

## ЦИФРОВАЯ ОБРАБОТКА ВИБРАЦИОННЫХ СИГНАЛОВ ПРИ ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБИННЫХ АГРЕГАТОВ

П.Ю. Бранцевич, Н.В. Лапицкая (Минск, Беларусь)

Проблематика построения и применение компьютерных измерительно-вычислительных комплексов и систем, систем распределённого сбора и централизованной обработки для целей контроля общего уровня вибрации, её отдельных спектральных составляющих, вибрационных характеристик пусков и выбегов проработаны в достаточной степени [1]-[5]. Функционал этих систем позволяет непрерывно отслеживать состояние объекта, фиксировать редкие и кратковременные аномальные ситуации, хранить большие объёмы эмпирических данных. Собранные эмпирические данные являются базовыми при формировании модельных вибрационных сигналов, отражающих как нормальное, так и дефектно-опасное состояние контролируемых технических объектов.

Одними из наиболее эффективных средств получения первичных данных для последующего построения на их основе моделей, являются многоканальные стационарные измерительные компьютерные комплексы или системы для непрерывного вибрационного контроля, которые:

- получают информацию различного типа (среднее квадратичное значение (СКЗ) общего уровня и спектральные составляющие вибрации, фазовые вектора, гистограммы распределений и т.д.) в режиме реального времени;
- сохраняют длинные реализации полученных данных;
- выполняют функции предупредительной сигнализации и защиты.

Такой подход обеспечивает комплексный контроль технического состояния объекта и позволяет обнаруживать даже редко происходящие аномальные ситуации, что способствует выявлению зарождающихся дефектов на самых ранних стадиях. Подобные системы имеют относительно высокую стоимость. Однако целесообразность их применения несомненна на экономически важных и дорогих технических объектах [2-6]. При эксплуатации сложных механизмов и агрегатов роторного типа с помощью штатных компьютерных измерительно-вычислительных комплексов решаются задачи текущего вибрационного контроля, мониторинга и защиты [2, 6].

Рассмотрим ситуацию изменения вибрационного состояния детандер-генераторного агрегата (ДГА) при изменении режимов его эксплуатации, которая помимо прочего представляет интерес как возможная модель вибрационного возмущения. ДГА состоит из генератора (4 точки контроля, вертикальные и горизонтальные направления вибрации подшипниковых опор); редуктора, осуществляющего понижение частоты вращения вала с  $9600 \text{ мин}^{-1}$  (160 Гц) до  $3000 \text{ мин}^{-1}$  (50 Гц) (3 точки контроля); турбодетандера (турбины), функционирующей на основе использования энергии перепада давления природного газа, при его дросселировании перед сжиганием (3 точки контроля). Частота вращения вала турбины  $9600 \text{ мин}^{-1}$  (160 Гц). Во время эксплуатации ДГА в определенных режимах его работы штатной системой вибрационного контроля [6] были зафиксированы скачкообразные изменения СКЗ виброскорости вибрации турбины ДГА в вертикальном направлении (рис. 1). Периодичность опроса каждого датчика вибрации 2 секунды.

Для выяснения причин возникновения такой ситуации зарегистрирован, а затем обработан и проанализирован непрерывный вибрационный сигнала [7], возбуждаемый в вертикальном направлении на корпусе турбины при переходе из нормального в аварийно-опасный режим. Обработка полученного сигнала выполнена разными способами: усреднение во временной области [8]; вейвлет анализ [9]; разложение на

периодическую и шумоподобную составляющие [10, 11]; полосовой спектральный анализ [12]; преобразование Гильберта-Хуанга [13]. Представляет интерес оценка обнаруживающих возможностей аномальных явлений с использованием мод, а в дальнейшем использование реконфигурирования отдельных мод, как способа моделирования вибрационных возмущений.

