

УДК 629.7.03.018

О.Н. БЫЛИНКИНА<sup>1</sup>, Б.Б. КОРОВИН<sup>1</sup>, Е.В. БРЫЧЕВА<sup>2</sup><sup>1</sup>ФГУП «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Жуковский, Россия<sup>2</sup>ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия

## К ДИАГНОСТИКЕ СОСТОЯНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ПО ВИБРОСИГНАЛУ

Обсуждается проблема использования вибрационных диагностических признаков состояния межроторного подшипника, полученных в стендовых условиях его работы с внесенными дефектами в составе технологического ТРДДФ. Показано, что при летной эксплуатации собранного по ТУ двигателя возможно кратковременное появление вышеуказанных диагностических признаков, связанное не с дефектом, а с условиями работы подшипника в эксплуатации. Обращено внимание на возможность появления вблизи диагностической составляющей с частотой вращения сепаратора межроторного подшипника субгармоники комбинационной составляющей вибрации роторов, которая может маскироваться под диагностическую. Даны рекомендации для повышения надежности диагноза.

**Ключевые слова:** межроторный подшипник, диагностический признак, составляющая спектра, сепаратор, гармоника, модуляция.

### Введение

Контроль и диагностика состояния роторных систем по вибросигналу получили широкое распространение в двигателестроении [1, 2]. Настоящая публикация посвящена уточнению процедур вибрационной диагностики межроторного подшипника – одного из наиболее нагруженных элементов современных ГТД.

### 1. Формулирование проблемы и методы ее решения

Актуальность ранней диагностики межроторных подшипников в эксплуатации связана с тяжелыми последствиями их разрушения. В настоящем сообщении обсуждаются результаты решения указанной проблемы для двигателя, в силовой схеме которого имеется межроторный подшипник, методами вибрационной диагностики.

При отработке процедур вибрационной диагностики использовались выполненные на «НПЦ Газотурбостроения «Салют», наземные эксперименты по вибрографированию ТРДДФ с внесенными дефектами межроторного подшипника [3, 4]. Схема обследуемого двигателя с указанием мест установки вибродатчиков показана на рис. 1.

Дефектный подшипник имел два небольших очага выкрашивания на расстоянии 50мм в наружном кольце, а также 8 роликов с круговым выкрашиванием, кучно смонтированных в сепаратор, напротив которых было установлено 12 роликов без

повреждений. Остальные ролики (из общего числа 34) были установлены в свободные окна сепаратора.

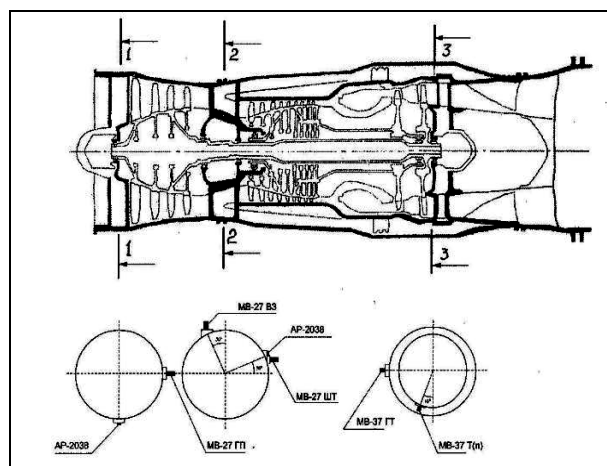


Рис. 1. Силовая схема двигателя и места установки датчиков.

Для ускорения износа наружного кольца при сборке оно было установлено таким образом, чтобы места максимального выкрашивания оказались напротив «тяжелого» места на диске, а затяжка гайки крепления кольца произведена с повышенным усилием 50 кгм вместо 5 кгм по ТУ. Для интенсификации износа подшипника в эксперименте на роторе ТВД был создан повышенный дисбаланс 250 гр.см. вместо  $\leq 20$  гр.см. по ТУ.

На основе анализа изменения общего уровня вибраций и структуры спектров по мере наработки в стендовом эксперименте определялись диагностиче-

ские признаки, пригодные для оценки состояния межроторного подшипника.

Для этой цели при спектральном анализе вибросигналов, наряду с составляющими, генерируемыми роторами двигателя, оценивались и составляющие вибраций на частотах, генерируемых при взаимодействии элементов подшипника.

