

УДК 629.7.017.1

## ВИБРОДИАГНОСТИКА РОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЖИМА ХОЛОДНОЙ ПРОКРУТКИ

© 2016 Р.В. Бирюков<sup>1</sup>, Ю.В. Киселев<sup>2</sup><sup>1</sup> ПАО «Кузнецов», г. Самара<sup>2</sup> Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет)

Статья поступила в редакцию 25.02.2016

В статье рассматриваются вопросы вибрационного диагностирования роторных подшипников газотурбинных двигателей (ГТД) на примере трехвального двигателя марки «НК». Проводится анализ возможных методов вибрационного диагностирования, их преимуществ и недостатков, представлена методика вибрационного диагностирования с использованием каскадного спектрального анализа на режиме холодной прокрутки двигателя.

Ключевые слова: *вибрационное диагностирование, спектральный анализ, подшипник роторный, гармоники роторные, тела качения, быстрое преобразование Фурье*

Существенную долю отказов ГТД, приводящих к тяжелым последствиям (задеванию роторных и статорных элементов, к титановому пожару) и, как следствие, к досрочным съемам двигателя с эксплуатации (в зависимости от типа и назначения двигателя - до 40%) составляют разрушения роторных подшипников [1]. С переходом на эксплуатацию ГТД по техническому состоянию решение задачи эффективного диагностирования подшипников становится еще более актуальным. В ряде случаев диагностирование неисправностей роторных подшипников ГТД удается достаточно эффективно решать, используя температурные параметры и методы трибодиагностики [1, 2]. Однако эти методы имеют существенные ограничения, поскольку реализовать применение их для всех роторных подшипников конкретного типа двигателя невозможно. В литературе (например, в [3]) указывается на существенные возможности вибродиагностических методов применительно к диагностированию ГТД, в том числе и их подшипников.

Для всех ГТД обязательным является измерение и контроль общего уровня вибрации (обычно виброскорости) в полосе роторных частот, или измерение и контроль вибраций на частотах первых гармоник роторов [4]. Такой подход, как показывает опыт диагностирования ГТД, позволяет решать задачи аварийной защиты двигателя, но не позволяет решать задачи эффективной диагностики неисправностей роторных подшипников на ранней стадии даже с применением различных методов трендового и вероятностного анализа общего уровня вибрации. Для решения этих задач необходимы более сложные методы анализа вибросостояния, позволяющие оценивать не просто общий уровень, а структуру сигнала вибрации, для определения источников вибрации и оценки их вклада в вибросостояние двигателя в целом. К таким методам, например, относятся [5]: метод спектрального анализа; метод анализ спектра огибающей сигнала; метод ПИК-фактора, метод ударных импульсов и др.

В [3] рекомендуется для оценки состояния подшипников отслеживать в спектре вибрации следующие

характерные составляющие, генерируемые подшипником:

- вибрация с частотой перекачивания тел качения по наружной обойме;
- вибрация с частотой перекачивания тел качения по внутренней обойме;
- вибрация с частотой вращения тел качения вокруг своей оси;
- вибрация с сепараторной частотой.

Частоты этих составляющих связаны строго с частотой вращения ротора  $K \cdot f_{\text{ротор}}$ . Конкретные значения подшипниковых частот для заданной геометрии подшипника рассчитываются по широко известным формулам, приведенным, на-пример, в [3, 6]. При возникновении на беговых дорожках, телах качения или сепараторе подшипника дефектов (сколы, выбоины, нарушение формы и т.д.) происходит увеличение амплитуд составляющих вибрации на данных частотах (относительно спектра в исправном состоянии).

Отслеживание вышеуказанных составляющих в спектре вибрации ГТД по ряду причин представляет собой непростую задачу.

Во-первых, измерение вибраций в большинстве случаев осуществляется на наружных поверхностях корпусов опор двигателей. Вибросостояние ГТД определяется совокупностью вибраций различного происхождения, прежде всего, роторного, а также аэродинамического, камерного, подшипникового и т.д. [5]. При прохождении сигнала вибрации от подшипников к месту установки датчика происходит его затухание, демпфирование в стыках конструкции, особенно с учетом того, что, как правило, подшипниковые опоры выполняются упруго-демпферными. В результате, величина подшипниковой вибрации на корпусе может стать настолько малой по сравнению с роторной и аэродинамической, что это приведет к ее «маскировке» (т.е. невозможности различить) в шумовых и случайных компонентах спектра. Во-вторых, большая часть составляющих вибрации связана с частотами вращения роторов, но есть и составляющие, не имеющие такой строгой связи (например, вибрации камерного происхождения). Возможно практическое совпадение значений частот вибрации от разных источников, а так же явление модуляции вибраций. Кроме того, спектр вибраций неминуемо содержит случайные и шумовые составляющие.

