

УДК 621.431.75:534

ОПЫТ ВЫЯВЛЕНИЯ ПРИЧИН ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ИХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

© 2015 А. Е. Сундуков¹, Е. В. Сундуков², С. М. Плотников²¹ООО «ТурбинаСК», г. Самара²ОАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

На основе многолетнего опыта оценки вибрационного состояния ГТД показаны примеры выявления причин повышенной вибрации двигателей при их стендовых испытаниях с диагностикой таких дефектов как проскальзывание наружной обоймы подшипника опоры, несоблюдение геометрических параметров гидродинамического демпфера с упругими кольцами и условий подачи в него смазки, неудовлетворительная укладка двигателя на подмоторную раму, задевание отдельных элементов роторов, их подклинивание, вращающийся срыв. На примере этих дефектов показана практика использования современных методов обработки и анализа вибрационных процессов, позволяющая оптимизировать объём последующих работ со снятым с испытания двигателем. На базе полученного опыта предложена типовая методика диагностики причин повышенной вибрации ГТД с использованием наиболее эффективных методов обработки сигналов. В случае выявления стендовой виброизмерительной аппаратурой повышенной вибрации предлагается параллельно «штатным» вибродатчикам устанавливать дополнительные с регистрацией вибрации в диапазоне частот до 30 кГц. Далее проводится последовательная обработка данных с получением автоспектров в скорости и ускорении, расчёта взаимного спектра, спектра максимумов, спектра огибающей, каскадной демодуляции на базе максимумов, многократного повторения процедуры каскадной демодуляции. Эффективность предложенной методики подтверждена многолетней практикой её использования и может применяться как в условиях испытательного стенда, так и в эксплуатации при оценке технического состояния двигателей.

Газотурбинный двигатель, повышенная вибрация, дефект, вибродиагностика.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-184-192

Современные газотурбинные двигатели (ГТД) представляют собой сложную колебательную систему с наличием большого количества источников вибрации разной природы. Снижение их весовых характеристик и повышение удельных параметров сопровождается ростом динамических нагрузок. Одним из основных методов, характеризующих динамическую нагруженность ГТД, является уровень его вибрации. Контроль вибрационного состояния ГТД осуществляется как при стендовых испытаниях, так и в условиях эксплуатации.

При сдаточно-контрольных испытаниях ГТД измерение параметров вибрации осуществляется так называемой «штатной» виброизмерительной аппаратурой в контрольных (штатных) точках измерений, выбранных в процессе доводки двигателей, с целью оценки соответствия уровня вибрации установленным

нормам и, в случае их превышения, выявления источника и причины повышенной вибрации. «Штатная» аппаратура контроля вибрации имеет ограниченный частотный диапазон (как правило, диапазон изменения частот вращения роторов ГТД), что не позволяет в полной мере обеспечить надёжную идентификацию причины повышенной вибрации. Для подтверждения факта повышенной вибрации и выявления её источника параллельно «штатным» датчикам устанавливаются дополнительные, обеспечивающие измерение в достаточно широком диапазоне частот. После подтверждения наличия повышенной вибрации возникает задача идентификации её источника. При повышенной вибрации на частоте вращения ротора низкого давления (НД) многовальных ГТД как на стенде, так и в условиях эксплуатации, на ряде двигателей возможна его подбалансировка. В остальных

случаях двигатель подлежит съёму с испытаний или эксплуатации. В этом случае необходима надёжная идентификация источника повышенной вибрации для минимизации объёма ремонтных работ. В настоящей работе на основе использования современных методов обработки и анализа данных рассмотрены несколько примеров выявления причин повышенной вибрации ГТД.

В процессе сдаточных испытаний одного из двигателей НК-12СТ на стенде ОАО «КУЗНЕЦОВ» было зарегистрировано повышение вибрации по вибродатчику на картере свободной турбины (СТ), вызвавшее аварийный останов. Причём повышенная вибрация отмечалась как на двигателе, так и на нагрузке, в качестве которой выступал пневмотормоз (ПТ), представляющий собой полноразмерный одновальный газотурбинный двигатель. В данном случае регистрация вибрации производилась в нормируемом диапазоне частот 30-150 Гц, что не позволило привлечь весь спектр известных методов анализа данных. Обработка временных реализаций показала, что повышение уровней происходит кратковременно в течение 1,5 – 2 с и наибольшее значение отмечается на нагрузке (рис. 1).

На спектрах вибрации до и в интервале повышения уровня видно наличие одной ярко выраженной составляющей, которая до момента увеличения идентифицируется как первая роторная гармоника СТ (рис. 2). При этом наблюдается уменьшение её частоты с 138,3 до 131,3 Гц при увеличении интенсивности и сохранении частоты вращения ротора СТ. Анализ фазы взаимного спектра вибрации ПТ и двигателя показывает, что источником повышенных колебаний является нагрузка [1]. Фаза взаимного спектра на частоте ~131 Гц положительна. Это свидетельствует о том, что источник колебаний на этой частоте находится в ПТ.

