при таких контактных напряжениях номинальная долговечность гибридных подшипников в 6,7 раза выше долговечности стальных подшипников.

Обобщение результатов усталостных испытаний керамических образцов и гибридных подшипников приведено в табл. 1.

Помимо более высоких усталостных свойств гибридные подшипники обнаруживают преимущества над стальными при работе в условиях загрязнения. Согласно результатам сравнительных испытаний SKF [34] гибридные подшипники имеют меньший износ в условиях загрязнения масла, чем стальные. При испытаниях износ измерялся по осевому перемещению кольца подшипника: для стального подшипника перемещение кольца составило 60 мкм, для гибридного – менее 5 мкм. Сравнительные испытания при наличии загрязнения масла твердыми частицами оксида алюминия [34] показали, что долговечность гибридных подшипников в этих условиях до 20 раз выше, чем стальных.

Испытания гибридного подшипника ($d = 133$ мм) с наличием дефекта (риска шириной 0,5 мм и глубиной 0,25 мм) на наружном стальном кольце [12] подтвердили возможность длительной работы в усло-

*) Номинальная долговечность – долговечность, соответствующая 90% вероятности безотказной работы подшипников (L_{10} – в циклах, L_{10h} – в часах).

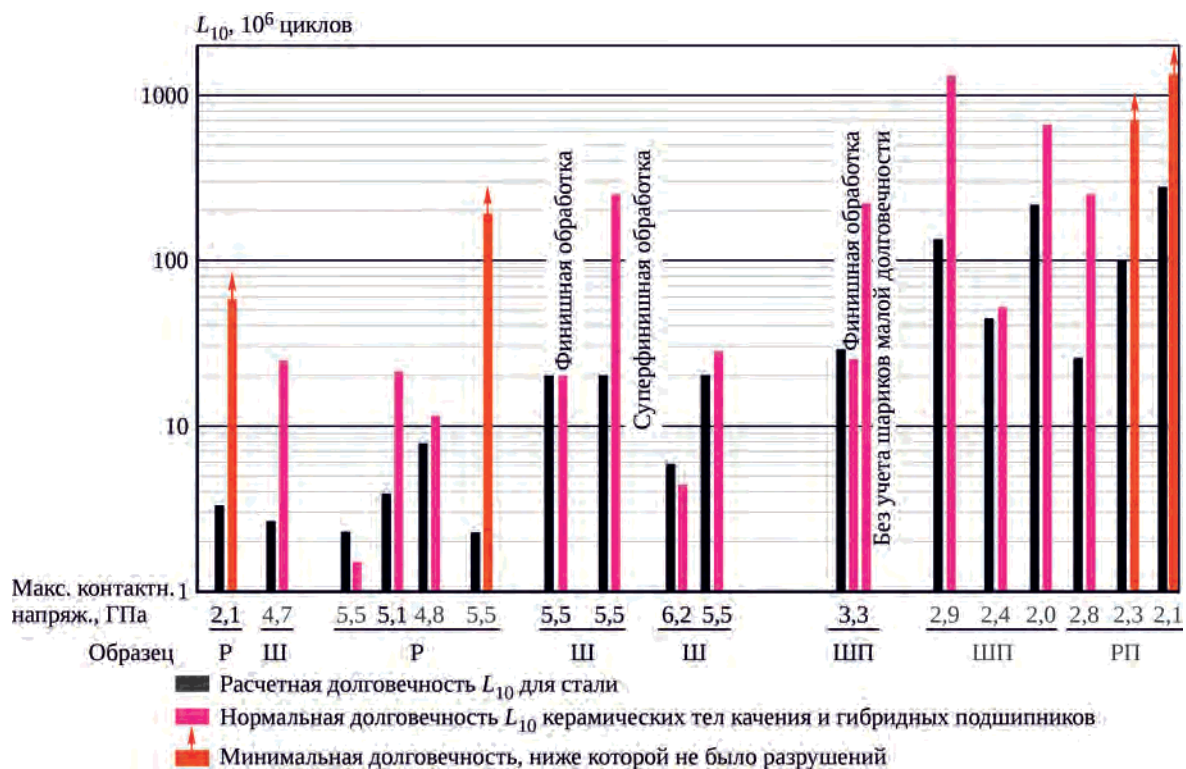


Рис. 5. Результаты испытаний на контактную усталость [22]:

Р – ролик; Ш – шарик; ШП – шариковый подшипник; РП – роликовый подшипник

Таблица 1. Результаты усталостных испытаний тел качения из нитрида кремния и гибридных подшипников

Год	Исследователи и ссылка	Объект и вид испытаний	Максимальное контактное напряжение σ , ГПа	L_{10} , 10^6 циклов		
				Сталь (расчет)	Сталь (экспер.)	Нитрид кремния / гибрид
1973	Baumgartner H.R. [4, 22]	Стержень-ролик	5,5	2,2	–	1,4
		Стержень-ролик	5,1	4	–	21
		Стержень-ролик	4,8	7,8	–	11,8
1974	Valori R. [22]	Стержень-ролик	5,5	2,2	–	197
1975	Dalal H.M. и др. [22]	Ролик-плоскость	2,1	3	–	56
		Шарик-плоскость	4,7	2,6	–	24
1975	Parker R.J., Zaretsky E.V. [22, 31]	5-ти шариковая установка, $D_w = 12,7$ мм	6,2	5,8	–	4,4
			5,5	19	–	29
1975	Dalal H.M. и др. [22]	ШП, радиальная нагрузка	3,3	30	–	27 (227*)
1976	Lorosch H.K. и др. [22]	ШП, осевая нагрузка	2,9	140	–	1460
1977	Dalal H.M. [22]	4-х шариковая установка	5,5	20	–	20 (262**)
1977	Baumgartner H.R. [22]	РП	2,8	27	–	270
		РП	2,3	110	–	710
		РП	2,1	300	–	1400
1980	Morrison F.R., Yonushonis T. [22]	ШП, осевая нагрузка	2,4	47	–	57
		ШП, осевая нагрузка	2,0	225	–	750
1996	Miner J.R. и др. [15]	V-образная установка, шарик, $D_w = 28,575$ мм	3,8	–	$L_{10h} = 43,4$ ч	$L_{10h} = 166$ ч
1999	Robinson E.Y. [33]	ШП, $d = 35$ мм	1,88	–	4,3	8,6
2003	O'Brien M.J. и др. [8]	ШП, $d = 35$ мм	2,29	–	$L_{10h} = 590$ ч	$L_{10h} = 3954$ ч

Обозначения: ШП – шариковый подшипник; РП – роликовый подшипник; D_w – диаметр тел качения; d – внутренний диаметр подшипника; * – без учета шариков с малой долговечностью; ** – после операции суперфиниша.