В набор этих частот, связанных с функционированием подшипника, входили: частоты вращения его сепаратора ( $F_{nc}$ ), перекачивания тел качения по внутренней ( $F_{нв}$ ) и наружной ( $F_{нн}$ ) беговым дорожкам, а также частота вращения тел качения относительно своей оси ( $F_{нтр}$ ). Указанные частоты вычислялись по известным соотношениям, определяемым геометрическими характеристиками и кинематикой подшипника [5].

Полученные при стендовых испытаниях диагностические признаки, характеризующие состояние межроторного подшипника, и подходы по прогнозированию этого состояния были оценены при исследовании вибрационного состояния собранного по ТУ двигателя подобной схемы, в условиях его реальной эксплуатации на самолете.

При выполнении спектрального анализа вибраций использовались программно-аппаратные комплексы ЛИИ и «ММП «Салют».

## 2. Решение проблемы

### 2.1. Уточнение процедур контроля и диагностики состояния подшипника по материалам вибрографирования двигателя с дефектным подшипником в стендовых условиях

В результате стендового эксперимента с двигателем, имеющим дефектный подшипник, установлено устойчивое увеличение СКЗ вибраций в роторной полосе частот по мере наработки на фиксированных режимах его работы, включая режим малого газа (МГ), и максимальные, в том числе, форсированные режимы (М+Ф) [3, 4].

Анализ вибропроцессов в частотной области показал, что наиболее информативной составляющей штатного вибросигнала для оценки состояния подшипника служит узкополосная составляющая на частоте вращения сепаратора  $F_{nc}$ . В частности, коэффициенты увеличения интенсивности указанной составляющей для стадии разрушения подшипника по сравнению с начальной стадией эксперимента по нашим оценкам составили значения:

$$\Delta V_{мг} = 7,33/0,81 = 9,04$$

$$\text{и } \Delta V_{макс} = 57,5/25 = 2,3$$

для режимов МГ и (М+Ф) соответственно (рис. 2, 3). При этом виброакустический контроль состояния подшипника, периодически выполняемый в процес-

се проведения стендового эксперимента с помощью соответствующего прибора, позволял обнаружить исходную стадию повреждений, но слабо реагировал на динамику разрушения.

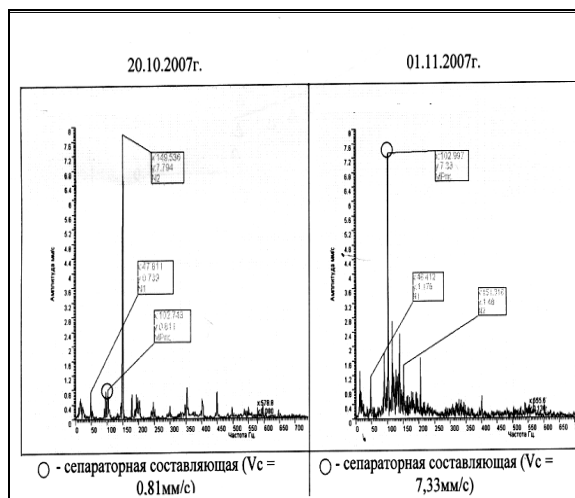


Рис. 2. Спектры вибраций в штатном месте в начале и конце эксперимента с технологическим двигателем на режимах МГ

Резюмируя результаты наземных экспериментов можно утверждать, что значимое изменение как СКЗ вибросигнала в роторной полосе частот, так и составляющей, генерируемой межроторным подшипником (назовем ее МРС) на частоте  $F_{nc}$ , по всем обследованным местам замера вибраций, включая штатное, происходило на достаточно поздней стадии развития дефекта (рис. 3).