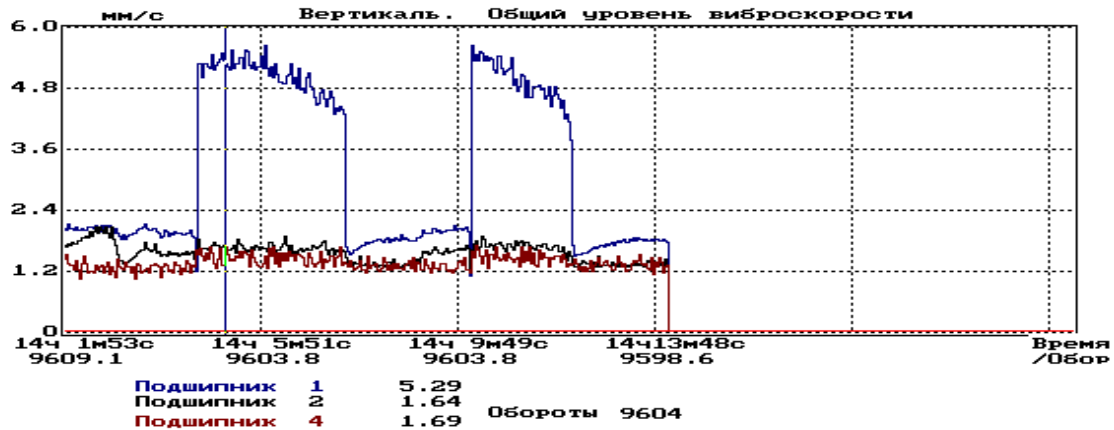


Рис. 1. Изменение СКЗ виброскорости в точках контроля при работе ДГА. Скачки СКЗ виброскорости в точке контроля вибрации турбины в вертикальном направлении

На рис. 2 представлен вибрационный сигнал в единицах виброускорения для вертикального направления турбины ДГА в нормальном и аварийно-опасном режимах работы. Опытный специалист в области вибрации может заметить некоторые изменения формы сигнала, однако, такие параметры как СКЗ, пик-фактор, эксцесс, асимптота (рис. 3) не претерпели существенных изменений. Однако на амплитудных и полосовых спектрах (шаг 50 Гц) заметны существенные отличия, обусловленные появлением низкочастотной составляющей (рис. 4, 5).

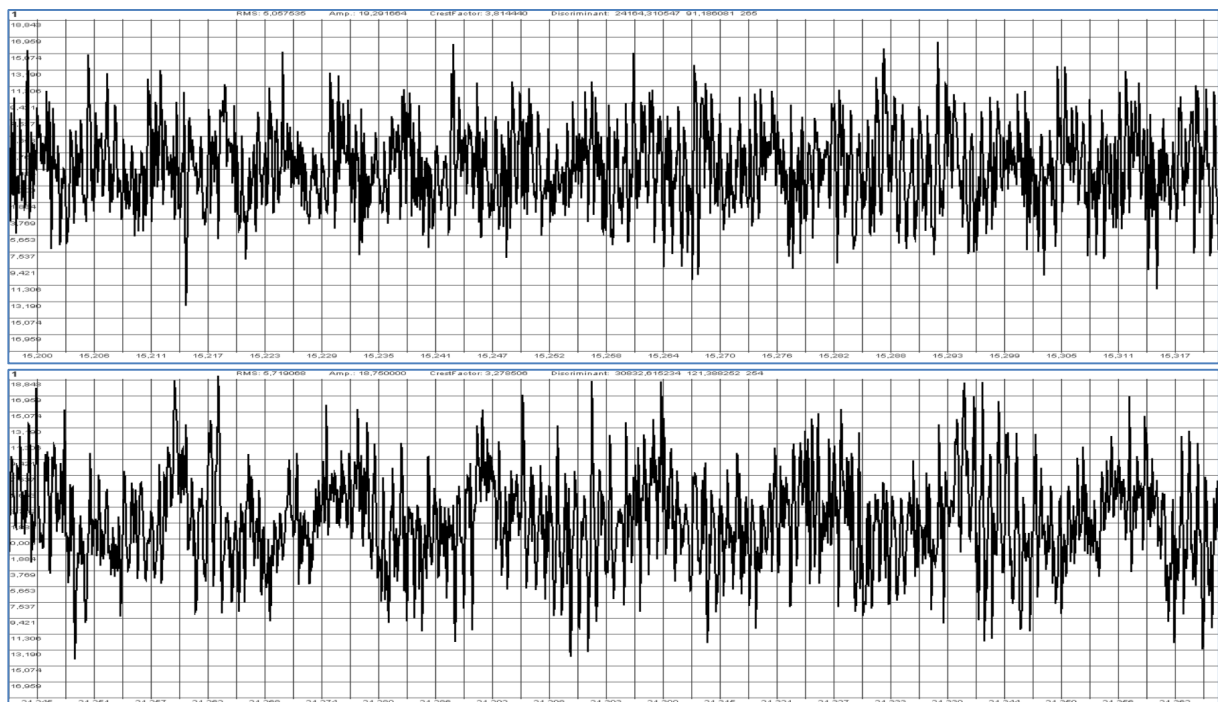


Рис. 2. Вибрационный сигнал ( $m/s^2$ ) в точке контроля вертикального направления турбины ДГА для нормального и аварийно-опасного режимов работы (ось абсцисс – время в секундах)