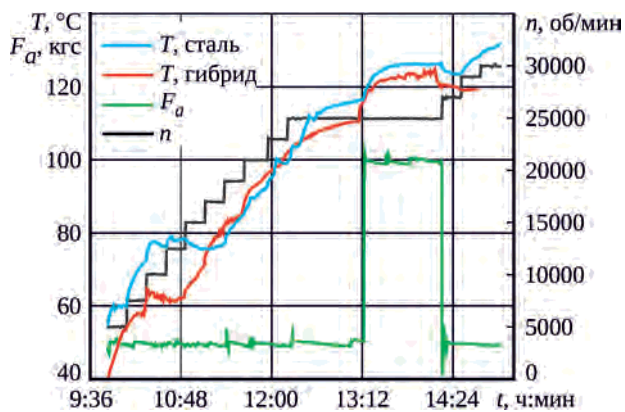


Рис. 6. Температура наружных колец стального и гибридного подшипников при смазывании консистентной смазкой начавшегося усталостного разрушения стальных дорожек качения. Испытания проведены на режимах эксплуатации в составе газотурбинного двигателя: $F_a = 4 \dots 40$ кН, $n = 8700 \dots 14800$ об/мин. Испытано три подшипника, которые разрушились из-за поломки сепаратора. Время до разрушения составило 22...64 ч.

Гибридные подшипники также обнаруживают преимущества при работе на консистентной смазке. Сравнительные испытания шариковых подшипников с внутренним диаметром 20 мм при их смазывании консистентной смазкой [35] показали, что гибридные подшипники обладают долговечностью в 3 раза выше, чем стальные. Исследователи связывают это с низкой адгезией между керамикой и сталью. Испытания проведены при частоте вращения $n = 20000$ об/мин, $d_m n = 0,67 \cdot 10^6$ мм·об/мин и температуре 140°C при осевой и радиальной нагрузках $F_a = 100$ Н и $F_r = 50$ Н, соответственно.

Сравнительные испытания стальных и гибридных подшипников при их смазывании консистентной смазкой ЦИАТИМ 221, проведенные в ЦИАМе, показали, что температура наружного кольца гибридного подшипника на высоких частотах вращения на $5 \dots 10^\circ\text{C}$ ниже температуры кольца стального подшипника (рис. 6).

Расчет долговечности гибридных подшипников

Контактные напряжения в гибридном подшипнике выше, чем в стальном, из-за большей величины модуля упругости керамики. С другой стороны, меньший эллипс контакта в гибридном подшипнике ведет к снижению поверхностных касательных напряжений и, соответственно, к увеличению его долговечности. Кроме этого, за счет меньшей плотности нитрида кремния центробежная нагрузка на наружное кольцо гибридного подшипника меньше, чем в стальном подшипнике. Стандартные зарубежная [36] и отечественная [37] методики расчета долговечности подшипников не учи-

тывают эти особенности и не могут быть напрямую применены для расчета гибридных подшипников. На практике используются следующие подходы.

Первый подход предполагает расчет долговечности гибридного подшипника L_H через долговечность стального L_S с учетом различия контактных напряжений в стальных $S_{\max S}$ и гибридных $S_{\max H}$ подшипниках [5, 38]:

$$L_H = L_S \left(\frac{S_{\max S}}{S_{\max H}} \right)^m,$$

где $m = 9$ для точечного контакта и $m = 6,77$ для линейного контакта.

На основании этого подхода в работе [5] предложено использовать поправочный коэффициент к долговечности гибридного подшипника: $L_H = 0,29L_S$. Компанией SKF [22], в свою очередь, предложено соотношение $L_H = 0,32L_S$ для шариковых подшипников и $L_H = 0,39L_S$ для роликовых подшипников. Аналитическое сравнение долговечности гибридного и стального подшипников с внутренним диаметром 120 мм показало, что использование гибридных подшипников оправдано при параметре быстроходности $DN \geq 2,5 \cdot 10^6$ мм·об/мин, когда влияние центробежных сил от тел качения становится значительным [22].

Для расчета долговечности гибридного подшипника в работе [39] предложено соотношение для пересчета напряжений:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_S} = \left(\frac{1 + RA}{1 + A} \right)^{1/3} B,$$

где σ_H , σ_S – контактные напряжения в гибридном и стальном подшипниках, параметр A характеризует влияние центробежных сил на максимальные контактные напряжения, коэффициенты B и R отражают разницу в физических и механических свойствах керамики и стали. Снизить контактные напряжения в гибридных подшипниках можно путем уменьшения радиусов желобов дорожек качения. Однако, как показали результаты испытаний [12], температура колец подшипника с уменьшенными радиусами желобов дорожек качения выше, чем у стального и гибридного подшипников стандартной геометрии.