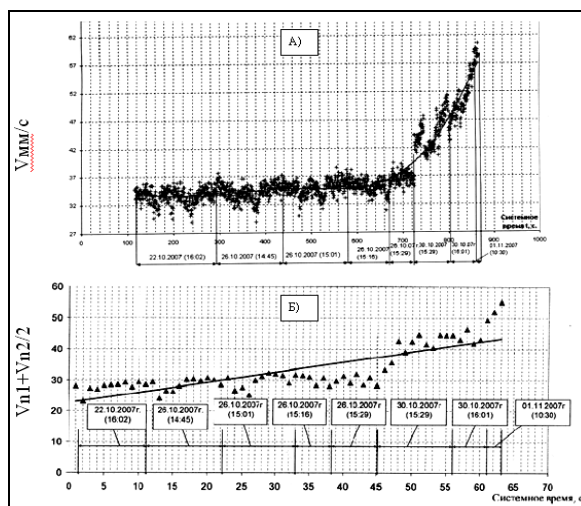


Рис. 3. Изменения СКЗ вибраций (а) и амплитудного значения МРС по мере наработки технологического двигателя на режиме М+Ф (б)

При этом, даже при превышении величиной СКЗ вибросигнала нормативных уровней, интенсивность роторных вибрации двигателя практически не менялась, так же, как и составляющих, представ-

ляющих собой разности сепараторной частоты и частот вращения роторов N1 и N2, и других составляющих, обусловленных модуляционными эффектами.

При дополнительном анализе экспериментальных материалов, использованных в [3] и [4] и результатов летного эксперимента с двигателем подобной схемы, авторами настоящей работы было высказано сомнение в правомерности диагноза состояния подшипника по увеличению интенсивности MPC на повышенных режимах работы двигателя. Указанное сомнение относится к режимам работы двигателя со значениями N1 и N2 в диапазоне 90-100%, когда величина  $F_{nc}$  принималась равной полу-сумме частот вращения роторов  $(F_1 + F_2)/2$  в то время, как ее истинное значение отличалось от нее на  $1 - 1,5$  Гц.

Из анализа кинематических соотношений для определения сепараторной частоты  $F_{nc}$  (теоретически (1) и для конкретной конструкции межроторного подшипника рассматриваемого двигателя (2))

$$F_{nc} = F_1 (d_c - d_{тк}) / 2d_c + F_2 (d_c + d_{тк}) / 2d_c; \quad (1)$$

$$F_{nc} = 0,468F_1 + 0,532F_2, \quad (2)$$

где  $d_c$  и  $d_{тк}$  – диаметры сепаратора и тел качения соответственно, следует, что  $F_{nc} = (F_1 + F_2)/2$  лишь в случае равенства нулю диаметров тел качения подшипника, либо для строго заданного отношения частот вращения роторов, компенсирующего отличия коэффициентов при  $F_1$  и  $F_2$  в уравнении (2). от величины 0,5. Поэтому доминирование в спектре вибраций составляющей на частоте  $(F_1 + F_2)/2$  (назовем ее  $ПС_{n1+n2}$ ) не следует путать с MPC.

Указанная неопределенность оценки диагностического признака объясняется тем, что при использованном в спектральном анализе вибраций разрешении по спектру величиной 1Гц, значения составляющей MPC на повышенных режимах работы двигателя инструментально не различимы с комбинационной составляющей вибрации  $ПС_{n1+n2}$ .

Подтверждение существования составляющей  $ПС_{n1+n2}$  на максимальных режимах работы двигателя рассматриваемой схемы при одновременном существовании MPC иллюстрируется спектрами на рис. 4. При его получении использовалось разрешение по спектру 0,33 Гц.

Вопросы, связанные с природой возникновения составляющей  $ПС_{n1+n2}$  и условиями ее проявления на двигателе остаются открытыми. Поэтому диагностику состояния подшипника на частоте MPC предпочтительнее осуществлять на режиме МГ.

Это следует делать не только потому, что интенсивность MPC на этом режиме возрастает при

разрушении подшипника существенно больше, чем значение составляющей, принимаемое за MPC на режимах М+Ф, но и вследствие отсутствия риска маскировки MPC при больших скольжениях роторов на малых режимах.