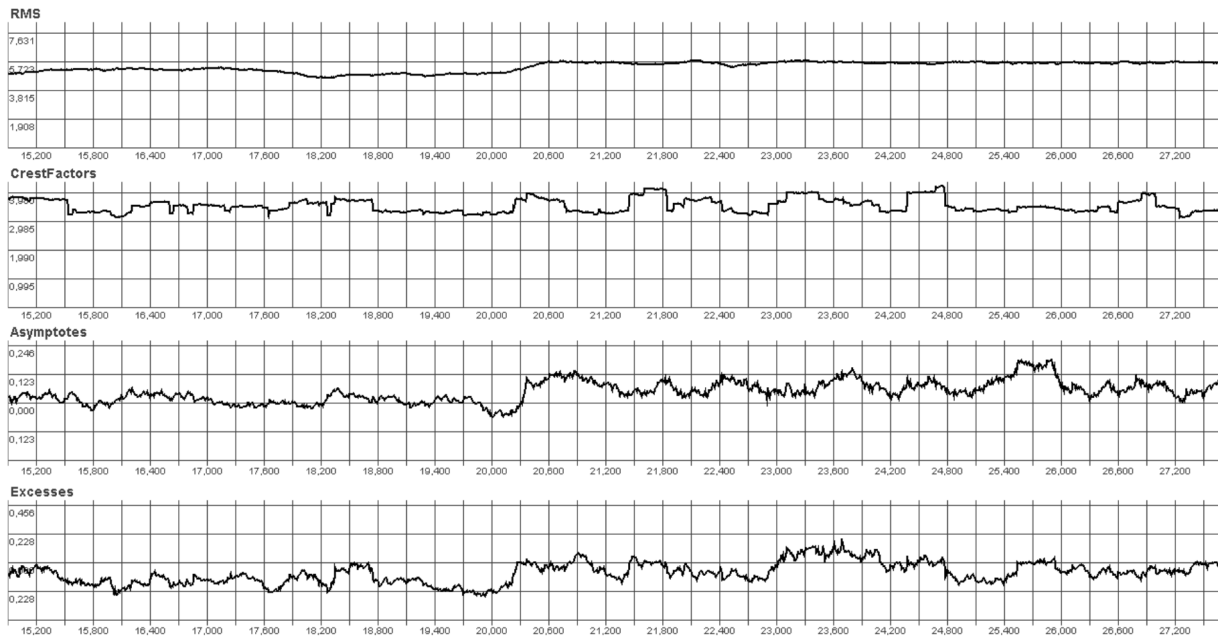


Рис. 3. Временные тренды параметров (СКЗ, пик-фактор, асимптота, эксцесс) исследуемого вибросигнала ( $m/c^2$ ) в точке контроля вертикального направления турбины при переходе ДГА из нормального в аварийно-опасный режим работы (ось абсцисс – время в секундах)