Другой подход к определению долговечности гибридных подшипников предполагает ввод корректирующих коэффициентов к номинальной долговечности на основании сравнительных усталостных испытаний стальных и гибридных подшипников. Например, фирма NSK использует для гибридных подшипников повышающий коэффициент $A_{\text{мат}} = 4$ [7]. При внедрении гибридного подшипника в опору двигателя F117 [15] исследователи компании Pratt & Whitney и производителя керамических тел качения CERBEC исполь-

зовали следующую стратегию установления ресурса гибридных подшипников. Если учитывать различие в значениях модуля упругости и коэффициента Пуассона керамики и стали, расчетная номинальная долговечность L_{10} гибридного подшипника будет в 2...2,5 раза ниже долговечности стального подшипника. Однако по результатам сравнительных усталостных испытаний стальных и керамических шариков установлено, что усталостная долговечность керамических тел качения в 5 раз выше стальных. Поэтому в итоге было принято, что долговечность гибридного подшипника в 2...2,5 раза выше номинальной долговечности стального подшипника. Авторы указанной работы также отмечают, что на основе накопленного опыта эксплуатации большого числа авиационных подшипников из стали М50 повышающий коэффициент к номинальной долговечности принят равным 25. Для установки такого коэффициента для гибридных подшипников требуется достаточный опыт их эксплуатации.

Третий подход к расчету долговечности гибридных подшипников представлен в национальном стандарте Германии DIN 281, приложение № 5 [40], где приведена формула для расчета динамической грузоподъемности гибридных подшипников.

Тепловыделение

При изменении тяги ГТД меняются условия работы подшипника. В этот момент в шариковых¹⁾ подшипниках может возникать существенное скольжение между телами и дорожками качения, связанное с недостаточной осевой силой в контакте тел качения с дорожками колец, приводящее к износу дорожек и тел качения подшипника. В гибридных подшипниках низкая центробежная нагрузка от керамических тел качения уменьшает разницу в углах контакта шарика с внутренним и наружным кольцами, что ведет к меньшему скольжению и тепловыделению [15, 22].

Экспериментально подтверждено [41], что при малом скольжении в контакте ($SRR^{2)} = 5\%$) для пары трения сталь М50/керамика Si_3N_4 требуется в 3 раза меньше масла, чем для пары сталь М50/сталь М50. Однако при значительном скольжении ($SRR = 45\%$) преимущества использования керамики уже не наблюдаются. Чтобы избежать скольжения в подшипнике необходимо обеспечить достаточную осевую нагрузку, при этом для гибридного подшипника величина требуемой осевой силы может быть до 65% ниже, чем

для стального подшипника [11]. Исследования подшипников при высоком скольжении ($SRR = 80\%$) [11] показали, что гибридные подшипники сохраняют работоспособность при отсутствии следов износа.

Сравнительные испытания на износ шариков из нитрида кремния и стали М50 при параметре износа $SV^{3)} = 8000...8600$ МПа·м/с показали преимущества керамического материала [11]. После испытаний на стальных шариках наблюдался износ с зонами выкрашивания до 12 мкм, на керамических шариках следы износа отсутствовали.

Нитрид кремния обладает низким коэффициентом трения по стали и по нитриду кремния при отсутствии смазки [22]. В случае сухого трения коэффициент трения для пары сталь М50/сталь М50 составляет 0,54, для пары $Si_3N_4/Si_3N_4 - 0,17$, для гибридной пары трения М50/ $Si_3N_4 - 0,15$. При смазывании маслом коэффициент трения для всех пар варьируется от 0,11 до 0,13. Поэтому стоит ожидать, что разница в тепловыделении между стальными и гибридными подшипниками будет особенно заметна при малых расходах масла в условиях пограничного смазывания.

Сравнительные исследования теплового состояния гибридных и стальных подшипников показывают, что температура деталей гибридного подшипника незначительно отличается от температуры деталей стального подшипника и в зависимости от условий эксплуатации может быть как выше, так и ниже нее.

Испытания фирмы FAG [1, 42, 43] показали, что в гибридных подшипниках образуется меньше тепла, и кольца подшипника имеют меньшие температуры. В лаборатории AFRL проведены сравнительные испытания стального [43] и гибридного [44] подшипников качения с внутренним диаметром 133 мм при $DN = 1,5 \cdot 10^6...2,6 \cdot 10^6$ мм·об/мин и при осевых нагрузках 13,35 и 53,4 кН. Расход масла составлял 7,3...11,4 л/мин при температуре 66 и 121°C. В результате испытаний отмечено, что температура наружного кольца гибридного подшипника на 3...10°C ниже температуры стального. При этом разница в тепловыделении (до 2 кВт) наблюдается при высоких частотах вращения и нагрузках, что авторы статьи [44] связывают с меньшим трением керамики по металлу.

С другой стороны, проведенные компанией Textron Lycoming [11] испытания показали, что температура наружного кольца гибридного подшипника выше температуры стального подшипника. Первоначально исследователи связывали это с высоким

¹⁾ Скольжение также может происходить в роликовых подшипниках при недостаточной радиальной нагрузке.

²⁾ SRR (Slide to Roll Ratio) – параметр, равный отношению скорости скольжения к скорости качения в контакте.

³⁾ Параметр SV характеризует условия для возникновения износа и равен произведению контактных напряжений S [МПа] на величину скорости скольжения в контакте V [м/с].

скольжением тел качения по наружному кольцу. Однако повторные испытания с замером действительной скорости сепаратора эту гипотезу не подтвердили. Анализ тепловыделения в подшипниках показал, что в стальном подшипнике величина тепла, уносимого маслом, на 18% выше, чем в гибридном подшип-

нике. Авторы сделали вывод, что за счет низкой теплопроводности керамики через тела качения передается меньше тепла к маслу, а это приводит к высокой температуре наружного кольца.