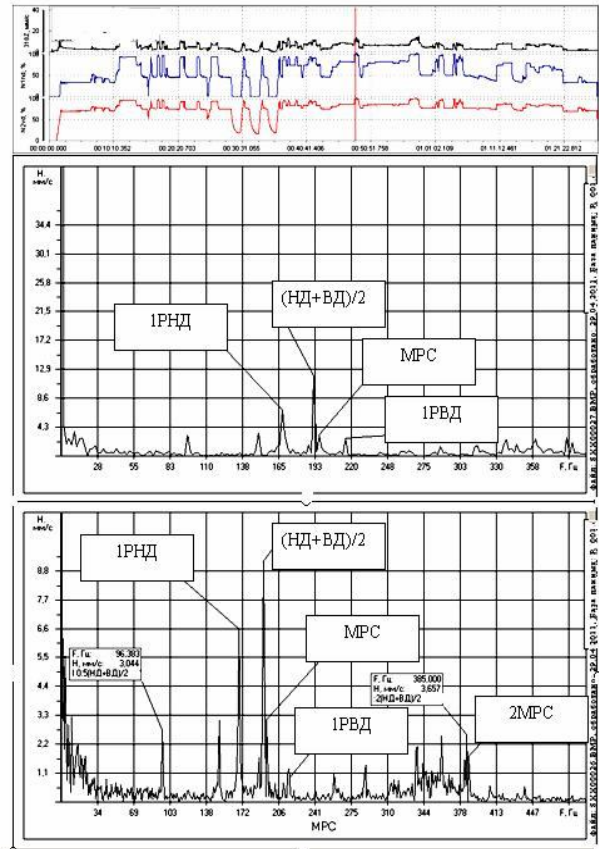


Рис. 4 Иллюстрация одновременного проявления составляющих MPC и  $(HD+VD)/2$  спектра вибропроцесса для режима М+Ф

Заслуживает внимания обнаруженная в [3] и [4] и подтвержденная авторами в результате дополнительного анализа экспериментальных материалов, использованных в указанных источниках принципиальная возможность фиксации тонких диагностических признаков разрушения межроторного подшипника по спектру вибраций, замеренных не на корпусе подшипника, а в достаточно удаленном штатном месте на промежуточном корпусе двигателя.

В частности, уже в начале стендового эксперимента с технологическим двигателем в каскадах спектра вибраций обнаружено устойчивое проявление так называемых «пачек» ударных импульсов ( $\Delta \approx K^* F_{nc} - F_1$ ), каждая из которых содержала 3-4 гармоники, при том, что одна из них относилась к ряду  $K^* F_{nc}$  межроторного подшипника, где  $K$  – целое число (рис. 5).

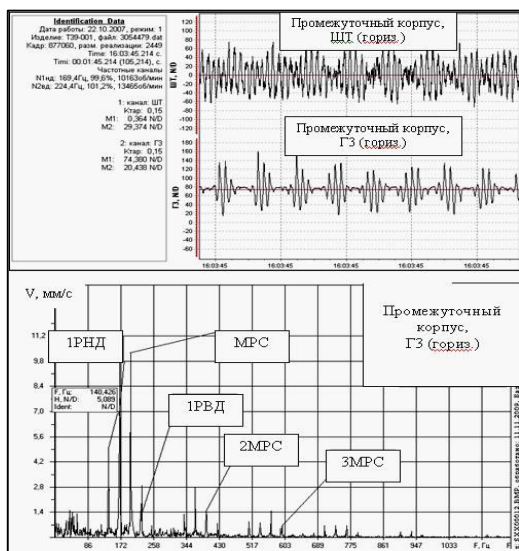


Рис. 5. Появление «пачек» ударных импульсов в начале эксперимента с технологическим двигателем

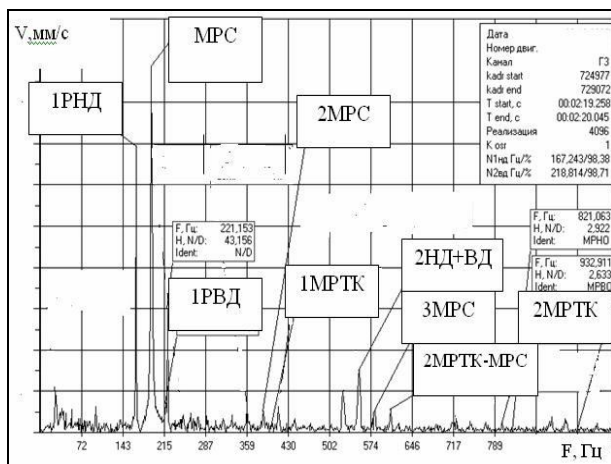


Рис. 6. Дополнительное появление в спектре вибросигнала составляющих, содержащих частоты МРТК в заключительной стадии эксперимента, процесс разрушения МРС

В спектре же вибраций на рис 6, полученном на стадии прекращения эксперимента из-за разрушения подшипника, наряду с доминирующей составляющей на частоте, равной полусумме частот вращения роторов НД и ВД, присутствовали гармонические составляющие с кратностями 2 и 3 к частоте вращения сепаратора межроторного подшипника. При этом также идентифицировались 2-я гармоника составляющей с частотой следования тел качения МРТК<sub>2</sub>, боковые гармоники с частотами  $f_{TK} = K \cdot f_{TK} - F_{nc}$ , (здесь  $K = 1, 2, 3, \dots$ ;  $f_{TK}$  – частота следования тел качения), а также составляющая МРТК<sub>2</sub>-МРС<sub>1</sub>.