*Бирюков Роман Владимирович, инженер-конструктор.*

*E-mail: adder312@rambler.ru*

*Киселев Юрий Витальевич, кандидат технических наук, доцент*

Для повышения эффективности спектрального анализа применяются усреднение спектров, аналоговая и цифровая фильтрация, оконные функции (Хемминга, Блекмана и т.д.) [3]. Однако и в этом случае «привязка» составляющих в спектре к фактическим источникам возбуждения вибраций в двигателе может быть затруднена. В качестве примера на рис. 1 приведен спектр виброускорения трехвального ГТД (датчик располагается на корпусе одной из опор двигателя). В спектре достаточно однозначно идентифицируются роторные гармоники (определяются по формуле (1) и аэродинамическая вибрация, генерируемая вентилятором двигателя (определяется по формуле (2)).

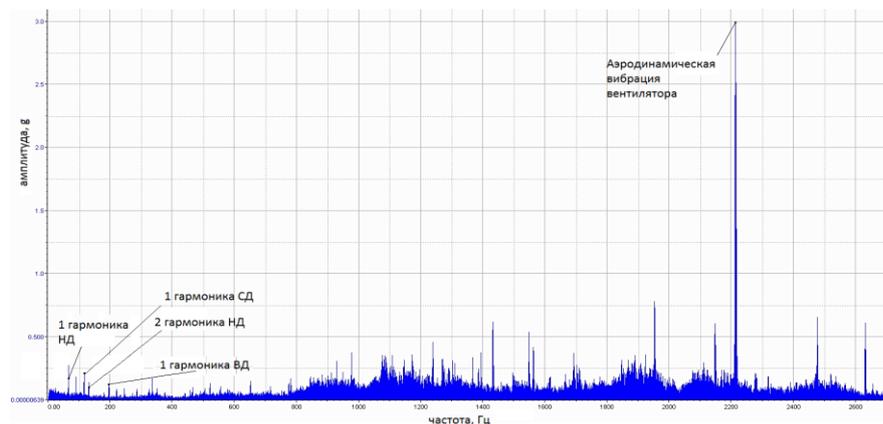


Рис. 1. Спектр вибрации ГТД

Для повышения эффективности контроля за состоянием подшипников ГТД в [3, 5] рекомендуется применять метод анализа спектра огибающей сигнала вибрации. Огибающая сигнала в этом случае формируется в некоторой информативной области частот с использованием преобразования Гильберта, а дальше с использованием быстрого преобразования Фурье (БПФ) строится спектр огибающей с отслеживанием в нем уже упомянутых составляющих подшипника. Этот метод основан на явлении модуляции сигнала при возникновении дефектов в подшипнике, вызываемой появлением в сигнале периодических ударов (например, при прокатывании тела качения по дефекту на беговой дорожке). Однако метод анализа спектра огибающей имеет и свои существенные недостатки – требует выбор информативной полосы частот (ее фильтрация), дополнительная обработка (выделение огибающей), т.е. существенно повышается сложность анализа по сравнению с обычным спектральным анализом.

В работах [7, 8] предложен метод анализа вибрации при выбеге роторов двигателя с использованием режима каскадного (трехмерного) спектрального анализа (в координатах «частота-амплитуда-время»). Применение трехмерного спектра позволяет воспользоваться следующими преимуществами:

- однозначное определение взаимосвязи составляющих вибрации и частоты вращения ротора (на каскадных спектрах большинство составляющих вибрации представляют собой как бы «траектории», эквидистантные изменению частоты вращения на переходных режимах работы. Таким образом, явно видны составляющие, жестко связанные с частотой вращения);
- отсеивание случайных и шумовых составляющих;
- возможность исследования изменения виброускорения при прогреве двигателя.

Идентификации большинства других составляющих затруднена и неоднозначна.

$$fp_k = k \cdot f_{\text{ротора}} \quad (1)$$

$$f_{ав} = z_l \cdot f_{нд} \quad (2)$$

где  $f_{\text{ротора}}$  – частота вращения соответствующего ротора, Гц;  $k$  – номер гармоники;  $fp_k$  – частота  $k$ -той роторной гармоники;  $f_{ав}$  – частота аэродинамической вибрации, возбуждаемой вентилятором;  $z_l$  – число лопаток вентилятора;  $f_{нд}$  – частота вращения ротора низкого давления (НД), Гц.