Преимущество использования гибридных подшипников при малых расходах масла также отмечено

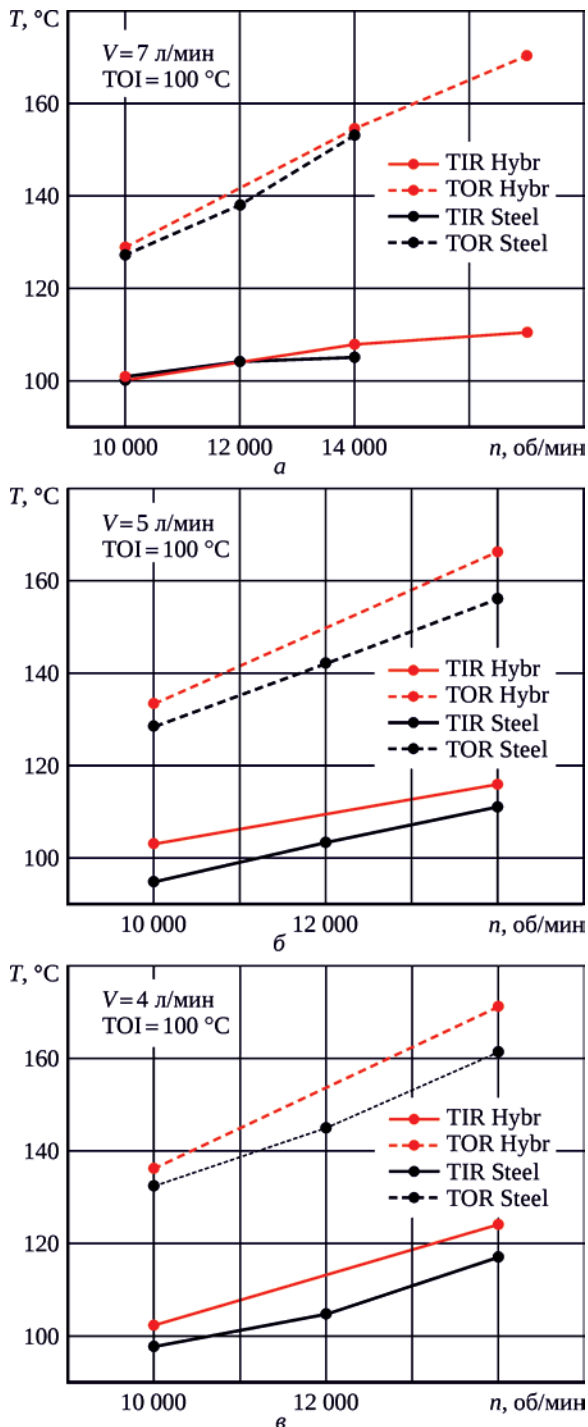


Рис. 7. Температура внутреннего TIR и наружного TOR колец гибридного (Hybr) и стального (Steel) подшипников с внутренним диаметром 130 мм в зависимости от частоты вращения при различных расходах масла V :
 а – $V = 7$ л/мин; б – $V = 5$ л/мин; в – $V = 4$ л/мин

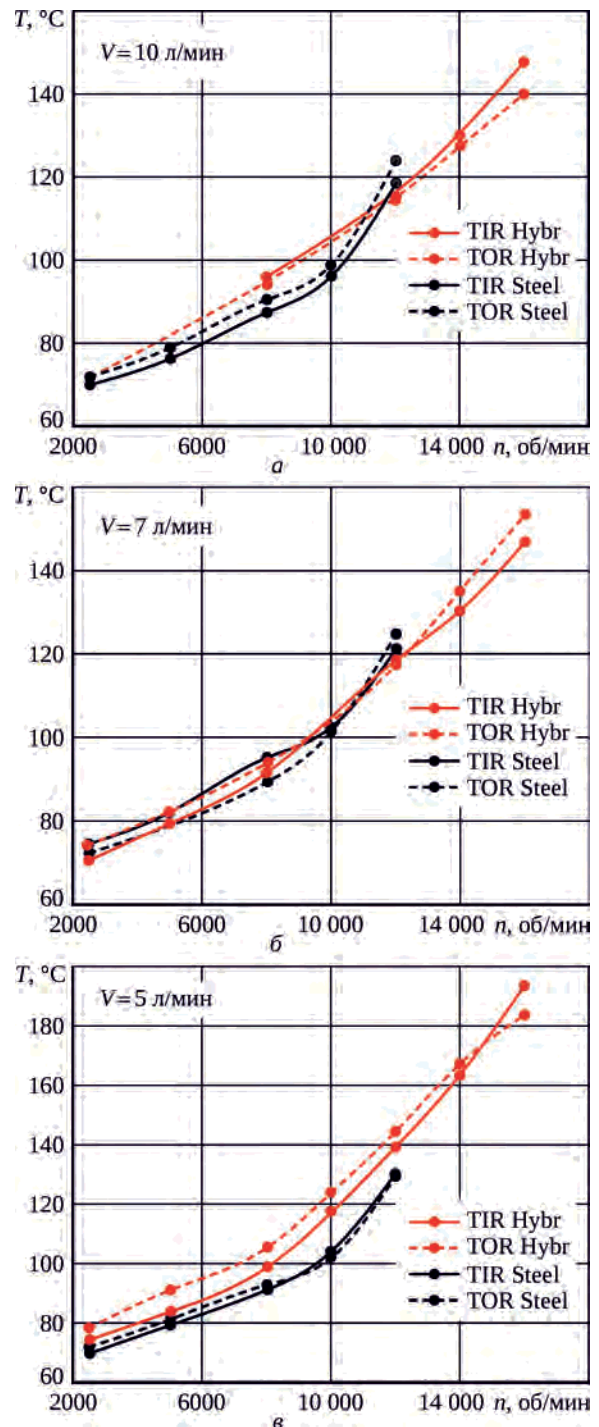


Рис. 8. Температура внутреннего TIR и наружного TOR колец гибридного (Hybr) и стального (Steel) подшипников с внутренним диаметром 150 мм в зависимости от частоты вращения при различных расходах масла V :
 а – $V = 10$ л/мин; б – $V = 7$ л/мин; в – $V = 5$ л/мин

в работе специалистов компании GE [12]. Сравнительные испытания стальных и гибридных подшипников проведены при пониженных расходах масла $V=0,9$ л/мин (3 MDN, $F=22,2$ кН). Испытания стального подшипника были прекращены из-за его высокой температуры (232°C). Гибридный подшипник отработал требуемое время без следов износа на дорожках качения.

