

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА НА ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКОМ СТЕНДЕ СП-180М ПОСЛЕ ПРОХОЖДЕНИЯ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Семенова А.С. *, Зубко А.И. **

*Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки –
филиал ОДК—Уфимского моторостроительного производственного объединения,
ОКБ им. А. Люльки, ул. Касаткина, 13, Москва, 129301, Россия*

** e-mail: anna.semenova.lulka@gmail.com*

*** e-mail: zbk2@yandex.ru*

Статья поступила в редакцию 12.03.2019

Работа посвящена исследованию технического состояния роликового подшипника качения для газотурбинного двигателя (ГТД) после прохождения ускоренных ресурсных испытаний за ресурс 2000 ч. С целью анализа вибрационного состояния подшипника 5AB1002926P4 проводился комплексный анализ, включающий спектральный анализ, анализ СКЗ в низко-, средне- и высокочастотных диапазонах, пик-фактора в низко- и высокочастотном диапазоне, анализ спектра огибающей и анализ «сырого» сигнала записей. Полученные результаты испытаний позволили оценить техническое состояние подшипника и допустить его к дальнейшим ресурсным испытаниям на стенде ЦИАМ им. П.И. Баранова.

Ключевые слова: подшипники качения, вибрационное состояние, входной контроль.

Введение

Известно, что надежность работы машин и механизмов в значительной степени зависит от работоспособности их подшипниковых узлов. Это особенно важно для авиационных двигателей, поскольку их подшипниковые узлы являются одними из самых ответственных узлов, часто ограничивающими ресурс ГТД.

Достоверная оценка технического состояния подшипников качения, используемых в ГТД, как при изготовлении, так и при проведении входного контроля и дефектации на авиапредприятии, является серьезной проблемой. Особенно это касается неразборных подшипников, так как действующая в настоящее время система оценки их технического состояния базируется в основном на субъективных методах – проверках на легкость вращения или на шум. Поэтому актуально внедрение инструментальных методов контроля, позволяющих с большей достоверностью не только оценивать их техническое состояние, но и прогнозировать работоспособность в процессе эксплуатации [1–3].

Одним из таких инструментальных методов является метод контроля вибрационных характе-

ристик подшипников (метод вибрационной диагностики), работающих с заданными нагрузками и частотами вращения. Для замера вибраций используются вибрационные преобразователи – сейсмометры или акселерометры.

Методы измерения вибраций подшипников на стендах контроля регламентируются стандартами [4–6]. Состояние подшипников определяется путем анализа вибрационных сигналов [7].

В настоящее время разработаны и изготавливаются различные стенды, установки, диагностические комплексы, реализующие этот метод. Одним из них является стенд входного контроля подшипников качения СП-180М, изготавливаемый ООО «Диамех-2000», на котором проводятся экспериментальные исследования по оценке технического состояния методами вибрационной диагностики отдельных подшипников – подшипников первой категории (новых) и подшипников второй категории (повторно используемых), устанавливаемых при сборке в двигатель.

Подшипники качения, в зависимости от особенностей конструкции изделия (параметров инерции, жесткости, демпфирования), в котором они используются, могут генерировать вибрацию

различной интенсивности и на различных частотах.

Также на результаты измерения существенно влияют место установки датчиков вибрации и их характеристики.

Поэтому на стенде СП-180 однотипный порядок установки подшипников и фиксированное положение датчиков вибрации.

Амплитуда сигнала вибрации, генерируемого при взаимодействии рабочих поверхностей и наружного и внутреннего колец подшипника, будет зависеть от частоты вращения стенда, поэтому его рабочие частоты имеют определенные значения.

Цель работы — входной контроль подшипника 5AB1002926P4, разработанного для ГТД, на наличие дефектов после проведения ускоренных ресурсных испытаний для подтверждения ресурса 2000 ч, а также накопление статистических данных вибрационного состояния, с целью более подробного описания технического состояния данного экземпляра подшипника после выполнения последующих этапов испытаний. Данная работа является промежуточным этапом подтверждения работоспособности межроторного подшипника за ресурс 6000 ч на стенде ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова».

Объект исследования

Радиальный роликовый подшипник 5AB1002926P4 изготовлен по ТУ3900-А, сверхлегкой серии с габаритными размерами 130×180×24 мм и с центровкой сепаратора по внутреннему кольцу (рис. 1).

На внутреннем кольце подшипника имеются отверстия для подачи масла под ролики (4 отв.) и

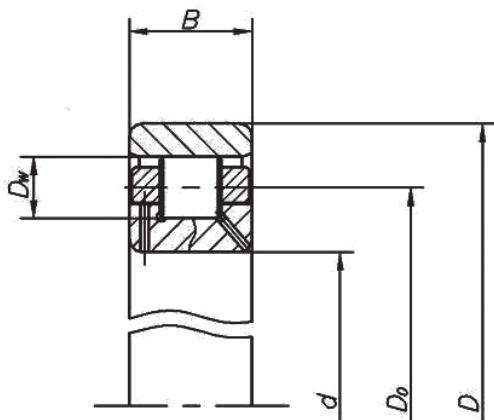


Рис. 1. Радиальный роликоподшипник 5AB1002926P4: D_w — диаметр ролика, $D_w = 12$ мм; B — ширина подшипника, $B = 24$ мм; D_0 — диаметр окружности центров комплекта роликов, $D_0 = 155$ мм; d — внутренний диаметр подшипника, $d = 130$ мм; D — наружный диаметр подшипника, $D = 180$ мм

под внутренний диаметр сепаратора (4 отв.). Количество роликов 30.

Материал колец и роликов — ЭИ-347Ш. Сепаратор бронзовый с антифрикционным серебряным покрытием.

Динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу ОАО «ЕПК-Самара» $C = 97500$ Н ($C = 9940$ кгс).

Подшипник предполагается установить в межроторной опоре. При этом внутреннее кольцо подшипника будет принадлежать ротору низкого давления, а наружное кольцо — ротору высокого давления. Вращение роторов в противоположные стороны.