В работах [7, 8] обращается также внимание на возникновение резонансного усиления составляющих вибрации, генерируемых маломощными источниками вибрации, в определенные моменты выбега, что повышает достоверность их выявления. Величина усиления сигнала на тех же подшипниковых частотах, по сравнению с эталонным значением, является диагностическим признаком. Преимуществом данного способа является сравнительная простота его реализации – построение каскадного спектра возможно практически в любой системе обработки вибрации (например, широко используемой в практике испытаний ГТД программе НПП «МЕРА» WinPOS), при условии непрерывной записи сигнала вибрации с необходимой частотой дискретизации.

Возможность анализировать переходные режимы, особенно режим запуска и выбега, существенно повышает возможности анализа состояния двигателя, как в эксплуатации при диагностике, так и при стендовых испытаниях при доводке двигателя. Для решения задачи вибродиагностирования рассматриваемого двигателя было решено использовать режим холодной прокрутки (ХП), включающий в себя участок принудительной раскрутки ротора ВД стартером и затем после отключения стартера - участок выбега роторов. При таком подходе к анализу вибраций стоит учитывать, что из числа подшипниковых частот может быть исключена сепараторная, так как, составляя для большинства подшипников  $(0,4-0,5) \cdot f_{\text{ротора}}$ , она практически все время ХП будет располагаться в области очень низких частот. На рис. 2 для примера приведен каскадный спектр виброускорения по датчику на одной из опор двигателя для режима ХП, полученный при стендовых испытаниях ГТД.

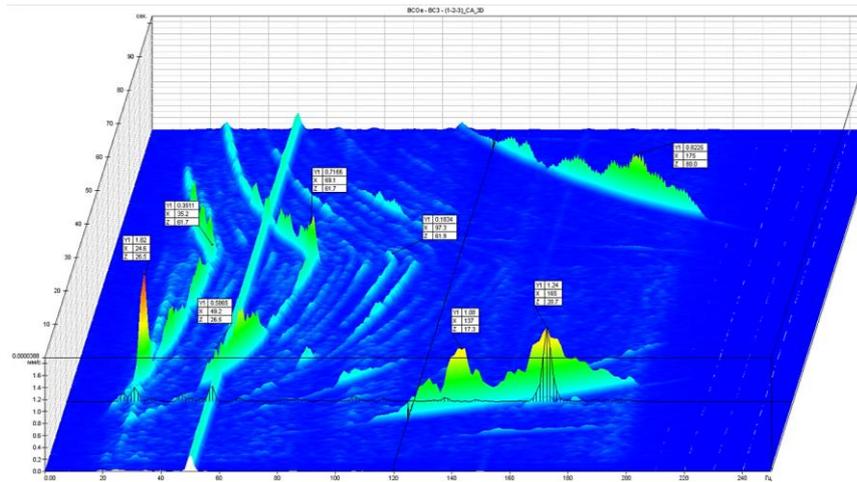


Рис. 2. Каскадный спектр, полученный на режиме ХП

При использовании режима ХП для анализа вибросостояния спектр получается существенно более «простым», чем на рабочих режимах работы, что связано, в частности, с отсутствием вибраций камерного происхождения. Кроме того, весь период ХП от включения стартера до окончания выбега роторов занимает достаточно небольшой период времени ( $\approx 100-200$  с), удобный для анализа на объединенном за все время ХП каскадном спектре.

При проведении спектрального анализа на неустановившемся режиме важное значение приобретает точное определение частоты вращения роторов, так как далее она используется в расчете подшипниковых частот. Погрешность определяется как погрешностью измерения частоты вращения, так и погрешностью «синхронизации» момента определения частоты вращения и идентификации вибрации, а также изменением частоты вращения за время накопления значений сигнала вибрации для построения единичного спектра. С учетом того, что подшипниковые составляющие могут в 15-20 раз превышать частоту вращения ротора (вращ), наличие погрешности определения частоты вращения может дать существенную ошибку при идентификации подшипниковой составляющей. В связи с этим, предлагается следующая методика определения фактической частоты вращения.

В спектре по измеренным значениям частот вращения идентифицируются первые роторные гармоники, наиболее просто и однозначно определяемые в спектре. Для расчета подшипниковых частот используется не измеренное значение частоты вращения, а фактическое значение частот первых роторных гармоник. За счет этого достигается повышение достоверности идентификации составляющих вибрации. Предложенный подход использовался при решении задачи диагностирования подшипников применительно к подшипникам опоры турбины трехвального ГТД. В двигателе установлены роликовый межвальный подшипник ВД-СД, и роликовые подшипники роторов СД и НД. Характерные частоты подшипников определялись по формулам следующего вида:

$$f_n = a \cdot f_{\text{ротора}} \quad (3)$$

где  $f_{\text{ротора}}$  – частота вращения соответствующего ротора, Гц;  $a$  – коэффициент, определяемый в зависимости от геометрии подшипника;  $f_n$  – характерная частота подшипника.