Результаты других исследований [5, 15, 45] показали одинаковый уровень температур колец стального и гибридного подшипников. В рамках исследования возможности применения гибридного подшипника для опоры двигателя F117-PW-100 [15] проведены сравнительные испытания стального и двух гибридных подшипников со средним диаметром 178 мм при частотах вращения 7000...12000 об/мин ($DN = 1,25 \cdot 10^6 \dots 1,78 \cdot 10^6$ мм·об/мин) и осевых нагрузках 11,1...44,4 кН. Прокачка масла через подшипник составляла $V=21,2$ л/мин при температуре на входе 93,3°C. На всех режимах испытаний детали стального и гибридного подшипников имели приблизительно одинаковую температуру.

Сравнительные испытания стального и гибридного подшипников с внутренним диаметром 150 мм при $DN \leq 2,25 \cdot 10^6$ мм·об/мин ($n=8000 \dots 15000$ об/мин, $F_a=19,6 \dots 34,3$ кН, $V=15$ л/мин) проведены компанией NSK [45]. При осевой нагрузке $F_a=19,6$ кН уровень тепловыделения в стальном и гибридном подшипниках был примерно одинаковым. При осевой нагрузке $F_a=34,3$ кН на малой частоте вращения ($n=8000$ об/мин) уровень тепловыделения в гибридном подшипнике был меньше, чем в стальном, на средних частотах вращения ($n=10000 \dots 14000$ об/мин) уровень тепловыделения в гибридном подшипнике был несколько выше, а при высокой частоте вращения ($n=15000$ об/мин) уровни тепловыделения примерно совпадали. Малое отличие в тепловыделении при испытаниях подшипников было объяснено тем, что около 60...70% суммарного тепловыделения связано с потерями на перемешивание (взбалтывание) масла.

В ЦИАМе проведены сравнительные испытания стальных и гибридных радиально-упорных подшипников с трехточечным контактом с внутренними

Таблица 2. Результаты сравнительных исследований теплового состояния стальных и гибридных подшипников

Год	Исследователи и ссылка	Условия испытаний	НТО, кВт		TOR, °C		
			Сталь	Гибрид	Сталь	Гибрид	
1989	Zaretsky E.V. [5]	$d=35$ мм; $n=30\ 000 \dots 72\ 000$ об/мин; MDN = 1...2,8; $F_a=1,2$ кН; $V=1,15$ л/мин; TOI = 66°C	0,7...3	0,5...2,9	85...138	83...137	
1990	Ebert F.J. [42]	$d=42$ мм; $n=8800 \dots 26\ 600$ об/мин; MDN = 0,37...1,11; $F_r=0,3$ кН; $F_a=0,65$ кН; пластик. смазка	–	–	30...60	30...42	
1994	Slaney F.D. [11]	$d=50$ мм; $n=50\ 000$ об/мин; MDN = 2,5	0,26...0,33	0,25...0,31	174...198	152...188	
1994	Rhoads M.A. и др. [12]	$d=120$ мм; $n=12\ 500 \dots 25\ 000$ об/мин; MDN = 1,5...3; $F_a=4,4 \dots 22,2$ кН; $V=3,7 \dots 7,6$ л/мин	–	–	141...214	138...211	
1996	Miner J.R. и др. [15]	$d=133$ мм; $F_a=10 \dots 42$ кН; TOI = 93,3°C; $V=21,2$ л/мин	$n=7000$ об/мин; MDN = 0,93	–	–	106...112	106...108
		$n=10\ 000$ об/мин; MDN = 1,33	–	–	117...122	115...124	
		$n=12\ 000$ об/мин; MDN = 1,60	–	–	125...131	124...131	
1997	Shoda Y. и др. [45]	$d=150$ мм; $n=8000 \dots 15\ 000$ об/мин; MDN = 1,2...2,25; $F_r=2,1$ кН; $V=15$ л/мин; TOI = 80°C	$F_a=19,6$ кН	6,1...15,6	5,1...16,3	100...125	95...124
			$F_a=34,3$ кН	6,2...17,9	5,6...17,7	99...133	97...127
2010... 2011	Forster N.H. и др. [43, 44]	$d=133$ мм; $F_a=13,35 \dots 40,05$ кН; $V=9,4; 11,4$ л/мин; TOI = 66...121°C	MDN = 1,5...2	7,9...23,7	7,9...20,1	103...182	99...173
			MDN = 2,1...2,6	12,1...34,3	12,9...33,8	127...216	121...201
2010... 2013	Петров Н.И. и др. (ЦИАМ)	$d=130$ мм; $n=10\ 000 \dots 14\ 000$ об/мин; MDN = 1,3...1,82; $F_r=3,9$ кН; $F_a=9,8 \dots 29,4$ кН; $V=4 \dots 7$ л/мин; TOI = 100°C	3,4...11,5	4,4...12,6	127...182	120...192	
2016	Gloeckner P. и др. [14]	$d=133$ мм; $n=15\ 000 \dots 17\ 000$ об/мин; MDN = 1,7...2,3; $F_a=40$ кН; $V=10$ л/мин; TOI = 80°C	21,9...27,7	20,6...26,8	–	–	
2018	Петров Н.И. и др. (ЦИАМ)	$d=150$ мм; $n=8000 \dots 12\ 000$ об/мин; MDN = 1,2...1,8; $F_r=2,9 \dots 5,4$ кН; $F_a=9,8 \dots 34,3$ кН; $V=5 \dots 10$ л/мин; TOI = 75...100°C	2,7...9,5	3,3...10,3	90...139	86...145	

Обозначения: НТО – тепло, отводимое от подшипника маслом; TOR – температура наружного кольца подшипника; d – внутренний диаметр подшипника; n – частота вращения внутреннего кольца; MDN – параметр быстроходности, 10^{-6} мм·об/мин; F_a, F_r – осевая и радиальная нагрузка на подшипник; V – расход масла, подаваемого к подшипнику; TOI – температура масла на входе в подшипник.

диаметрами 130 и 150 мм (рис. 7 и рис. 8). Подшипники с внутренним диаметром 130 мм испытаны при радиальной нагрузке $F_r = 4$ кН, осевой нагрузке $F_a = 10$ кН и расходах масла $V = 4 \dots 7$ л/мин на частотах вращения $n = 10\,000 \dots 14\,000$ об/мин. При малых расходах масла детали гибридного подшипника имеют более высокую температуру (рис. 7,б,в), а при расходе масла $V = 7$ л/мин температуры колец находятся примерно на одном уровне (рис. 7,а).