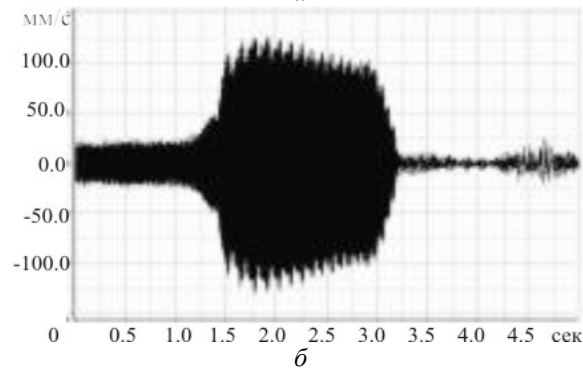
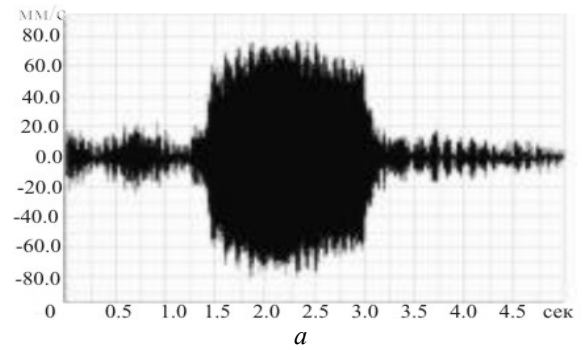


Рис. 1. Временные реализации вибрации картера СТ (а) и передней опоры ПТ (б)

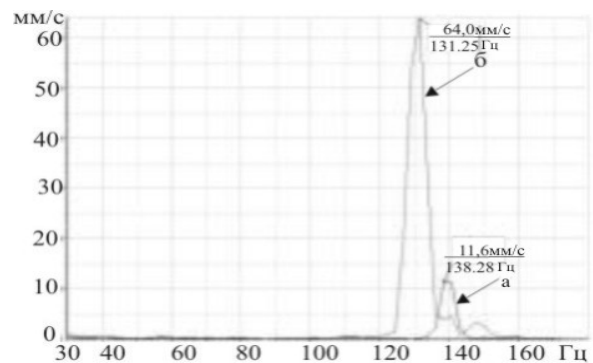


Рис. 2. Спектр вибраций передней опоры ПТ до повышения уровня вибрации (а) и в интервале повышения (б)

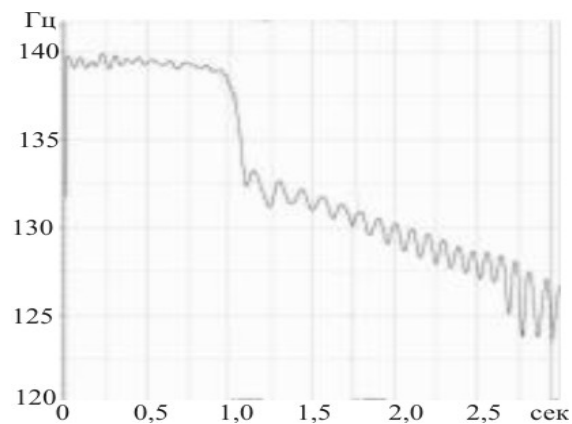


Рис. 3. Изменение частоты составляющей спектра вибрации ПТ

Был выполнен анализ изменения частоты вибрационного процесса в полосе 125-145 Гц по методике, изложенной в [2]. Полученные данные (рис. 3) показывают, что до момента повышения уровня (в интервале 0,5–1 с) частота гармоник меняется случайным образом вокруг среднего значения, а далее наблюдается падение среднего значения частоты.

Использование непрерывного вейвлет-преобразования [3] даёт возможность выполнить частотно-временной анализ (рис.4).

Представленные данные также показывают, что увеличение интенсивности гармоник происходит с уменьшением её частоты. Изменение частоты регистрируемой вибрации при постоянной частоте вращения ротора ($f_{\text{вр}}$) возможно в следующих двух случаях. Первый – попадание масла внутрь ротора. В этом случае частота вибрации составляет $\sim 0,93$ от частоты вращения ротора. При этом увеличение уровня вибрации, как правило, регистрируется на всех режимах работы двигателя. Второй случай – проскальзывание наружного кольца подшипника в посадочном

месте. В этом случае вместо частоты $f_{\text{вр}}$ будет регистрироваться разностная частота ($f_{\text{вр}} - f_{\text{вр1}}$), где $f_{\text{вр1}}$ – частота вращения наружного кольца подшипника. Обычно этот дефект диагностируется по спектру огибающей путём выделения модулирующих гармоник высокочастотной вибрации [4], что в рассматриваемом случае выполнить невозможно из-за ограниченного частотного диапазона регистрируемой вибрации.

Совокупность полученных результатов дала основание высказать предположение, что кратковременный рост интенсивности вибрации двигателя и нагрузки вызван проскальзыванием наружной обоймы подшипника в передней опоре ПТ. Его разборка подтвердила предположение.

Таким образом, проведённый анализ позволил выявить проскальзывание наружной обоймы подшипника в случае, когда исследуемый частотный диапазон ограничен частотой первой роторной гармоники и диагностика дефекта по высокочастотной вибрации невозможна.