Стенд СП180-М

Стенд входного контроля подшипников качества СП-180М (рис. 2 и 3) включает в себя: электромотор, привод, узлы нагружения, узел управления и виброизмерительный прибор. Имеет возможность производить входной контроль и диагностику технического состояния большинства типоразмеров подшипников качения.

В данном стенде вращается только внутреннее кольцо. Максимальная частота вращения составляет 1800 об/мин для входного контроля подшипников и 3000 об/мин для диагностических целей. Максимальная радиальная и осевая нагрузки 280 кгс.



Рис. 2. Стенд входного контроля подшипников СП-180М

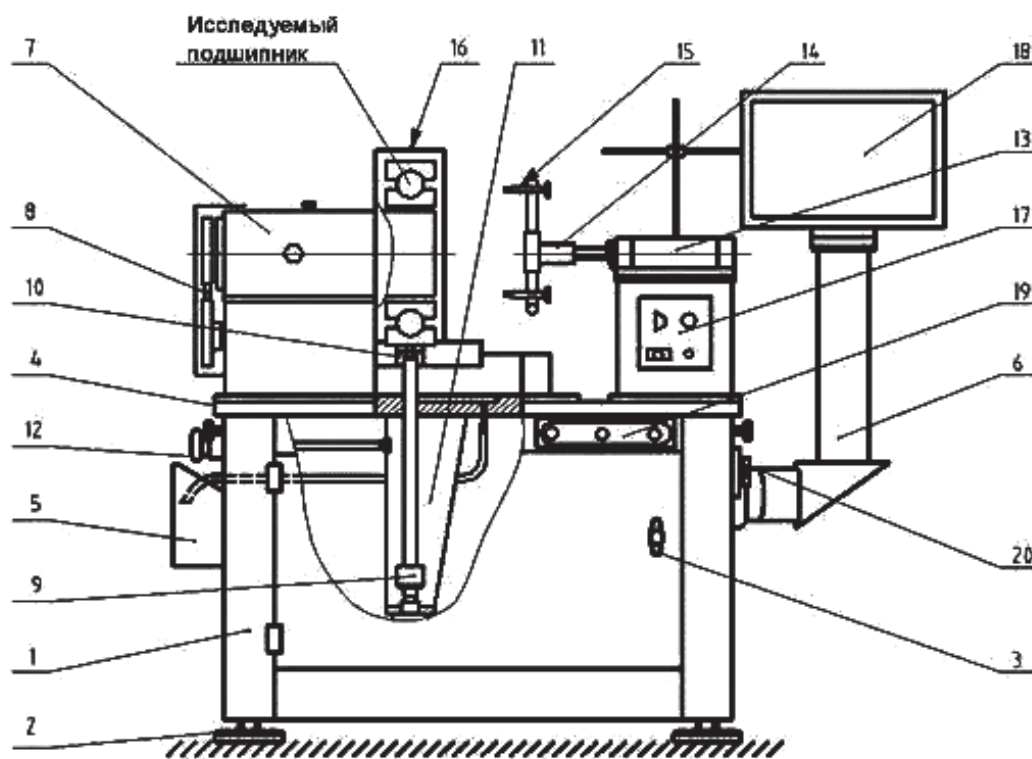


Рис. 3. Специальный вибродиагностический стенд СП-180М (вид с рабочего места оператора): 1 – основание; 2 – четыре регулируемых по высоте опоры; 3 – замки, запирающиеся на ключ; 4 – столешница; 5 – лоток, служащий для приема смазочного масла; 6 – консоль для виброизмерительного прибора «ЯШМА»; 7 – корпус; 8 – ремень; 9 – механизм подачи радиальной нагрузки, располагается внутри станины и представляет собой пневмоцилиндр; 10 – призма; 11 – каретка, на которой крепится механизм; 12 – ходовой винт, который обеспечивает движение каретки; 13 – пневмоцилиндр (механизм подачи осевой нагрузки); 14 – трехлучевой кронштейн; 15 – бобышка, которая насаживается на каждую штангу осевого упора, может перемещаться вдоль штанги и фиксироваться в нужном месте винтом; 16 – кожух-маслоотбойник; 17 – панель разъемов; 18 – блок отображения информации; 19 – панель с кнопками; 20 – двойная розетка 220 В

Аппаратура для регистрации вибрационного сигнала

Виброизмерительный прибор «ЯШМА» представляет собой стационарное устройство на базе промышленного компьютера, которое предназначено для выполнения измерений при диагностике различных типов подшипников качения на специальном вибродиагностическом стенде модели СП-180М.

Прибор позволяет осуществлять следующие технологические процессы:

- измерение вибрации подшипников качения;
- управление электроприводом станка в режимах разгона, торможения;
- управление пневматическими цилиндрами для создания испытательной нагрузки;
- измерение скорости сепараторов подшипников;
- спектральный анализ вибросигналов и их форм.

Установочные данные подшипников, включая их вибрационные характеристики, могут быть записаны в долговременную память прибора либо на произвольный носитель через USB-порт для последующего хранения, просмотра, распечатки и т.п.

Прибор состоит из двух основных частей:

- 1 – измерительный модуль;
- 2 – блок отображений информации (БОИ).

Измерительный модуль располагается внутри основания станка СП-180М, блок отображения информации – на поворотной консоли, прикрепленной к правой стенке станка (глядя с рабочего места оператора). Измерительный модуль содержит:

- лазерный преобразователь числа оборотов типа КР-020л (фотоотметчик), обеспечивающий формирование опорного сигнала при измерении скорости вращения сепаратора и синхронном запуске амплитуды/фазы;
- комплект соединительных проводов.

БОИ включает в себя системный блок промышленного компьютера, интегрированный с цветным сенсорным монитором резистивного типа, имеющим разрешение 1024×786 pixel. Карта памяти БОИ рассчитана на хранение информации объемом $\sim 14,5$ Гб. В качестве внешнего носителя информации используется USB-накопитель (флешка).