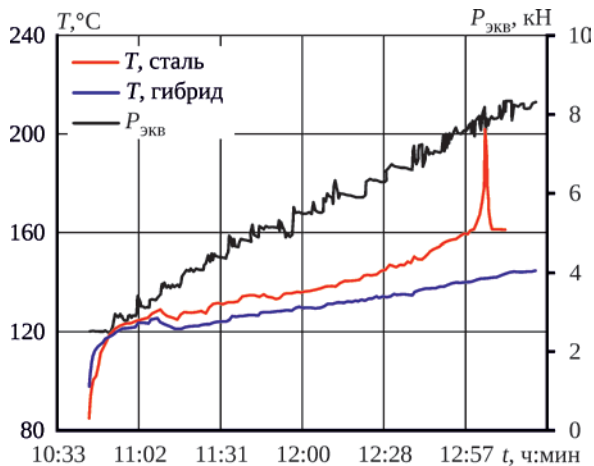


Рис. 9. Температура наружного кольца стального и гибридного подшипников при испытаниях без подачи масла

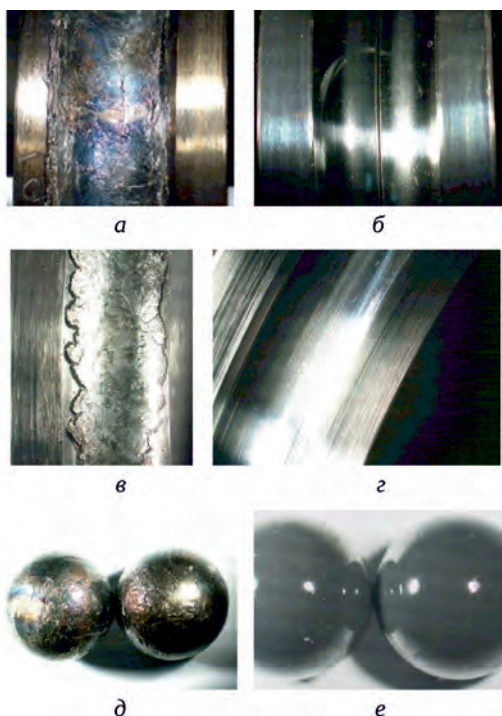


Рис. 10. Состояние деталей стального и гибридного подшипников после испытаний с прекращением подачи масла: дорожки качения внутреннего кольца стального (а) и гибридного (б) подшипников; дорожка качения наружного кольца стального (в) и гибридного (г) подшипников; д – стальные тела качения; е – керамические тела качения

Испытания подшипников с внутренним диаметром 150 мм проведены при расходах масла $5 \dots 10$ л/мин и нагрузках $F_r = 3$ кН, $F_a = 10$ кН на частотах вращения $n = 2000 \dots 12000$ об/мин, гибридный подшипник дополнительно испытан при частотах вращения $n = 14\,000$ и $16\,000$ об/мин. Температуры внутренних и наружных колец подшипников одного типа находились приблизительно на одном уровне (рис. 8).

Обобщенные результаты сравнительных исследований теплового состояния стальных и гибридных подшипников представлены в табл. 2.

Испытания с прекращением подачи масла

Сравнительные испытания стального и гибридного подшипников для двигателя F117-PW-100 [15] с прекращением подачи масла показали преимущества гибридного подшипника. До прекращения подачи расход масла составлял 21,2 л/мин при температуре $93,3^\circ\text{C}$. После отсечки масла на 30 с температура стального подшипника поднялась до 235°C , затем подшипник заклинило. Температура гибридного подшипника поднялась лишь до 163°C и его работа не вызвала замечаний. Дополнительно проведены испытания подшипников с длительной отсечкой масла при частоте вращения $n = 10\,754$ об/мин (крейсерский режим двигателя). Критерий возобновления подачи масла – повышение температуры подшипника на 30°C . В этих условиях без подачи масла стальной подшипник отработал 1 мин, а гибридный подшипник – 5,5 мин.

При сравнительных испытаниях подшипников с внутренним диаметром 150 мм [45] с прекращением подачи масла на 30 с температура внутреннего кольца стального подшипника стала повышаться через 10 с после отсечки масла, на 26-ой секунде температура внутреннего кольца повысилась на 60°C и подшипник заклинило. Гибридный подшипник успешно прошел испытания, при этом температура его внутреннего кольца повысилась лишь на 35°C .

Испытания радиально-упорных шарикоподшипников с внутренним диаметром 30 мм без подачи масла, проведенные в ЦИАМе, также показали преимущества гибридных подшипников. Прекращение подачи масла происходило при частоте вращения 25 000 об/мин и нагрузках $F_r = 0,3$ кН, $F_a = 1,5$ кН. Прокачка масла через подшипник до прекращения подачи составляла 0,8 л/мин. Испытания обоих подшипников при 5-кратном прекращении подачи масла в течение 60 с не привели к их заклиниванию. Для сравнительной оценки предельной возможности работы стального и гибридного подшипников без масла их испытания были продолжены на частоте вращения 25 000 об/мин с увеличенными осевой и радиальной нагрузками. При эквивалентной

нагрузке 7,5 кН произошло заклинивание стального подшипника с резким повышением его температуры до 205°C (рис. 9). Гибридный подшипник при данной нагрузке продолжил работу без замечаний и дополнительно отработал в течение 7 мин при эквивалентной нагрузке 8,1 кН. После проведения испытаний с прекращением подачи масла детали стального подшипника, в отличие от деталей гибридного подшипника, находились в неудовлетворительном состоянии, наблюдались следы работы при высоких температурах (рис. 10).

Заключение

На основании проведенного обзора исследований можно выделить следующие ключевые положения, характеризующие состояние разработки и использования гибридных подшипников с керамическими телами качения.