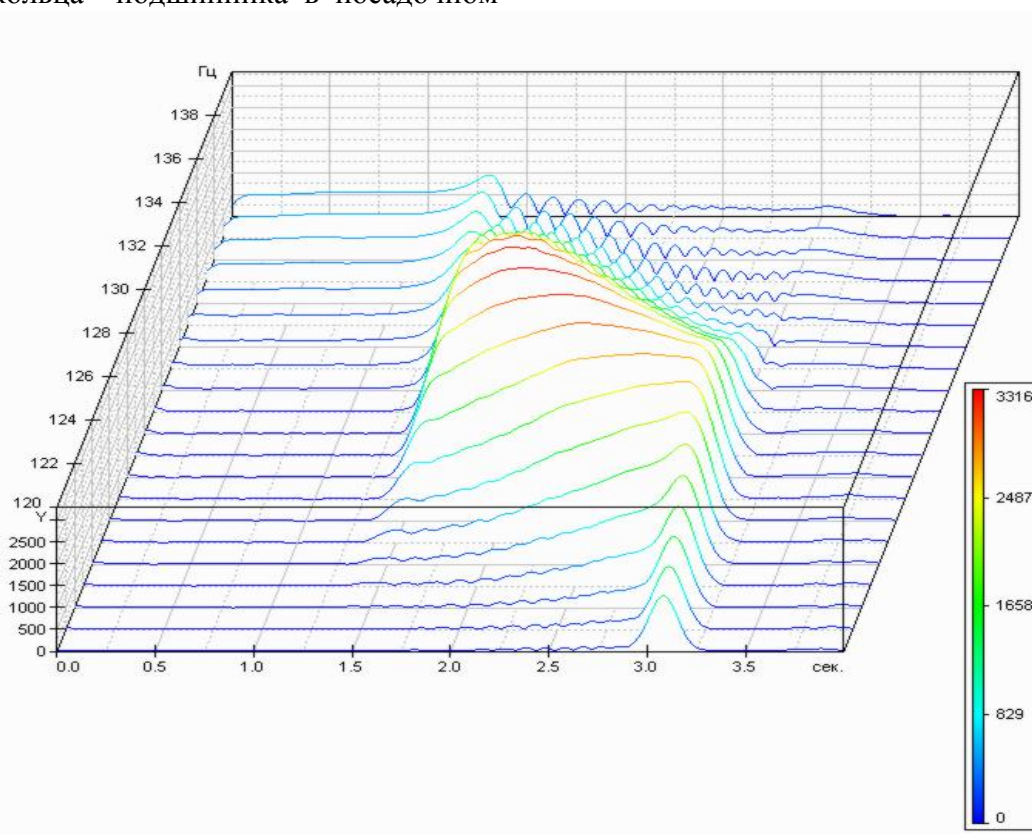


Рис. 4. Вейвлет-преобразование (морлет-вейвлет, $m=40$) вибрации ПТ

В процессе сдаточных-контрольных испытаний одного из трёхвальных ГТД проявилась повышенная вибрация по передней опоре двигателя (до 30 мм/с) на частоте вращения ротора низкого давления. Его подбалансировка на стенде не дала положительных результатов. На рис. 5 представлена каскадная демодуляция с предварительным выделением максимумов широкополосной вибрации и последующим расчётом спектра огибающей. На спектре каскадной демодуляции наиболее интенсивными являются гармоники, кратные третьей. По данным работы [5] это указывает на увеличенный радиальный зазор в передней опоре.

Разборка изделия показала наличие многочисленных отклонений в геометрических размерах демпфера. В данном типе двигателей используется гидродинамический демпфер с упругими кольцами. На внутренней и наружной поверхностях колец имеются выступы по окружности,

расположенные в шахматном порядке. Их количество и геометрические размеры определяются нормативным документом ОСТ 1.14724-90. Дефектация ряда двигателей с повышенной вибрацией по ротору НД показала, что не было обеспечено соблюдение ряда размеров этих колец, вызвавшее их относительное перемещение. Спектр каскадной демодуляции имеет вид, соответствующий проскальзыванию наружной обоймы подшипника для опоры без демпфера (рис.5). В случае нормальной работы демпфера спектр каскадной демодуляции имеет вид, представленный на рис. 6.

При испытаниях одного из трёхвальных ГТД снижение интенсивности первой роторной гармоники НД удалось достичь путём замены жиклёра подачи масла в демпфер с отличающейся площадью отверстия на 16,5% относительно требуемого на жиклёр с площадью отверстия по техническим условиям.