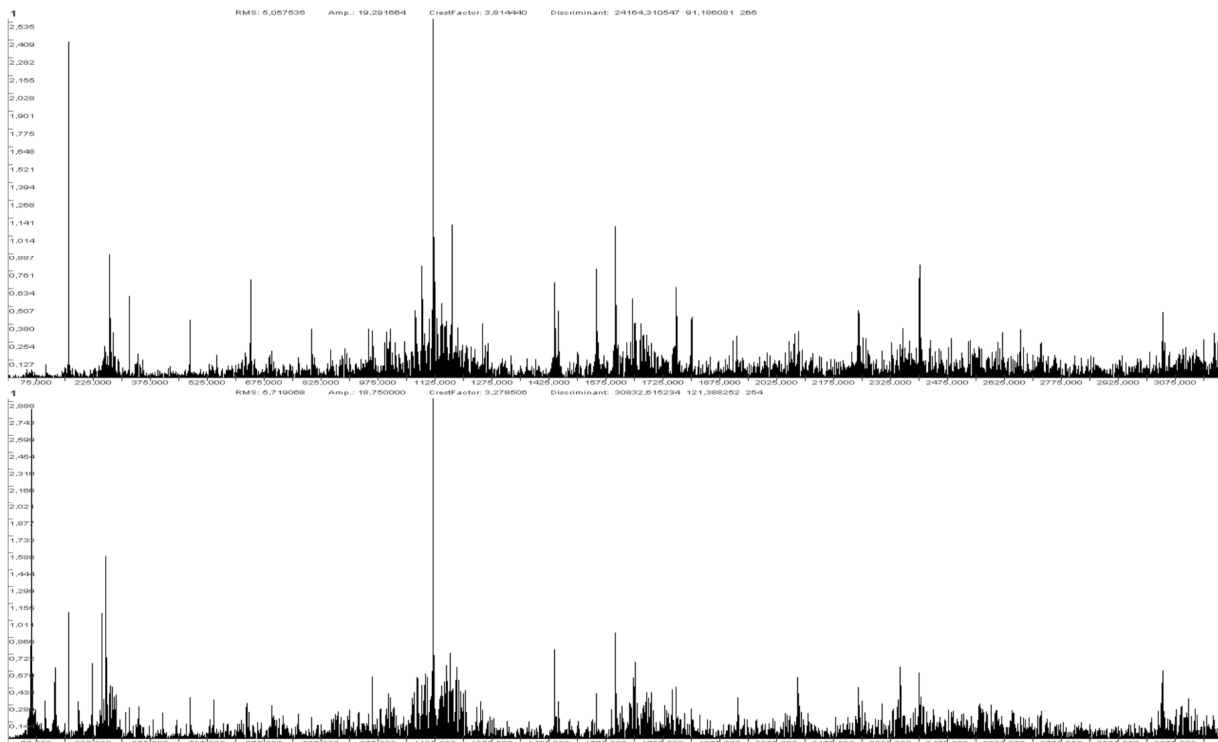


Рис. 4. Амплитудные спектры вибрационного сигнала в единицах виброускорения ( $m/c^2$ ) в точке контроля вертикального направления турбины ДГА для нормального (верхний график) и аварийно-опасного (нижний график) режимов работы (ось абсцисс – частота в Гц)

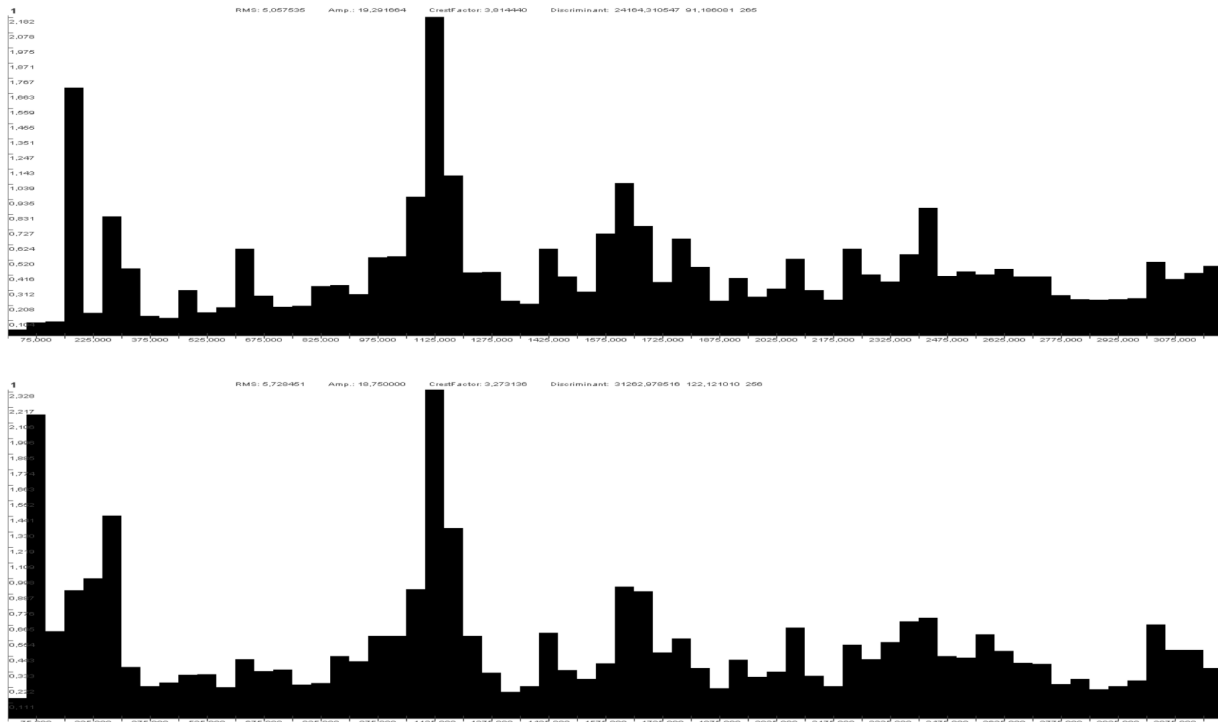


Рис. 5. Полосовые амплитудные спектры вибрационного сигнала (СКЗ)