Частоты дефектов подшипников качения

Виды повреждений можно классифицировать следующим образом:

— первичные повреждения: износ, коррозия, вмятины, волнистость, задиры, поверхностные разрушения;

— вторичные повреждения: усталостные раковины, глубокие трещины.

Наиболее типичными дефектами подшипников, выявляемыми методами вибрационной диагностики, считаются:

1) волна — дефект, связанный с отклонениями геометрии элементов подшипника от идеальной формы вследствие технологического брака или износа;

2) перекаат — дефект, связанный с соударениями тел и дорожек качения вследствие повреждений контактных поверхностей (выкрашивание, царапины и т.п.).

Частоты вращения основных элементов подшипника, генерируемые отклонениями в их гео-

метрических характеристиках: внутреннего кольца, тел качения, сепаратора, и частоты, генерируемые дефектами деталей подшипника, зависят от частоты вращения вала, на котором вращается подшипник. Поэтому перед началом работы необходимо рассчитать рабочие частоты тестируемого подшипника, в зависимости от его геометрических параметров и частоты вращения привода стенда СП-180.

В данной работе проводится исследование технического состояния радиального роликового подшипника 5AB1002926P4, прошедшего ускоренные ресурсные испытания для подтверждения ресурса 2000 ч. Формулы для расчета основных частот эксплуатационных повреждений деталей подшипников приведены в табл. 1.

Обработка результатов испытаний

Обработку условно можно разделить на два вида: грубый и тонкий анализ.

Грубый анализ состоит в измерении уровня вибрации в одной или нескольких заранее выбранных полосах частот, например в трех полосах, или в широком диапазоне частот. Для этого весь диапазон измерений разбивается на отдельные полосы или полосы выделяются на участках, несущих наибольшую информацию об анализируемом дефекте.

В ряде случаев может анализироваться весь частотный диапазон, измеряемый датчиками. За-

Таблица 1

Частоты эксплуатационных повреждений деталей подшипников

Обозначение	Формула	
	точного расчета	приближенного расчета (95 %) при $\alpha = 0^\circ$
Частота вращения сепаратора f_{cg}	$f_{cg} = \frac{1}{2} f_r \left(1 - \frac{d_{rol}}{d_{cg}} \cos \alpha \right)$	$f_{cg} \approx 0,4 f_r$
Частота перекаатывания тел качения по наружному кольцу f_o	$f_o = \frac{1}{2} f_r z_{rol} \left(1 - \frac{d_{rol}}{d_{cg}} \cos \alpha \right)$	$f_o \approx 0,4 z_{rol} f_r$
Частота перекаатывания тел качения по внутреннему кольцу f_i	$f_i = \frac{1}{2} f_r z_{rol} \left(1 + \frac{d_{rol}}{d_{cg}} \cos \alpha \right)$	$f_i \approx 0,6 z_{rol} f_r$
Частота вращения тел качения	$f_{rol} = \frac{d_{cg}}{2d_{rol}} f_{rotor} \left(1 - \left(\frac{d_{rol}}{d_{cg}} \right)^2 (\cos \alpha)^2 \right)$	—

пись сигналов с датчиков осуществляется с помощью измерительной аппаратуры, которая привносит свою дополнительную погрешность в измеряемый параметр.

Критерии отбраковки подшипника по вибросигналу устанавливаются статистически. При изготовлении подшипники имеют отклонения от идеальной формы в допустимых пределах – цилиндричности для роликов, эллипсности, волнистости для беговых дорожек колец и т.д. На партии исправных подшипников производится измерение и определение дисперсии и математического ожидания этих характеристик. С увеличением количества изделий в партии (количества замеров) увеличивается точность получаемых характеристик. Затем определяется допустимый диапазон измерения параметров подшипников.

Для диагностики неисправного состояния подшипников в них поочередно вводятся (путем установки дефектных деталей) различные дефекты и неисправности, а полученные данные сравниваются с результатами испытаний исправных подшипников. Определяется диапазон изменения характеристик подшипников с привязкой к имеющимся повреждениям.

Затем, при контроле тестируемого подшипника определяются его характеристики и по их попаданию в область исправного или неисправного состояния оценивается работоспособность подшипника.

Тонкий анализ заключается в основном в анализе уровня отдельных характерных частот, связанных с неисправностями и отклонениями составляющих спектров частот вибрации проверя-

емых подшипников, полученных с помощью быстрого преобразования Фурье. Применение тонкого анализа позволяет получить более точные результаты.

Испытания

Подводка масла И-20А производилась капельным путем с определенным заданным интервалом.

Значения параметров при испытаниях приведены в табл. 2.

Анализ вибрационного состояния

С целью анализа вибрационного состояния подшипника 5AB1002926P4 проводился комплексный анализ, включающий спектральный анализ, анализ СКЗ в низко-, средне- и высокочастотных диапазонах, пик-фактора в низко- и высокочастотном диапазоне, анализ спектра огибающей и анализ «сырого» сигнала записей.

Спектральный анализ вибрации

В результате спектрального анализа вибрации были определены и идентифицированы частоты, возбуждаемые вращающимися деталями подшипника при радиальном нагружении 15 и 50 кгс (рис. 4).

Частоты исследуемого подшипника при нагружении 15 кгс:

— тела качения по внешнему кольцу – 697 Гц (0,01 g);

— тела качения по внутреннему кольцу – 813 Гц (0,02 g);

— сепаратор – 23 (0,008 g); тела качения – 328 Гц (0,14 g);

Таблица 2

Замеры параметров при испытаниях

Параметр	Диапазон	Погрешность измерения
Частота вращения внутреннего кольца n_1 , об/мин	0...3000	$\pm 0,2 \%$
Радиальная нагрузка F_r , кгс	0...50	$\pm 0,5$ кгс
Температура внутреннего кольца $T_{\text{вн. кольца}}$, °С*	0...150	$\pm 1,5 \%$
Виброскорость горизонтальная и вертикальная V_1, V_2 , мм/с	0...50	$\pm 30 \%$
Частота, Гц	0...10000	

* Указанные параметры должны регистрироваться с помощью пирометра.