1. Гибридные подшипники используются в опорах высокооборотных роторов, например, в шпиндельных станках, высокооборотных малоразмерных турбокомпрессорах, а также в авиационных газотурбинных двигателях. В частности, гибридный подшипник установлен в передней опоре ротора КВД гражданского двигателя CFMI Leap. Предполагается использовать гибридные подшипники в разрабатываемых фирмой Rolls-Royce двигателях Advance и Ultrafan.

2. В гибридных подшипниках материалом тел качения в основном является нитрид кремния, обладающий плотностью более чем в два раза ниже плотности стали и высоким сопротивлением усталости.

3. Результаты усталостных испытаний керамических тел качения и гибридных подшипников показывают, что их номинальная долговечность от 2 до 8 раз выше долговечности работающих в тех же условиях стальных аналогов.

4. Усталостная трещина в керамических телах качения образуется из-за растягивающих напряжений. При высоких требованиях к надежности авиационных подшипников необходимо осуществлять 100% неразрушающий контроль тел качения.

5. Сравнительные исследования теплового состояния гибридных и стальных подшипников показывают,

что температура деталей гибридного подшипника незначительно отличается от температуры деталей стального подшипника.

6. Гибридные подшипники в сравнении со стальными обеспечивают лучшую работоспособность в условиях пограничного смазывания, загрязнения смазки, работы без смазки, а также при смазывании консистентной смазкой.

7. При проектировании опор с гибридными подшипниками необходимо учитывать разность в свойствах (модуль упругости, плотность, твердость) керамики и подшипниковой стали путем выбора материала, режима закалки стальных колец, радиусов желобов дорожек качения, радиального зазора в подшипнике.

8. Стальные кольца гибридного подшипника качения должны обладать высокой твердостью дорожек качения (до HRC64). Для изготовления внутренних колец, на которые действуют высокие окружные напряжения, рекомендуется использовать поверхностно упрочненные стали типа M50NiL, отличающиеся высокой твердостью поверхности и упругой сердцевиной.

9. При расчете долговечности гибридных подшипников используется повышающий коэффициент к номинальной долговечности стальных подшипников, полученный по результатам сравнительных усталостных испытаний. Кроме этого, используется подход, основанный на пересчете максимальных контактных напряжений в гибридном подшипнике. В стандарте DIN 281 (Приложение 5) для расчета долговечности проводится расчет динамической грузоподъемности гибридного подшипника по отдельной формуле.

10. Одной из ключевых задач эксплуатации гибридных подшипников является создание системы обнаружения начала разрушения в керамических телах качения. С этой целью предлагается использование оптических и ультразвуковых датчиков. При этом система контроля состояния подшипника должна состоять из двух независимых сигнализаторов начала разрушения.

11. Для подтверждения ресурса гибридных подшипников необходимо проведение длительных испытаний на стендах.

Литература / References

1. Gloeckner P., Rodway C. The Evolution of Reliability and Efficiency of Aerospace Bearing Systems // Engineering. 2017. Vol. 9. P. 962–991.
2. Gregory A. Zimmerman. The Sky is the Limit // SKF, Evolution. 2016.
3. Yoshikiyo Yukawa. Trends and Future Prospects for Rolling Bearing Technologies // Koyo Engineering Journal English Edition. 2001. No. 159E.
4. Baumgartner H.R., Sundberg D.V., Wheildon W.M. Silicon Nitride in Rolling Contact Bearings // National technical information service. 1973.
5. Zaretsky E.V. Ceramic Bearings for Use in Gas Turbine Engines // J. Materials Engineering. 1989. Vol. 11. No. 3.
6. Kim S.S., Kato K., Hokkirigawa K., Abe H. Wear Mechanism of Ceramic Materials in Dry Rolling Friction // Transaction of the ASME. 1986. Vol. 108. P. 522–526.
7. Niizeki Shin. Ceramic Bearings for Special Environments // NSK Technical Journal, Motion & Control. 2000. No. 8.
8. O'Brien M.J., Presser N., Robinson E.Y. Failure analysis of three Si₃N₄ balls used in hybrid bearings // Engineering Failure Analysis. 2003. Vol. 10. P. 455–473.
9. Ryan R.S. A History of Aerospace Problem, Their Solutions, Their Lessons // NASA Technical Paper 3653. 1996.
10. Burgmeier L., Poursaba M. Ceramic Hybrid Bearings in Air-Cycle Machines // Transactions of the ASME. 1996. Vol. 118. P. 184–190.
11. Slaney F.D. Hybrid Ceramic Bearing Development For Gas Turbine Engines // Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. 1994. 94-GT-112.
12. Rhoads M.A., Bashyam M., Crecellus W.J. Large Engine Hybrid Ceramic Bearings // Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. 1994. 94-GT-264.
13. Adelhardt M., Katzenberger J. FAG Aerospace Breaks Four-Million Speed Parameter Barrier for Engine Bearings. Technological Leap Towards More Efficient Aircraft Engines // Schaeffler. Press release. 2015.
14. Gloeckner P., Martin M., Flouros M. Comparison of Power Losses and Temperatures between an All-Steel and a Direct Outer Ring-Cooled, Hybrid 133-mm-Bore Ball Bearing at Very High Speeds // Tribology Transactions. 2016. DOI:10.1080/10402004.2016.126293
15. Miner J.R., Dell J., Galbato A.T., Ragen M.A. F117-PW-100 Hybrid Ball Bearing Ceramic Technology Insertion // Transactions of the ASME. 1996. Vol. 118. P. 434–442.
16. www.rolls-royce.com
17. ISO 26602. Fine Ceramics (Advanced Ceramics, Advanced Technical Ceramics) – Silicon Nitride Materials for Rolling Bearing Balls. 2009.
18. ISO 3290-2. Rolling Bearings – Balls – Part 2: Ceramic Balls. 2014.
19. ISO 14627. Fine Ceramics (Advanced Ceramics, Advanced Technical Ceramics) – Test Method for Fracture Resistance of Silicon Nitride Materials for Rolling Bearing Balls at Room Temperature by Indentation Fracture (IF) Method. 2012.
20. Dempsey P.J., Certo J.V., Morales W. Current Status of Hybrid Bearing Damage Detection // Tribology Transactions. 2005. 48:3. P. 370–376. DOI: 10.1080/05698190591008568
21. Ohta H., Kobayashi K. Vibrations of Hybrid Ceramic Ball Bearings // J. of Sound and Vibration. 1996. No. 192(2). P. 481–493.
22. Bhushan B., Sibley L.B. Silicon Nitride Rolling Bearings for Extreme Operating Conditions // ASLE Transactions. 1982. 25:4. P. 417–428.
23. Lee S.K., Wuttiphan S., Lawn B.R. Role of Microstructure in Hertzian Contact Damage in Silicon Nitride: I, Mechanical Characterization // J. Am. Ceram. Soc. 1997 No. 80(9). P. 2367-2381.
24. Hadfield M. Failure of Silicon Nitride Rolling Elements with Ring Crack Defects // Ceramics International. 1998. Vol. 24. P. 379–386.
25. Chiu Y.P. An Approach for Fatigue Cracking Failure Prediction of Ceramic Rolling Elements under Hertzian Loading // Tribology Transactions. 1999. 42:2. P. 289–295. DOI: 10.1080/10402009908982219
26. Zhou J., Wu G. Experimental Study of Cyclic Rolling-Contact Fatigue of Silicon Nitride Balls // Tribology Transactions. 2009. 52:5. P. 663–670. DOI: 10.1080/10402000902878878
27. Zhou J.I., Wu G.Q., Zhu W.N., Chen X.Y. Tensile Stress Fatigue Life Model of Silicon Nitride Ceramics Balls // Tribology International. 2009. Vol. 42. P. 1838–1845.
28. Harris T.A., Kotzalas M.N. Essential Concepts of Bearing Technology // CRC Press. 2007. P. 352.