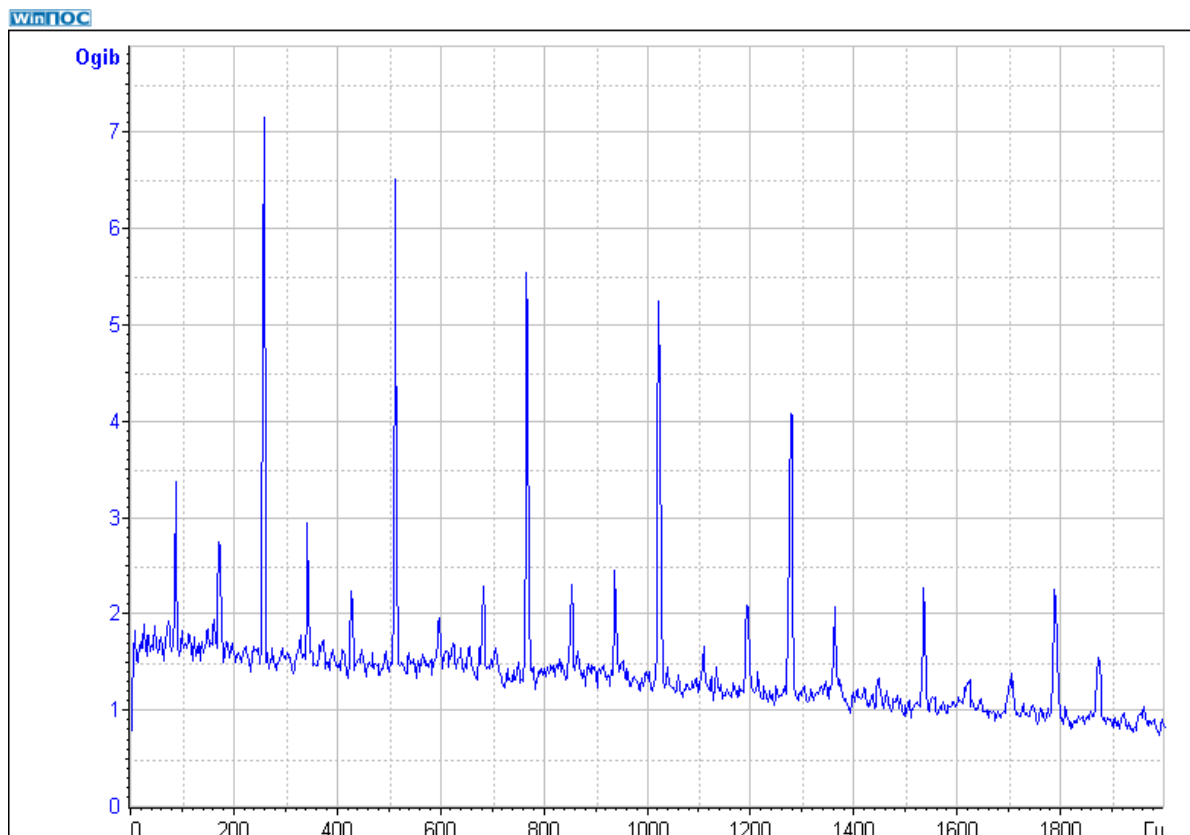


Рис. 5. Каскадная демодуляция
(выделение максимумов широкополосного процесса + огибающая, $\Delta f_{\phi} = 16000 - 18200$ Гц)

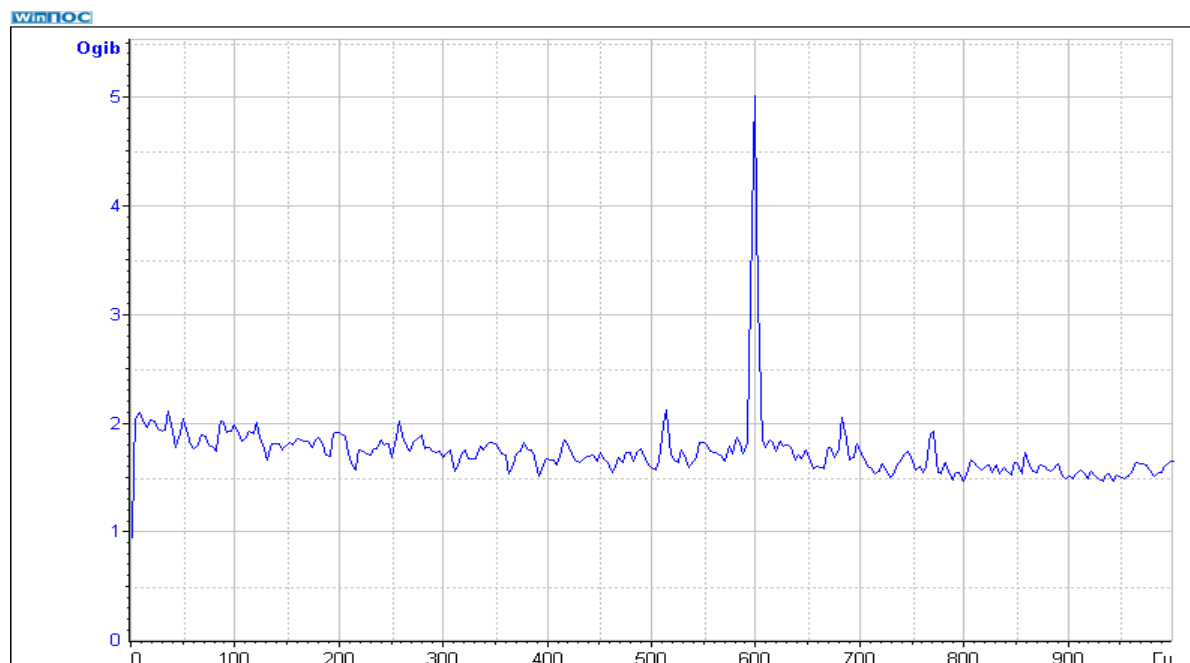


Рис. 6. Каскадная демодуляция вибрации двигателя при нормальной работе гидродинамического демпфера $\Delta f_{\phi} = 16000 - 18200$ Гц