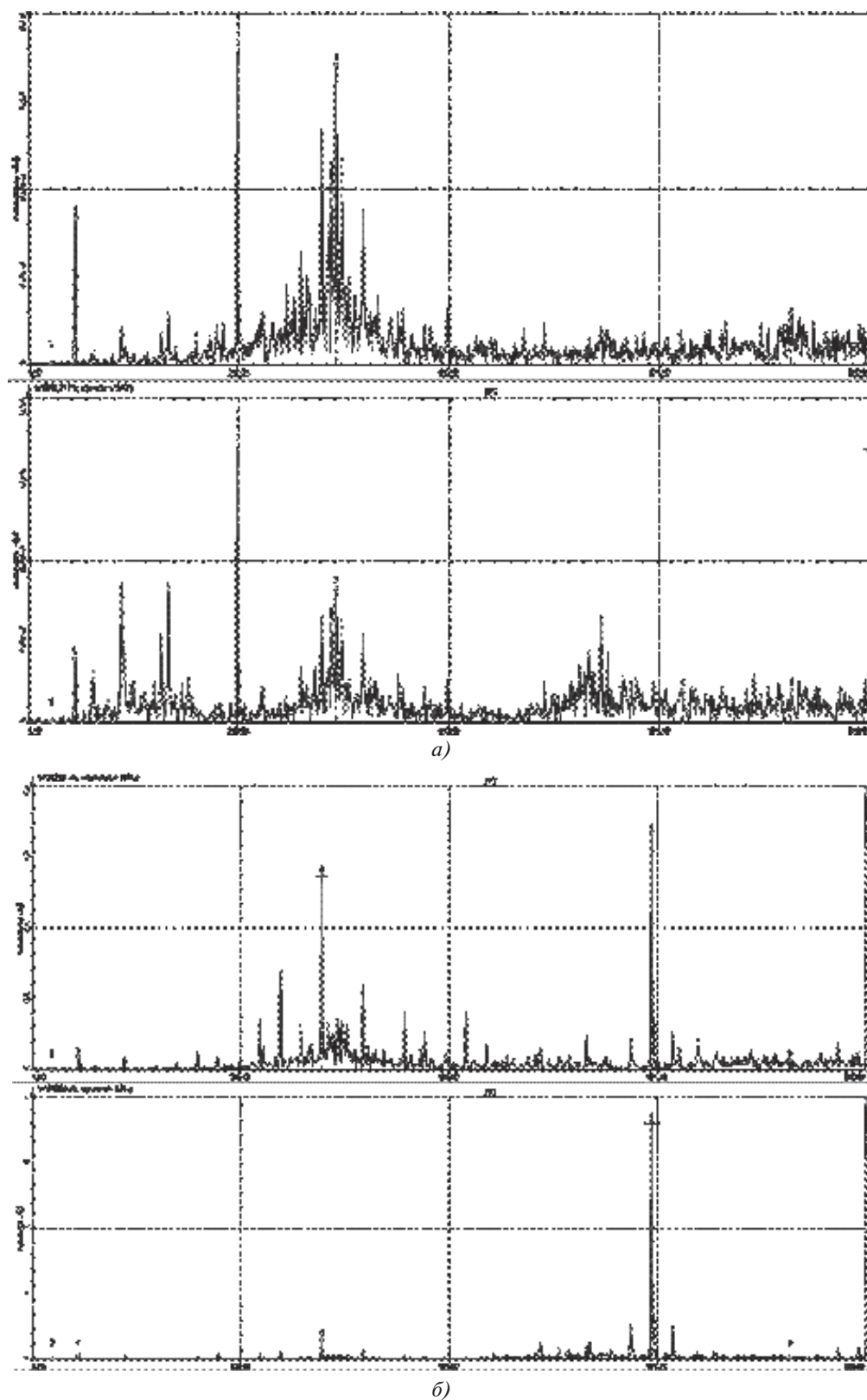


Рис. 4. Спектр вибрации при нагрузке 15 кгс (а) и 50 кгс (б)

— частота вращения вала составляла 50 Гц (0,07 g).

Частоты исследуемого подшипника при нагружении 50 кгс:

— тела качения по внешнему кольцу — 669 Гц (0,7 g);

— тела качения по внутреннему кольцу — 819 Гц (0,03 g);

— сепаратор — 22 (0,0075 g); тела качения — 312 Гц (0,546 g);

— частота вращения вала составляла 49,5 Гц (0,0384 g).

При сравнении данных, приведенных выше, можно сделать вывод о том, что с увеличением нагрузки прослеживается рост некоторых подшипниковых составляющих спектра вибрации, свидетельствующий об увеличении взаимодействия контактирующих поверхностей. Амплитуда частоты тел качения увеличилась примерно в четыре раза, амплитуда перекатывания тел качения по внешнему кольцу — в 70 раз. Предположительно, увеличение в 70 раз амплитуды перекатывания тел качения может быть связано с незначительной упругой деформацией внешнего кольца, вследствие неравномерности контакта кольца и площадки штока нагружения.

Анализ спектра огибающей

В результате анализа спектра огибающей при нагружении 15 кгс (рис. 5) выявлена частота ам-

плитудной модуляции в 223,5 Гц глубиной модуляции в 0,2. В процессе анализа спектра огибающей при нагружении 50 кгс выявлены частоты амплитудной модуляции 468 Гц (0,492), 668 Гц (3,1), 1377 Гц (1), 2005 Гц (0,7). При этом максимальная глубина модуляции составляет 3,1 на частоте 668 Гц, что соответствует перекатыванию тел качения по внешнему кольцу, что коррелируется с увеличением амплитуды в 70 раз на данном режиме.