Расчетные значения коэффициентов «а» приведены в табл. 1, а на рис. 3, 4 представлен каскадный спектр и спектр в один из моментов времени.

Таблица 1. Значения частот подшипников опоры турбины

Подшипник	Число тел качения	Диаметр по центрам тел качения, мм	Диаметр тела качения, мм	Для частоты вращ. тела качения вокруг оси $a \cdot f_{\text{ротора}}$	Для частоты прокат. по наружн. обойме $a \cdot f_{\text{ротора}}$	для частоты прокат. по внутренней обойме $a \cdot f_{\text{ротора}}$
межвальный роликоподшипник ВД-СД	40	180	10	8,972	18,889	21,111
роликоподшипник СД	40	180	10	8,972	18,889	21,111
роликоподшипник НД	40	180	10	8,972	18,889	21,111

Примечание: для межвального подшипника в качестве  $f_{\text{ротора}}$  используется значение  $f_{\text{ВД}} - f_{\text{СД}}$

После получения каскадного спектра и идентификации первых роторных гармоник в спектре ищутся подшипниковые составляющие. В исправном состоянии двигателя данные составляющие будут иметь очень небольшую амплитуду, однако в случае, если их все же можно идентифицировать, очевидно, что при развитии неисправностей амплитуды будут значительно расти, т.е. можно решать задачу диагностирования. В

спектре на рис. 3,4 удалось идентифицировать 2 составляющие межвального подшипника ВД-СД – прокатывания тел качения по внутреннему и наружному кольцам подшипника. Однако совпадение расчетного значения частоты с какой либо составляющей спектра еще не дает гарантию того, что эта составляющая не является шумовой. Поэтому после первоначальной (предварительной) идентификации осуществляется

анализ каскадного спектра – является ли данная составляющая устойчивой «траекторией», т.е. на самом ли деле она связанная с частотой вращения соответ-

ствующего ротора. Применительно к указанному примеру это можно сказать об обоих идентифицированных составляющих подшипника.