Многовальные ГТД имеют протяжённые валы низкого давления. Как показывает практика, на интенсивность составляющей вибрации на частоте вращения ротора оказывает существенное влияние качество укладки двигателя на стенде. В практике встречались случаи, когда снижение уровня вибрации ниже установленных норм на этой частоте достигалось за счёт повторной переукладки двигателя или незначительного перемещения (в пределах 1 мм) в вертикальной плоскости его задней подвески. В некоторых случаях переукладка двигателей позволяла снизить интенсивность первой роторной гармоники НД на стационарном режиме работы до 18 мм/с. Косвенно качество укладки двигателя можно проконтролировать по изменению интенсивности лопаточной гармоники турбины НД. В приведённом выше случае её интенсивность уменьшилась со 181 до 15 м/с². Иногда качество укладки двигателя можно установить по наличию или отсутствию модуляции частотой вращения ротора НД лопаточной гармоники турбины ротора высокого давления (ВД). Это связано с соот-

ветствующими задеваниями в лабиринтных уплотнениях.

В процессе испытания одного из двигателей НК-14СТ проявилась повышенная вибрация на маслоколонке свободной турбины по датчикам осевого и вертикального направлений (СТ_в, СТ_ос). На спектре максимумов с вибродатчика СТ_ос чётко просматривается наличие кратных гармоник от частоты вращения ротора турбокомпрессора (ТК) (рис. 7), а также модуляция роторных гармоник разностной частотой между частотой вращения роторов ТК и СТ. Учитывая, что между роторами турбокомпрессора и свободной турбины присутствует только газодинамическая связь, было высказано предположение о том, что модуляция разностной частотой возможна в случае задевания рабочими лопатками компрессора элементов статора. При разборке изделия была выявлена выработка по спецслою на рабочих кольцах 6, 12, 13 ступеней статора компрессора, касание по торцу рабочих лопаток 1–6 ступеней и выработки с заусенцами по торцу лопаток 1–15 ступеней ротора компрессора.