Анализ среднеквадратических значений вибраций

Анализ среднеквадратических значений (СКЗ) вибрации выполнялся в четырех частотных диапазонах (табл. 3 и 4), косвенно указывающих на наличие определенных групп дефектов подшипников при предварительном проведении работ по нормированию их амплитуды.

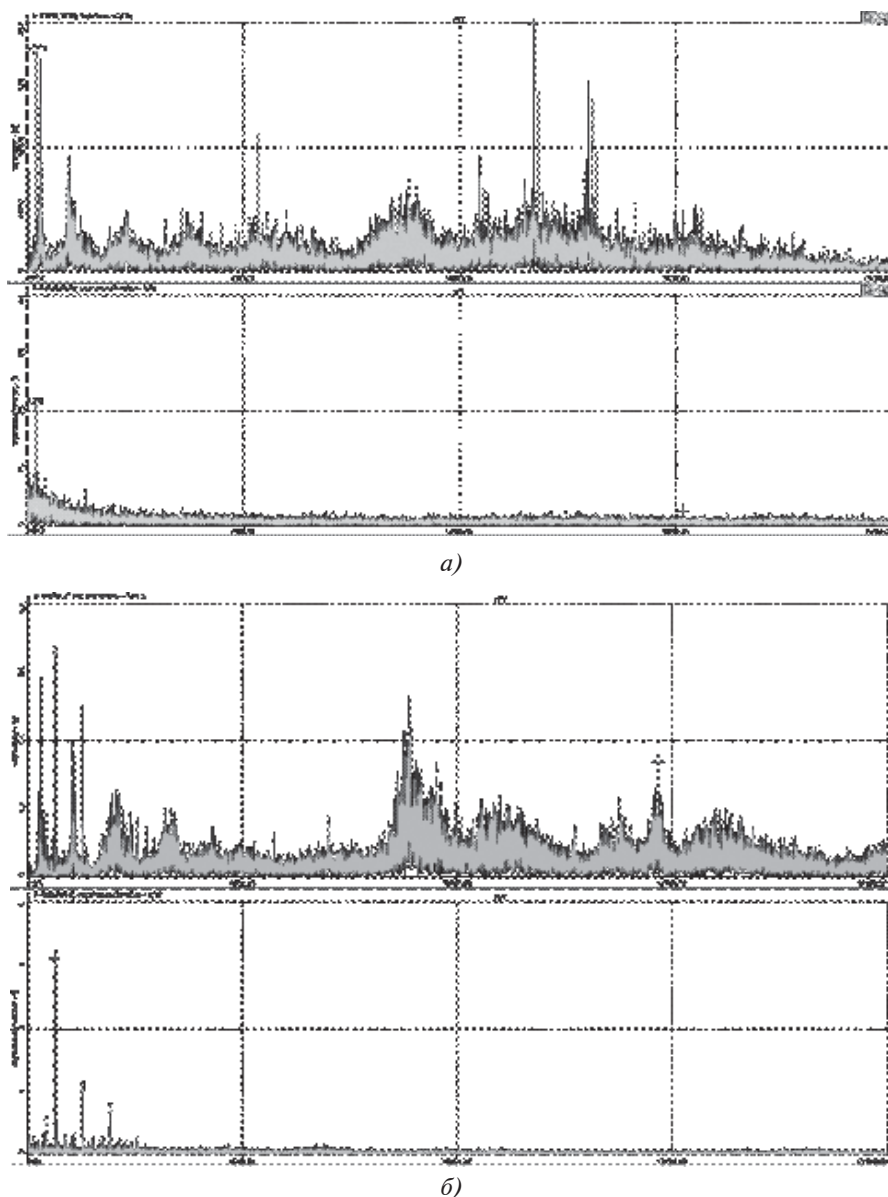


Рис. 5. Спектр огибающей при нагружении 15 кгс (а) и 50 кгс (б)

В результате анализа выявлено существенное увеличение (от 3 до 14 раз) амплитуд СКЗ в высокочастотных диапазонах (более 150 Гц) при увеличении нагружения до 50 кгс, что связано с увеличением взаимодействия контактирующих поверхностей (микронеровностей) подшипника, в результате уменьшения масляного клина, приводящего к возникновению нелинейных колебательных процессов. Увеличение СКЗ всего частотного диапазона при этом составило примерно пять раз.

Анализ пик-фактора

Был проведен анализ пик-фактора вибраций подшипника в низко- и высокочастотной облас-

ти. Данный вид анализа позволяет выявить импульсное взаимодействие деталей подшипника в виде ударов о дефекты контактирующих поверхностей. Результаты анализа представлены в табл. 5—8.

В результате анализа можно сделать вывод, что значение пик-фактора с увеличением радиального нагружения падает в высокочастотной области. Данный процесс объясняется увеличением амплитуды нелинейных (непериодических и почти периодических) процессов в виде шумов в различных диапазонах, что является следствием изменения параметров масляного клина. При этом критических значений амплитуд пик-фактора не выявлено.

Таблица 3

Нагрузка 15 кгс

Частотный диапазон, Гц	25-150	150-900	900-10000	25-10000
Вертикальное направление, мм/с ²	0,06	0,27	0,79	0,83
Горизонтальное направление, мм/с ²	0,09	0,22	1,5	1,4

Таблица 4

Нагрузка 50 кгс

Частотный диапазон, Гц	25-150	150-900	900-10000	25-10000
Вертикальное направление, мм/с ²	0,04	0,9	4,36	4,6
Горизонтальное направление, мм/с ²	0,05	3,16	3,5	5

Таблица 5

Значение пик-фактора в низкочастотной области под нагрузкой 15 кгс

Time	горизонт./IR Filter/CREST FACTOR	вертикаль./IR Filter/CREST FACTOR
	-	-
03:32.900	2,25	2,37
03:32.800	1,98	2,17
03:32.700	1,83	1,99
03:32.600	2,10	2,18
03:32.500	1,95	2,08
03:32.400	2,80	2,13
03:32.300	2,28	3,01
03:32.200	2,60	2,50
03:32.100	2,17	2,14
03:32.000	2,72	2,46
03:31.900	2,65	2,54
03:31.800	3,20	2,10
03:31.700	2,61	1,95
03:31.600	2,47	2,14