Первый из рассмотренных эффектов, проявление которого сохранялось в процессе разрушения

подшипника, может быть рекомендован для ранней диагностики его состояния в эксплуатации. Второй можно трактовать – как одно из необходимых условий обязательного съема двигателя с крыла.

## 2.2. Оценка проявления диагностических признаков состояния межроторного подшипника в составе двухвального двигателя при его эксплуатации на самолете

Для отработки процедуры надежной диагностики начала разрушения межроторного подшипника необходима оценка проявления характерных признаков его дефекта на двигателе, собранном по ТУ, в том числе и в условиях его реальной эксплуатации на самолете.

Такая оценка была выполнена при установке ТРДДФ той же силовой схемы, что и технологический двигатель, на маневренный самолет.

В результате проведенных исследований достаточно неожиданно оказалось, что составляющая МРС с интенсивностью, которая для технологического двигателя была достаточно представительной (амплитуда более 17 мм/с. и доминирование в спектре), чтобы по ней судить о выраженных дефектах подшипника, может кратковременно возникать и в штатных условиях работы двигателя на самолете. Так как указанный эффект возникал только на максимальных режимах работы двигателя (в диапазоне 90-100% частот вращения ВД и НД) при отсутствии дефекта межроторного подшипника (согласно штатного виброакустического контроля), его проявление вполне согласуется с тезисом о предпочтительности диагностики состояния подшипника по интенсивности и характеру изменения МРС вибросигнала для режима МГ.

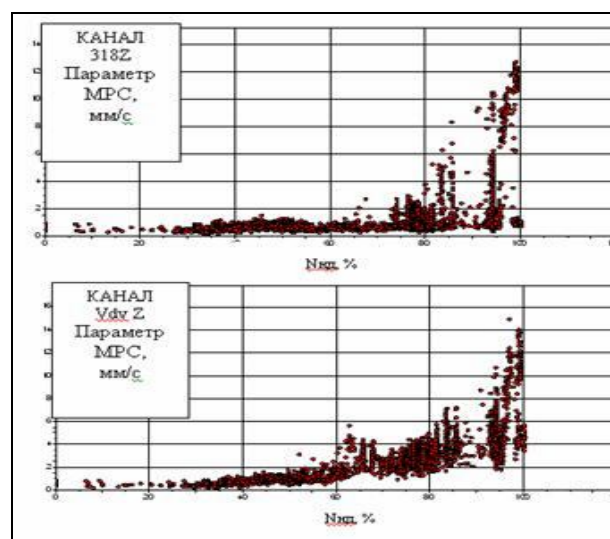


Рис. 7. Изменение амплитуды колебаний на частоте МРС с изменением частоты вращения РНД



В самом деле, как видно из рис. 7, амплитудные значения составляющей МРС в условиях полета имеют максимальные значения в диапазоне частот вращения 90-99% по ротору низкого давления. Характерный спектр вибраций с доминированием составляющей МРС в условиях полета при работе двигателя на режиме полного форсажа представлен на рис. 8, а, а на рис 8, б приведен спектр вибраций, полученный на режиме МГ в наземных условиях работы двигателя.