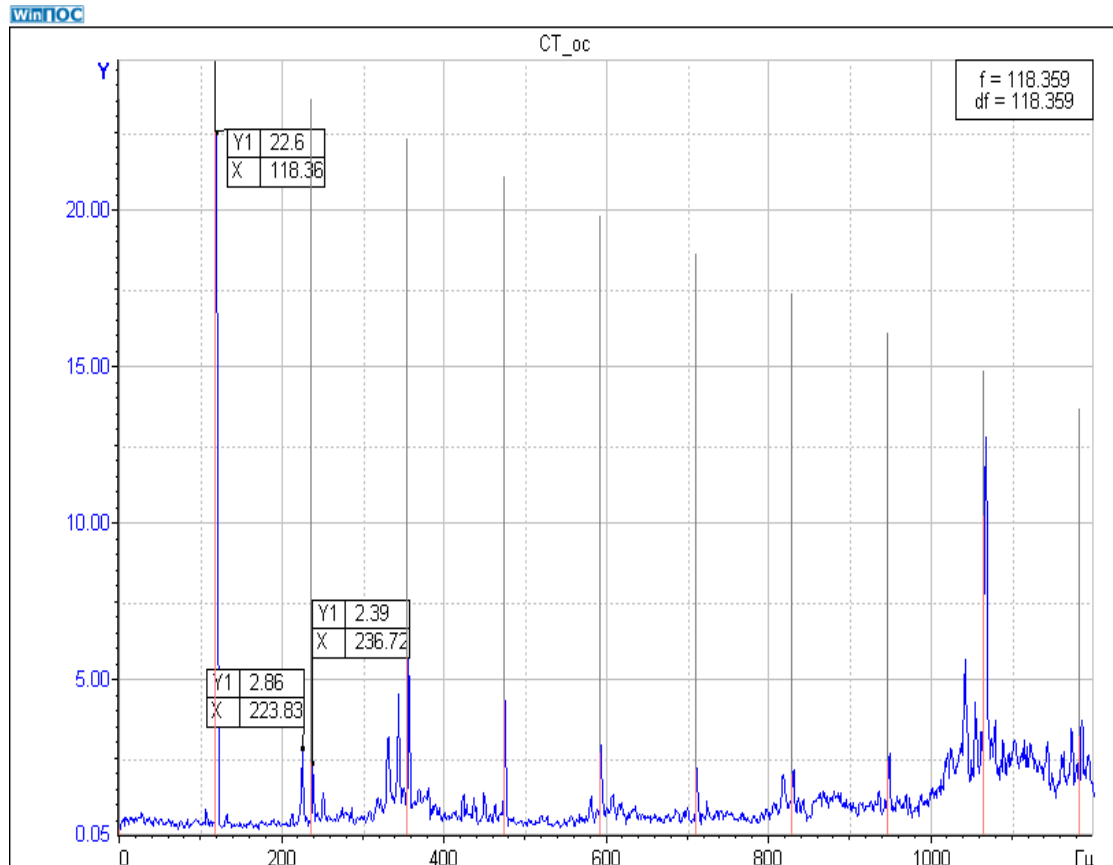


Рис. 7. Спектр максимумов с вибродатчика CT_oc

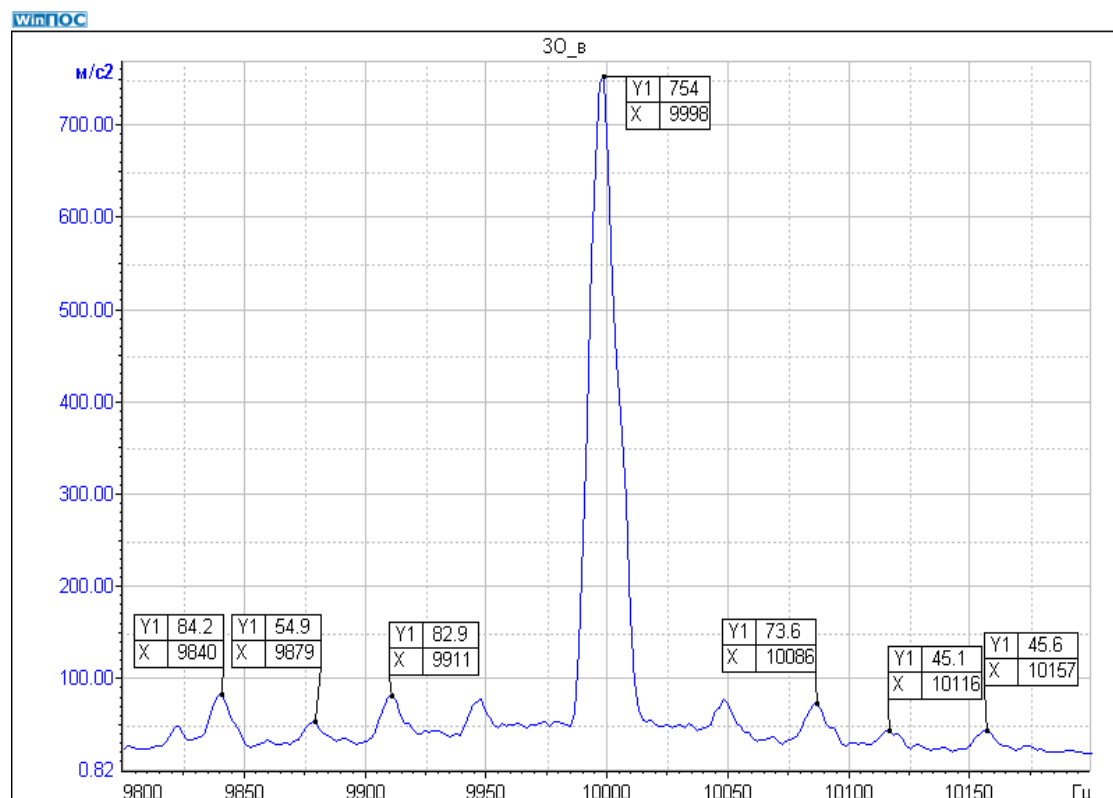


Рис. 8. Автоспектр в районе лопаточной гармоника турбины ротора СД

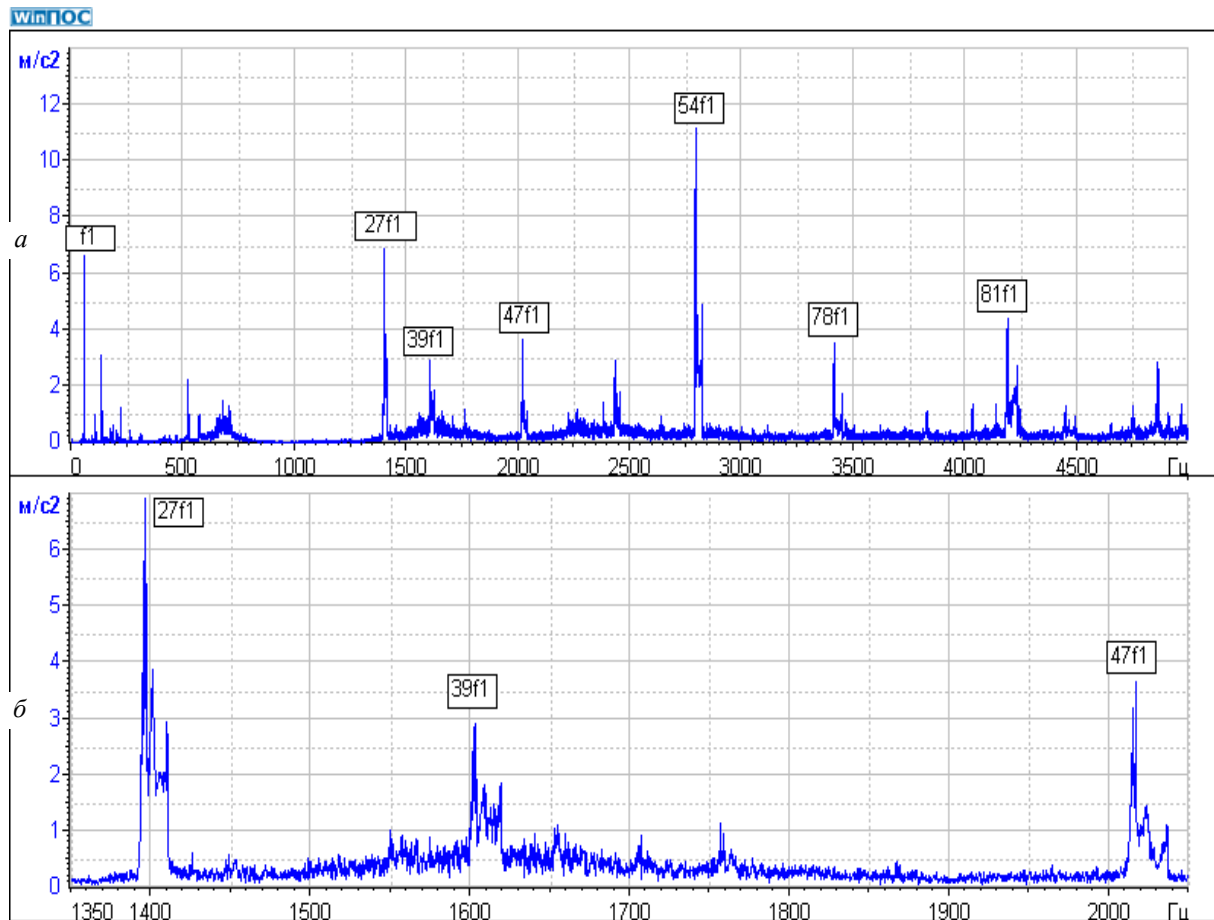


Рис. 9. Автоспектр виброускорения передней опоры на пониженном режиме работы двигателя

В процессе испытаний трёхвального ГТД после его останова отмечалось подклинивание ротора среднего давления (СД). На рис. 8 представлен автоспектр в зоне лопаточной гармоник турбины СД. Из рисунка видно наличие модуляции лопаточной гармоник первыми роторными гармониками всех трёх роторов. Было высказано предположение, что имеет место их взаимное касание в районе турбины через лабиринтные уплотнения. Разборка изделия показала наличие следов касания в секторах $\sim 40^\circ$.

При испытании трёхвального ГТД на одном из пониженных режимов была отмечена повышенная вибрация на частоте вращения ротора НД (f_1). Анализ на предмет выявления причин повышенной вибрации механического происхождения не дал положительных результатов. Было обращено внимание на наличие кратных лопаточных гармоник от всех трёх ступе-

ней компрессора НД (рис. 9, а). На этих составляющих имеется существенное расширение их спектра (рис. 9, б). Указанные признаки свидетельствуют о возникновении вращающегося срыва в компрессоре НД.

Многолетний опыт выявления причин повышенной вибрации ГТД при их стендовых испытаниях позволил предложить следующую типовую методику выявления причины повышенной вибрации.