Таблица 6

Значение пик-фактора в низкочастотной области под нагрузкой 50 кгс

Time	горизонт/IR Filter/CREST FACTOR -	вертикаль/IR Filter/CREST FACTOR -
06:44.700	1,65	2,19
06:44.600	1,99	2,39
06:44.500	2,83	2,65
06:44.400	3,27	2,09
06:44.300	2,69	1,93
06:44.200	2,03	2,01
06:44.100	2,84	2,19
06:44.000	3,63	2,36
06:43.900	1,84	2,38
06:43.800	2,03	2,03
06:43.700	2,09	2,32
06:43.600	1,68	2,74
06:43.500	2,51	2,24
06:43.400	1,76	2,30

Таблица 7

Значение пик-фактора в высокочастотной области под нагрузкой 15 кгс

Time	горизонт/IR Filter/CREST FACTOR -	вертикаль/IR Filter/CREST FACTOR -
03:33.600	9,14	11,15
03:33.500	8,48	11,36
03:33.400	8,41	9,37
03:33.300	8,81	12,74
03:33.200	9,38	10,76
03:33.100	8,26	10,18
03:33.000	8,45	8,45
03:32.900	8,68	9,93
03:32.800	9,53	9,33
03:32.700	8,75	8,74
03:32.600	10,64	9,69
03:32.500	8,13	8,95
03:32.400	8,93	11,75
03:32.300	10,40	9,44

Таблица 8

Значение пик-фактора в высокочастотной области под нагрузкой 50 кгс

Time	горизонт/IR Filter/CREST FACTOR -	вертикаль/IR Filter/CREST FACTOR -
06:45.300	6,07	3,65
06:45.200	3,51	3,81
06:45.100	4,39	3,73
06:45.000	4,23	3,87
06:44.900	3,78	3,19
06:44.800	3,74	4,35
06:44.700	3,62	3,95
06:44.600	3,34	3,47
06:44.500	3,64	3,71
06:44.400	5,18	4,04
06:44.300	3,72	3,97
06:44.200	3,25	4,02
06:44.100	2,91	3,85
06:44.000	5,41	3,55

Таблица 9

Температурное состояние внешнего и внутреннего колец в ходе испытаний

Частота вращения втулки, об/мин	Температура внешнего кольца T_1 и внутреннего колец T_2 , °C			
	T_1	T_2	T_1	T_2
	$F_r = 15$ кгс		$F_r = 50$ кгс	
500	23,3	23,8	26,5	28,1
1000	23,4	23,3	26,3	31,3
1500	23,5	23,0	26,7	33,6
2000	23,8	22,7	26,9	36,7
2500	24,0	22,4	27,1	38,3
3000	24,5	24,9	28,6	42,9

Анализ температурного состояния

Значения температуры по мере увеличения частоты вращения вала и нагрузки записывались в табл. 9.

На рис. 6 показаны графики температурного состояния внешнего и внутреннего колец в ходе испытаний.

По табл. 9 и рис. 6 можно сделать вывод, что в ходе испытаний произошел незначительный разогрев колец подшипника от трения поверхностей соприкасающихся деталей, не повлиявший на ход данных исследований, так как при работе подшипника на изделии и при испытаниях подбирается достаточный расход масла, а тем самым обеспечивается достаточное охлаждение.

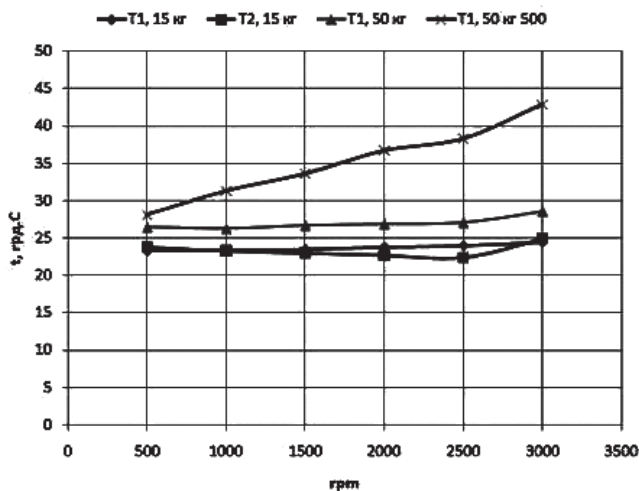


Рис. 6. Графики температурного состояния внешнего и внутреннего колец в ходе испытаний

Визуальный контроль исследуемого подшипника до и после входного контроля

Подшипник поступил в удовлетворительном состоянии. Отмечаются небольшие следы выкрашивания колец по дорожкам качения.

Фотографии до и после исследования представлены на рис. 7 и 8 соответственно.



Рис. 7. Кольца и ролик подшипника до начала исследования

Выводы

1. В результате вибрационного исследования импульсных процессов, связанных с дефектами подшипника межроторной опоры ГТД, не выявлено. В процессе увеличения нагружения подшипника до 50 кгс фиксируется рост значений амплитуд тел качения и увеличение высокочастотной вибрации, что связано с уменьшением толщины масляного клина и незначительной упругой деформацией наружного кольца вследствие особен-



Рис. 8. Кольца и тела качения и сепаратор подшипника после окончания исследования

ностей конструкции узла нагружения установки ввиду его унификации под большинство типоразмеров подшипников.

2. В результате температурного анализа можно сделать вывод, что в ходе испытаний произошел незначительный разогрев колец подшипника от трения поверхностей соприкасающихся деталей, не повлиявший на ход данных испытаний, так как при работе подшипника на изделии и при испытаниях подбирается достаточный расход масла, а тем самым обеспечивается достаточное охлаждение (табл. 9, рис. 6).