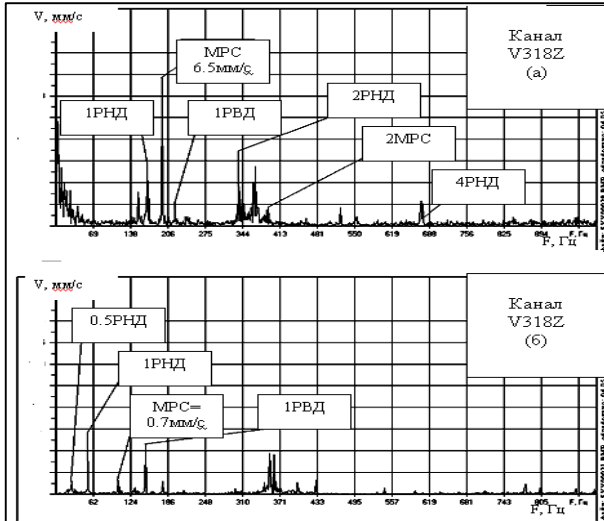


Рис. 8. Спектр с доминированием состава МРС на режиме М+Ф в полете (а) и при ее незначительном на режиме МГ в стартовых условиях (б)

Остановимся на двух наиболее важных особенностях проявления повышенного уровня МРС в эксплуатационных условиях. Первая из них – нестационарный характер изменения во времени с характерным максимумом. Сказанное иллюстрируется изменением МРС:

- при выводе двигателя на режим полного форсажа в наземных условиях (рис. 9);

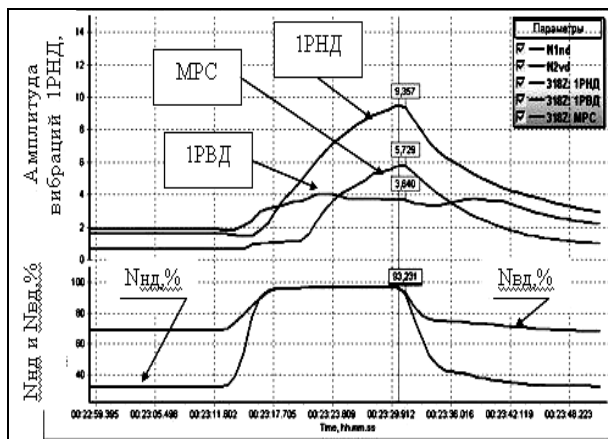


Рис. 9. Иллюстрация проявления МРС после выхода на режим ПФ в стартовых условиях

- при выполнении разгона самолета на Максимале (рис. 10);

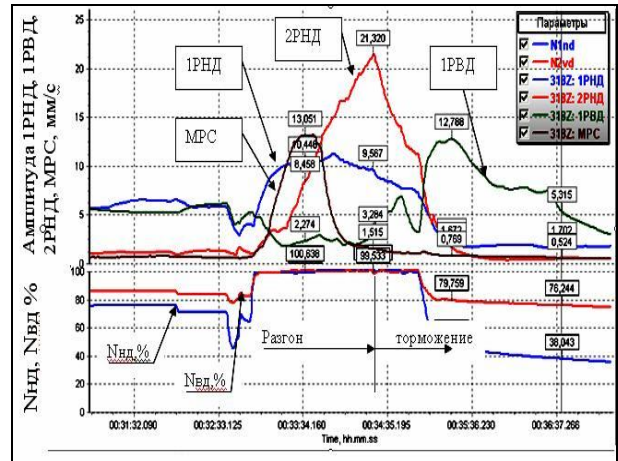


Рис. 10. Иллюстрация проявления МРС при выполнении разгона самолета на Максимале (Н = 3км, М = 1,3)

- при запусках двигателя в полете.

Вторая особенность – взаимосвязь вышеуказанного характера проявления МРС в разгонах самолета с положительным градиентом увеличения амплитуды второй роторной гармоники РНД2 при одновременном превышении ею в ряде случаев величины базовой гармоники 1РНД (см. рис. 10).

Первая из рассмотренных особенностей, по-видимому, связана с температурными деформациями конструкции узла подшипника и роторов двигателя, сопровождающих его прогрев. Вторая - может быть объяснена кратковременным нарушением соосности роторов из-за деформации ротора КНД в результате изменения осевых сил в двигателе при разгоне самолета.

### Заключение

1. При летной эксплуатации собранного по ТУ ТРДД с межроторным подшипником в одной из задних опор возможно кратковременное появление доминирующей в спектре штатного вибросигнала составляющей на частоте вращения сепаратора, связанное не с дефектом подшипника, а с условиями его работы.

2. В связи с возможностью появления на максимальных режимах работы рассматриваемого ТРДД комбинационной составляющей с частотой, равной полу-сумме частот вращения роторов двигателя, диагностику состояния подшипника по составляющей МРС штатного вибросигнала следует осуществлять на малых режимах работы двигателя, где нет риска маскировки указанной составляющей комбинационной.