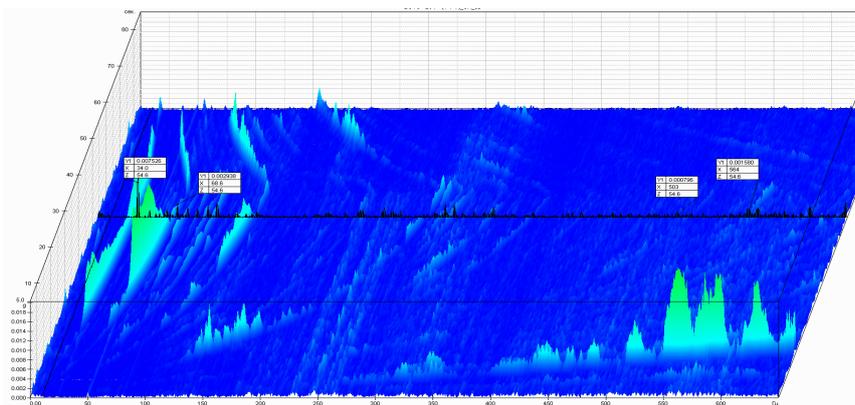


Рис. 3. Каскадный спектр вибрации по датчику на опоре турбины

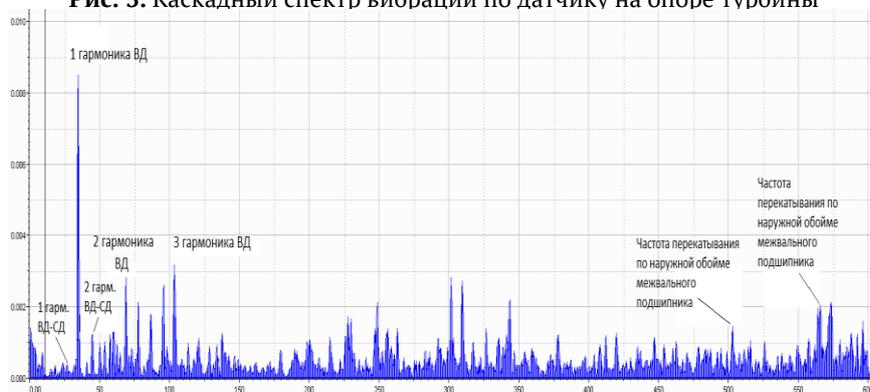


Рис. 4. Спектры вибрации в конкретный момент времени

После получения каскадного спектра и идентификации первых роторных гармоник в спектре ищутся подшипниковые составляющие. В исправном состоянии двигателя данные составляющие будут иметь очень небольшую амплитуду, однако в случае, если их все же можно идентифицировать, очевидно, что при развитии неисправностей амплитуды будут значимо расти, т.е. можно решать задачу диагностирования. В спектре на рис. 3,4 удалось идентифицировать 2 составляющие межвального подшипника ВД-СД – прокатывания тел качения по внутреннему и наружному кольцам подшипника. Однако совпадение расчетного значения частоты с какой либо составляющей спектра еще не дает гарантию того, что эта составляющая не является шумовой. Поэтому после первоначальной (предварительной) идентификации осуществляется анализ каскадного спектра – является ли данная составляющая устойчивой «траекторией», т.е. на самом ли деле она связанная с частотой вращения соответствующего ротора. Применительно к указанному примеру это можно сказать об обоих идентифицированных составляющих подшипника.

Предлагается следующий алгоритм действий при проведении вибродиагностики подшипников (в частности, опоры турбины):

- осуществляется непрерывная запись вибраций двигателя с нужными параметрами дискретизации при проведении ХП;
- строится каскадный спектр, идентифицируются первые гармоники роторов для уточнения значения частот вращения;

- по полученным значениям первых гармоник рассчитываются значения подшипниковых составляющих;

- в спектре идентифицируются подшипниковые составляющие, на каскадном спектре определяется их неслучайность;

- полученные значения сравниваются с некоторым эталоном исправного состояния, и по результатам сравнения устанавливается диагноз.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Шепель, В.Т. Надежность, диагностика, контроль авиационных двигателей. Под ред. В.Т. Шепеля / В.Т. Шепель, М.Л. Кузменко, С.В. Сарычев и др. – Рыбинск, 2001. С. ?
2. Бирюков, Р.В. Температурная диагностика роторных подшипников газотурбинных двигателей / Р.В. Бирюков, Ю.В. Киселев // Научный вестник МГТУ ГА. 2014. №205 (7). С. 55-62.
3. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. Том 7. Под общ. ред. В.В. Клюева. - М.: Машиностроение, 2006. 834 с.
4. ГОСТ 26382-84 Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации. 14 с.
5. Киселев, Ю.В. Диагностирование газотурбинных двигателей и их узлов по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам: учеб. пособие / Ю.В. Киселев, Н.И. Епишев. – Самара: СГАУ, 2007. 189 с.
6. Езоров, И.В. Информационные технологии в диагностике технического состояния ГТД (труды ЦИАМ №1345) / И.В. Езоров, В.А. Карасев, В.А. Скибин // Под ред. И.В. Езорова – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2011. 368 с.

7. Немков, В. Использование режима выбега роторов для определения резонансных характеристик газотурбинных двигателей / В. Немков, В.М. Шабазев, М.К. Леонтьев и др. // Двигатель. 2004. №6(36). С. 114-115.
8. Адаменко, В. Вибрационная диагностика подшипников авиационного двигателя / В. Адаменко, П. Жеманюк, В. Карасев, И. Потапов // Современные технологии автоматизации. 1998. №1. С. 98-101.

## VIBRATION DIAGNOSTICS OF GAS-TURBINE ENGINES ROTOR BEARINGS USING THE COLD CRANKING

© 2016 P.B. Biryukov<sup>1</sup>, Yu.V. Kiselev<sup>2</sup>

<sup>1</sup> PJSC “Kuznetsov”, Samara

<sup>2</sup> Samara State Aerospace University named after acad. S.P. Korolyov  
(National Research University)

In article the questions of vibration diagnosing of gas-turbine engines rotor bearings on the example of three shafts engine of “NK” brand are considered. The analysis of possible methods of vibration diagnosing, their advantages and shortcomings is carried out, the methods of vibration diagnosing using the cascade spectral analysis on the mode of engine cold cranking is presented.

Key words: *vibration diagnosing, spectral analysis, bearing rotor, rotor harmonicas, balls, Fourier fast transformation*

---

Roman Biryukov, Engineer-Designer. E-mail:  
adder312@rambler.ru  
Yuriy Kiselev, Candidate of Technical Sciences,  
Associate Professor