3. Подшипник поступил в удовлетворительном состоянии. Отмечаются небольшие следы выкрашивания колец по дорожкам качения. После проведения входного контроля никаких изменений в исследуемом подшипнике не произошло.

4. После прохождения испытаний подшипник допущен к эксплуатации в опоре ротора ГТД.

Библиографический список

1. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 132 с.
2. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. Т.5. Измерения и испытания / Под ред. М.Д. Генкина. — М.: Машиностроение, 1981. — 496 с.
3. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам: Монография. — Пермь, 2012. — 252 с.
4. ГОСТ Р 52545.1-2006 (ИСО 15242-1:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Ч.1. Основные положения. — М.: Стандартинформ, 2006. — 14 с.
5. ГОСТ Р 52545.2-2012 (ИСО 15242-2:2004) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Ч. 2. Радиальные и радиально-упорные шариковые подшипники. — М.: Стандартинформ, 2013. — 12 с.
6. ГОСТ Р 52545.4-2013 (ИСО 15242-4:2007) Подшипники качения. Методы измерения вибрации. Ч. 4.

Радиальные роликовые цилиндрические подшипники. — М.: Стандартинформ, 2014. — 14 с.

7. ГОСТ 26382-84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации. — М.: Изд-во стандартов, 1985. — 14 с.
8. Повреждения подшипников качения и их причины, www.promshop.info/cataloguespdf/reasons_damage_bearings.pdf
9. Шабаетов В.М., Казанцев А.С., Леонтьев М.К., Гаранин И.В., Карасев В.А. Вибродиагностика повреждений подшипников качения при монтаже и сборке тяжелых роторных узлов // Контроль. Диагностика. 2007. № 11. С. 18-27.
10. Зубко А.И., Донцов С.Н. Исследование условий работоспособности и разработка диагностики керамических подшипников нового поколения // Труды МАИ. 2014. №74. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=49296>
11. Яворский Б.М., Детлаф Ф.Ф. Справочник по физике. — 2-е изд. — М.: Наука, 1985. — 512 с.
12. Критский В.Ю., Зубко А.И. Исследование возможности использования керамических авиационных подшипников скольжения нового поколения в конструкциях опор газотурбинных двигателей // Двигатель. 2013. № 3(87). С. 24-26.
13. Зубко А.И. Оценка возможности использования орбитального анализа вибрации для исследования роторных систем ГТД // Насосы. Турбины. Системы. 2015. №1(14). С. 97-109.
14. Клюев В.В. Неразрушающий контроль: Справочник. Т. 7. Кн. 2. Вибродиагностика. — М.: Машиностроение, 2005. — 828 с.
15. Балицкий Ф.Я., Соколова А.Г. Диагностическая информативность полных спектров и орбит при анализе сигналов относительных вибросмещений вала в опорах скольжения // Вестник научно-технического развития. 2010. № 2(30). С. 30-39.
16. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей: Учебник для вузов ВВС. В 2 частях. — М.: Изд-во ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2005/2006. — 366 + 448 с.

17. *Зубко А.И., Герман Г.К.* Исследование комплексной методики вибродиагностики для определения технического состояния роторных систем ГТД // *Авиадвигатель XXI века: Сборник тезисов докладов Всероссийской научно-технической конференции (Москва, 24-27 ноября 2015)*. М.: Изд-во ЦИАМ, 2015. С. 935–937.
18. *Зубко А. И.* Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей // *Вестник Московского авиационного института*. 2016. Т. 23. № 1. С. 47-55.
19. *Августинович В.Г., Шмотин Ю.Н., Сунатов А.М.* и др. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях. — М.: Машиностроение, 2005. — 523 с.
20. *Чернавский С.А.* Подшипники скольжения. — М.: Машгиз, 1963. — 245 с.
21. *Надаи А.* Пластичность и разрушение твердых тел. — М.: Изд-во иностранной литературы, 1954. — Т. 1. — 648 с.
22. *Козаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.

STUDYING TECHNICAL CONDITION OF THE INTERROTOR BEARING WITH THE SP180-M VIBRATORY-DIAGNOSTIC TEST BENCH AFTER PASSING LIFE TESTS

Semenova A.S.* , Zubko A.I.**

*A. Lyulka Design Bureau - a branch of the Ufa Engine Industrial Association,
13, Kasatkina str., Moscow, 129301, Russia*

** e-mail: anna.semenova.lulka@gmail.com*

*** e-mail: zbk2@yandex.ru*

Abstract

The presented article deals with the studying of roller bearing after accelerated life test for the resource of 2000 hours.

To analyze the 5AB1002926P4 bearing vibration state a comprehensive analysis was being performed, including spectral analysis, RMS analysis in low-, medium- and high-frequency ranges, analysis of a pick-factor in low- and high-frequency ranges, and analysis of a “raw” signal of records.

The obtained test results allowed evaluate the bearing technical condition and transfer to further life tests with the test bench at “CIAM named after P.I. Baranov”.

It is well-known, that machines and mechanisms reliability depends essentially on their bearing assemblies working capacity. It is especially important for aviation engines as their bearing assemblies are one of the most responsible units often limiting an engine resource.

A reliable estimate of roller bearings technical condition, applied in gas turbine engines presents a problem at the aircraft building enterprise while both manufacturing and incoming inspection and fault detection. It concerns especially the indecomposable bearings since their technical condition estimation system currently in force is based mainly on the

subjective methods such as checks on ease of rotation, or noise. Thus, the instrumental control methods implementation allowing not only estimate, but also forecast the working capacity during the operational process with more fidelity, is of current interest.

One of such instrumental methods is the quality monitoring of bearings vibration characteristics (a method of vibration diagnostics), operating with the specified loadings and frequencies of rotation. For vibrations measuring the vibrational converters, i.e. seismometers or accelerometer are used.