-
29. Wang Y., Hadfield M. Rolling Contact Fatigue Failure Modes of Lubricated Silicon Nitride in Relation to Ring Crack Defects // *Wear*. 1999. 225-229. P. 1284–1292.
 30. Wang Y., Hadfield M. A Study of Line Defect Fatigue Failure of Ceramic Rolling Elements in Rolling Contact // *Wear*. 2002. 253. P. 975–985.
 31. Parker R.J., Zaretsky E.V. Fatigue Life of High-Speed Ball Bearings With Silicon Nitride Balls // *Transaction of the ASME*. 1975. P. 350–355.
 32. Katz R.N., Hannoosh J.G. Ceramics for High Performance Rolling Element Bearings: A Review and Assessment // *Int. J. High Technology Ceramics*. 1985. Vol. 1. P. 69–79.
 33. Robinson E.Y. Silicon Nitride Hybrid Bearing Fatigue Life Comparisons // *The Aerospace corporation*. 1999. Aerospace Report No. TR-99 (8565)-1.
 34. Dezzani M.M., Pearson P.K. Hybrid Ceramic Bearings for Difficult Applications // *J. of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1996. Vol. 118. P. 449–452.
 35. Wan G.T.Y., Gabelli A., Ioannides E. Increased Performance of Hybrid Bearings with Silicon Nitride Balls // *Tribology Transactions*. 1997. 40:4. P. 701–707. DOI: 10.1080/10402009708983711
 36. ISO 281:2007. Rolling Bearings – Dynamic Load Ratings and Rating Life. 2007.
 37. ГОСТ 18855-2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. М.: Стандартинформ, 2014. 49 с.
GOST 18855-2013. Podshipniki kacheniiia. Dinamicheskaiia gruzopod'emnost' i nominal'nyi resurs [Rolling Bearing. Dynamic Load Rating and Rating Life]. Moscow: Standartinform publ., 2014, 49 p.
 38. Zaretsky E.V., Vlcek B.L. Effect of Silicon Nitride Balls and Rollers on Rolling Bearing Life // *Proc. of ASME/STLE Int. Joint Tribology Conference*. 2004. TRIB2004-64246.
 39. Лаврентьев Ю.Л. Определение оптимальной области применения гибридных подшипников качения // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2018. № 1. С. 57–65. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-1-57-65
Lavrent'ev Yu.L. Opredelenie optimal'noi oblasti primeneniia gibridnykh podshipnikov kacheniiia [Determining the Optimal Sphere of Application of Hybrid Rolling Bearings]. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2018. No. 1. P. 57–65. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-1-57-65
 40. DIN ISO 281 Beiblatt 5. Wälzlager – Dynamichse Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Beibleatt 5: Tragzahlen für Hybrid-Wälzlager. 2011.
 41. Hager Jr. C.H., Doll G.L., Evans R.D., Shiller P.J. Minimum Quantity Lubrication of M50/M50 and M50/Si3N4 Tribological Interfaces // *Wear*. 2011. Vol. 271. P. 1761–1771.
 42. Ebert F.J. Performance of Silicon Nitride (Si3N4) Components in Aerospace Bearing Applications // *Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1990. 90-GT-166.
 43. Forster N.H., Svendsen V.R., Givan G.D., Thompson K.L., Dao N.H. & Nicholson B.D. Parametric Testing and Heat Generation Modeling of 133-mm Bore Ball Bearings: Part I – Results with Metal Rolling Elements // *Tribology Transactions*. 2010. 54:2. P. 315–324, DOI: 10.1080/10402004.2010.542276
 44. Forster N.H., Svendsen V.R., Givan G.D., Thompson K.L., Dao N.H. & Nicholson B.D. Parametric Testing and Heat Generation Modeling of 133-mm Bore Ball Bearings: Part II – Results with Silicon Nitride Rolling Elements // *Tribology Transactions*. 2011. 54:2. P. 325–331. DOI: 10.1080/10402004.2010.540770
 45. Shoda Y., Ijuin S., Aramaki H., Yui H., Toma K. The Performance of a Hybrid Ceramic Ball Bearing Under High Speed Conditions with the Under-Race Lubrication Method // *NSK Ltd., STLE Tribology Transactions*. 1997. Vol. 40. No. 4. P. 676–684.
-