## Литература

1. Карасев В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасев, И.П. Максимов, М.К. Сидоренко. – М., Машиностроение, 1978. – 132 с.
2. Коровин Б.Б. Идентификация опасных динамических процессов в ГТД по вибросигналу / Б.Б. Коровин, В.В. Червонюк // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1984. – Вып 11. – С. 155-158.
3. Назаренко Ю.Б. Диагностика роторов и межроторного подшипника по виброскоростям на корпусах двухвальных турбореактивных двигателей / Ю.Б. Назаренко, Л.Ф. Светашова // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – №9 (66). – С. 135-139
4. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей / М.Е. Колотников, Ю.Б. Назаренко, А.В. Иванов, Л.Ф.Светашиова // *Проблемы межроторного подшипника: Научно-технический конгресс по двигателестроению НТДК-2008. Десятый международный салон: сборник тезисов*. – М., 2008. – С. 112.
5. *Неразрушающий контроль: справочник / под общ. ред. В.В. Клюева*. – М.: Машиностроение, 2006. – 336 с.
6. Ширман А. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Ширман, А. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1996. – 224 с.
7. Лунп Д. Выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [Электронный ресурс]: пер. с англ. / Д. Лунп; под ред. В.А.Смирнова // *Computational Systems*. – 2010. – Режим доступа: <http://www.cnt-moscow.ru/ru/bible/vdpk/>. – 1.06.2011 г.

Поступила в редакцию 1.06.2011

**Рецензент:** д-р техн. наук, Генеральный конструктор М.Е. Колотников, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия.

### ДО ДІАГНОСТИКИ СТАНУ МІЖРОТОРНОГО ПІДШИПНИКА ПО ВІБРОСИГНАЛУ

*О.М. Билинкін, Б.Б. Коровін, К.В. Бричева*

Обговорюється проблема використання вібраційних діагностичних ознак стану міжроторного підшипника, одержаних в стендових умовах його роботи із внесеними дефектами в складі технологічного ТРДДФ. Показано, що при льотній експлуатації зібраного по ТУ двигуна можлива короточасна поява вищеуказаних діагностичних ознак, пов'язана не з дефектом, а з умовами роботи підшипника в експлуатації. Звернена увага на можливість появи близько діагностичної складової з частотою обертання сепаратора міжроторного підшипника субгармоніки комбінаційної складової вібрації роторів, котра може маскуватися під діагностичну. Надані рекомендації для підвищення надійності діагнозу.

**Ключові слова:** міжроторний підшипник, діагностичний признак, складова спектра, сепаратор, гармонька, модуляція.

### TO DIAGNOSTICS OF THE INTERSHAFT BEARING STATE USING VIBRATION SIGNAL

*O.N. Bylinkina, B.B. Korovin, E.V. Brycheva*

The problem of diagnostic sign for the intershaft bearing state using is discussed. This sign is detected for a bearing that had an insertion defects while technological afterburning turbofan bend working. It was shown that during flight operation of standard engine transitory appearance of above mentioned diagnostic sign is possible for the bearing without defects. It is took notice of possibility the rotors combination vibration component appearance with the frequency near or equal of diagnostic one. This phenomenon of rotors combination vibration subharmonic appearance proceeded on maximal engine mode. That is why the bearing diagnostic procedure have being recommended for low engine modes.

**Key words:** intershaft bearing, diagnostic sign, spectrum component, bearing cage, harmonic, ssubharmonic.

**Билинкін Ольга Николаевна** – начальник сектора в НИО-3 ФГУП «Летно-исследовательский институт им М.М. Громова», Жуковский, Россия, e-mail: [flysim-lii@mtu-net.ru](mailto:flysim-lii@mtu-net.ru).

**Коровин Борис Борисович** – д-р техн. наук, начальник лаборатории в НИО-3 ФГУП «Летно-исследовательский институт им М.М. Громова», Жуковский, Россия, e-mail: [flysim-lii@mtu-net.ru](mailto:flysim-lii@mtu-net.ru).

**Бричева Екатерина Владимировна** – инженер-конструктор 1 категории, ФГУП «НПЦ Газотурбостроения «Салют», Москва, Россия, e-mail: [Tkaterina-br@yandex.ru](mailto:Tkaterina-br@yandex.ru).