В случае проявления повышенной вибрации, показанной стендовой виброизмерительной аппаратурой, параллельно «штатным» вибродатчикам устанавливаются дополнительные, обеспечивающие измерение вибрации в достаточно широком диапазоне частот (25 – 30 кГц). После регистрации вибрационных процессов проводится их обработка по следующей схеме.

Шаг 1. Расчёт автоспектра виброскорости (в диапазоне до 1 кГц) для подтверждения факта повышенной вибрации и, в случае её наличия, определения частоты гармоник, выявления субгармоник и супергармоник от основной составляющей, оценка соотношения их интенсивностей, присутствие модулирующих составляющих и нехарактерных шумовых компонентов.

Шаг 2. Определение по фазе взаимного спектра к какому из вибродатчиков находится ближе источник повышенной вибрации.

Шаг 3. Расчёт автоспектра ускорений в широком частотном диапазоне:

- для определения структуры спектра и выявления нетипичных областей;
- оценки наличия модулирующих составляющих высокочастотных компонентов;

- выбора частотных областей для получения спектра огибающей.

Шаг 4. Получение спектров огибающей в выбранных частотных областях для идентификации возможных дефектов.

Шаг 5. Расчёт спектра максимумов:

- для выявления модулирующих составляющих в широком диапазоне частот;
- определения частотных зон для каскадной демодуляции на базе максимумов широкополосной вибрации.

Шаг 6. Каскадная демодуляция на базе максимумов широкополосной вибрации:

- узкополосная фильтрация максимумов в частотных зонах, определённых в шаге 5;
- расчёт огибающей с целью выявления возможных дефектов.