Methods of bearings vibrations measurement at control test benches are defined by the Standards [4, 5, 6]. The bearings condition is defined through the analysis of vibration signals [7].

Currently, various test benches, installations and diagnostics complexes, realizing this technique, have been developed, and being manufactured. One of them is the SP-180M test bench for roller bearings incoming inspection, being produced by LLC “Diamekh”. The test bench is meant for experimental studies for technical condition evaluation of separate bearings by vibration diagnostics method. These are the bearings of the first category (new), and bearings of the second category (being reinstalled), being installed in the engine while assembling.

The roller bearings, depending on the structure specifics of the product, where they are employed (parameters of inertia, stiffness and damping) may generate vibration of various intensity at various frequencies.

The vibration sensors mounting location and their characteristics significantly affects measuring results.

Thus, the SP-180 test bench has the single-type fixing of bearings, and fixed position of vibration sensors

The vibration signal amplitude, generated while interaction of working surfaces and external and internal rings of the bearing will depend on the rotational frequency of the test bench. Thus, its operating frequencies have the specified values.

Keywords: roller bearings, vibration state, incoming inspection.

References

- Karasev V.A., Maksimov V.P., Sidorenko M.K. *Vibratsionnaya diagnostika gazoturbinnnykh dvigatelei* (Vibration diagnostics of gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 1978, 132 p.
- Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t. T. 5. Izmereniya i ispytaniya* (Vibration in engineering: Handbook. 6 vols. Vol. 5. Measurements and tests), Moscow, Mashinostroenie, 1981, 496 p.
- Rusov V.A. *Diagnostika defektov vrashchayushchegosya oborudovaniya po vibratsionnym signalam* (Defects diagnostics of rotating equipment by vibration signals), Perm, 2012, 252 p.
- Podshipniki kacheniya. Metody izmereniya vibratsii. Chast' 1. Osnovnye polozheniya. GOST R 52545.1-2006 <ISO 15242-1:2004>* (Roller bearings. Vibration measurement methods. Part 1. General provisions. State Standard R 52545.1-2006 <ISO 15242-1: 2004>), Moscow, Standartinform, 2006, 14 p.
- Podshipniki kacheniya. Metody izmereniya vibratsii. Chast' 2. Radial'nye i radial'no-upornye sharikovye podshipniki. GOST R 52545.2-2012 <ISO 15242-2:2004>* (Roller bearings. Vibration measurement methods. Part 2. Radial and angular contact ball bearings, State Standard R 52545.2-2012 <ISO 15242-2: 2004>), Moscow, Standartinform, 2013, 12 p.
- Podshipniki kacheniya. Metody izmereniya vibratsii. Chast' 4. Radial'nye rolkovye tsilindricheskie podshipniki. GOST R 52545.4-2013 <ISO 15242-4:2007>* (Rolling bearings. Vibration measurement methods. Part 4. Radial cylindrical roller bearings. State Standard 26382-84), Moscow, Standartinform, 2014, 14 p.
- Dvigateli gazoturbinnnye grazhdanskoi aviatsii. Dopustimye urovni vibratsii i obshchie trebovaniya k kontrolyu vibratsii. GOST 26382-84* (Gas turbine engines for civil aviation. Allowable vibration levels and general vibration control requirements. State Standard 26382-84), Moscow, Standarty, 1985, 14 p.
- Povrezhdeniya podshipnikov kacheniya i ikh prichiny*, www.promshop.info/cataloguespdf/reasons_damage_bearings.pdf
- Shabaev V.M., Kazantsev A.S., Leont'ev M.K., Garanin I.V., Karasev V.A. *Kontrol'. Diagnostika*, 2007, no. 11, pp. 18-27.
- Zubko A.I., Dontsov S.N. *Trudy MAI*, 2014, no. 74. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=49296>
- Yavorskii B.M., Detlaf F.F. *Spravochnik po fizike* (Handbook of physics), Moscow, Nauka, 1985, 512 p.
- Kritskii V.Yu., Zubko A.I. *Dvigatel'*, 2013, no. 3(87), pp. 24-26.
- Zubko A.I. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, 2015, no. 1(14), pp. 97-109.
- Klyuev V.V. Nerazrushayushchii kontrol': Spravochnik. T. 7. Kn. 2. Vibrodiagnostika* (Non-Destructive testing: Handbook, vol. 7, book 2 "Vibration diagnostics"), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 828 p.
- Balitskii F.Ya., Sokolova A.G. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*, 2010, no. 2(30), pp. 30-39.
- Nechaev Yu.N., Fedorov R.M., Kotovskii V.N., Polev A.S. *Teoriya aviatsionnykh dvigatelei* (Theory of aircraft engines), Moscow, VVIA im. prof. N.E. Zhukovskogo, 2005/2006, (366 + 448) p.
- Zubko A.I., German G.K. *Vserossiiskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya (Moskva, 24-27 November 2015) "Aviadvigatel' XXI veka". Sbornik statei*, Moscow, TsIAM, 2015, pp. 935-937.
- Zubko A. I. Perspective vibroacoustics diagnostic complex for aircraft gas turbine engines bearing assemblies. *Aerospace MAI Journal*, 2016, vol. 23, no. 1, pp. 47-55.
- Avgustinovich V.G., Shmotin Yu.N. (eds.). *Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh yavlenii v gazoturbinnnykh dvigatelyakh* (Numerical simulation of unsteady phenomena in gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 2005, 523 p.
- Chernavskii S.A. *Podshipniki skol'zheniya* (Slider bearings), Moscow, Mashgiz, 1963, 245 p.
- Nadai A. *Plastichnost' i razrushenie tverdykh tel* (Plasticity and destruction of solids), Moscow, Inostrannaya literatura, 1954. Vol. 1 - 648 p.
- Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Rascheti detalei mashin i konstruktssii na prochnost' i dolgovechnost'* (Calculations of machine parts and structures for strength and durability), Moscow, Mashinostroenie, 1985, 224 p.