Шаг 7. В случае необходимости повторение процедуры каскадной демодуляции на основе данных шага 6.

Библиографический список

1. Бендат Дж., Пирсол Л. Применение корреляционного и спектрального анализа. М.: Мир, 1983. 540 с.

2. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.В. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибрации энергетических машин // Известия Самарского научного центра РАН. Спец. выпуск. «Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития». 2006. С. 194-197.

3. Добеши И. Десять лекций по вейвлетам. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2001. 464 с.

4. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие. СПб.: СПбГМТУ, 2000. 159 с.

5. Фирсов А.В., Посадов В.В. Диагностика дефектов подшипников качения при стендовой доводке малоразмерного высокооборотного газотурбинного двигателя с помощью спектрального анализа вибрации // Контроль. Диагностика. 2013. № 7. С. 40-47.

Информация об авторах

Сундуков Александр Евгеньевич, кандидат технических наук, директор ООО «ТурбинаСК». E-mail: sunduckov@mail.ru. Область научных интересов: виброметрия и вибродиагностика.

Сундуков Евгений Васильевич, кандидат технических наук, начальник комплексной научно-исследовательской

лаборатории, ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: виброметрия и вибродиагностика.

Плотников Сергей Михайлович, инженер-конструктор, ОАО «КУЗНЕЦОВ». Область научных интересов: виброметрия и вибродиагностика.

IDENTIFYING THE CAUSES OF EXCESSIVE VIBRATION IN GAS TURBINE ENGINES IN THE COURSE OF THEIR RIG TESTS

© 2015 A. E. Sundukov¹, E. V. Sundukov², S. M. Plotnikov²

¹LLC «Turbina SK», Samara, Russian Federation

²JSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation

Examples of identifying the causes of high vibration of engines during rig tests based on many years of experience in evaluating the vibration behavior of gas turbine engines are presented in the paper. Defects such as slippage of the outer bearing support, failure to comply with the geometric parameters of the hydrodynamic damper with elastic rings and the conditions of oil feeding, unsatisfactory laying of the engine on the engine frame, rubbing of individual elements of the rotors, their wedging and rotational stall are diagnosed. The practice of using modern methods of processing and analysis of vibration processes that makes it possible to optimize the amount of subsequent work with the engine is shown, with the above-mentioned defects taken as an example. A standard technique for diagnosing the causes of excessive vibration in gas turbine engines using the most efficient methods of signal processing is proposed on the basis of the experience gained. In case of detecting high vibration by bench vibration measuring apparatus we propose to install additional vibration sensors with the registration of vibration in the frequency range of up to 30 kHz parallel to the standard vibration sensors. This is followed by sequential data processing with obtaining autospectrums in speed and acceleration, calculation of the cospectrum, the spectrum of highs, the envelope spectrum, cascade demodulation on the basis of highs, multiple iterations of the cascade demodulation procedure. The effectiveness of the proposed method has been confirmed by many years of its practical use and can be applied both in the conditions of the test bench and in operation for the evaluation of the engines's health.

Gas turbine engine, excessive vibration, defect, vibration diagnostics.

References

1. Bendat J., Piersol L. *Primenenie korrelyatsionnogo i spektral'nogo analiza* [Application, int sion and spectral analysis]. Moscow: Mir Publ., 1983. 540 p.
2. Sundukov A.E., Sundukov E.V., Bit-Zaya A.V., Roslyakov A.V. Evaluation of the width of the discrete components of the spectrum of vibration energy machines. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. Spets. vypusk. «Problemy zheleznodorozhnogo transporta na sovremennom etape razvitiya»*. 2006. P. 194-197. (In Russ.)
3. Daubechies I. *Desyat' lektiy po veyvletam* [Ten lectures on vavle there]. Izhevsk: NITs «Regulyarnaya i khaotichnaya dinamika» Publ., 2001. 464 p.
4. Barkov A.V., Barkov N.A., Azovtsev A.Y. *Monitoring i diagnostika rotornykh mashin po vibratsii* [Monitoring and diagnostic rotating machines by vibration: a tutorial]. SPb.: State Marine Technical University of St. Petersburg Publ., 2000. 159 p.
5. Firsov A.V., Posada V.V. Diagnosis of defects of rolling element bearings at poster's argument-CI small-sized high-speed gas-turbine engine using a spectraltion of vibration analysis. *Testing. Diagnostics*. 2013. No. 7. P. 40-47. (In Russ.)

About the authors

Sundukov Alexander Yevgenyevich, Candidate of Science (Engineering), Director of LLC «Turbina SK», Samara, Russian Federation. E-mail: sunduckov@mail.ru. Area of Research: vibrometry and vibration diagnostics.

Sundukov Yevgeny Vasilyevich, Candidate of Science (Engineering), Head of

Integrated Research Laboratory, JSC «KUZNETSOV», Samara, Russian Federation. Area of Research: vibrometry and vibration diagnostics.

Plotnikov Sergey Mikhailovich, design engineer, JSC «Kuznetsov», Samara, Russian Federation. Area of Research: vibrometry and vibration diagnostics.