В единицах виброускорения ( $m/c^2$ ) в точке контроля вертикального направления турбины ДГА для нормального (верхний график) и аварийно-опасного (нижний график) режимов работы (ось абсцисс – частота в Гц)

Динамика изменения параметров вибрации хорошо отслеживается на временных трендах СКЗ в частотных полосах полосового спектра (шаг 50 Гц) и амплитуд частотных составляющих, кратных 160 Гц (рис. 6). Изменение вибрационного сигнала начинается (момент 17.6 сек) с уменьшения амплитуды спектральной составляющей 160 Гц (нижний график) и, соответственно, СКЗ в частотной полосе 150-200 Гц (верхний график). Затем (момент 20 сек.) наблюдается быстрое нарастание СКЗ в частотной полосе 50-100 Гц и амплитуды спектральной составляющей 62 Гц (рис. 7).

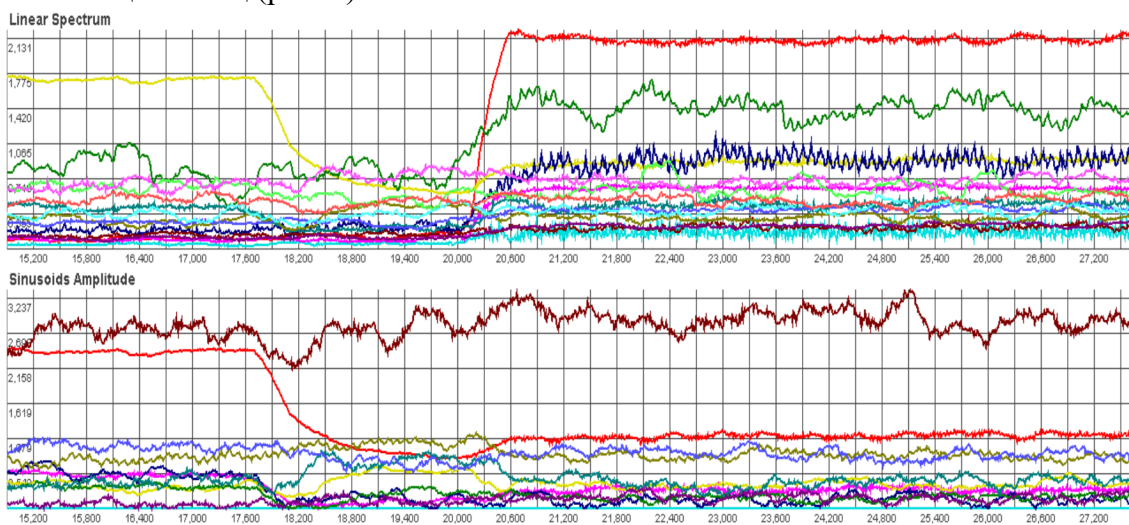


Рис. 6. Временные тренды СКЗ отдельных полос полосового спектра (верхний график) и амплитуд спектральных составляющих, кратных 160 Гц (нижний график), в точке контроля вертикального направления турбины при переходе ДГА из нормального в аварийно-опасный режим работы

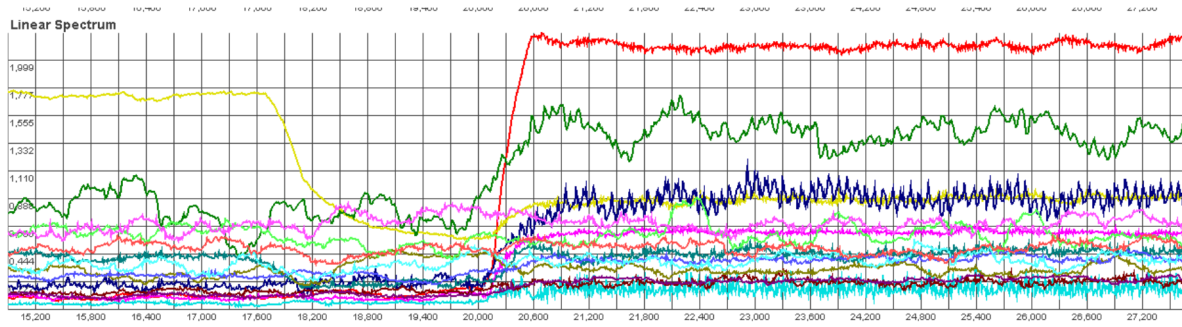


Рис. 7. Временные тренды амплитуд спектральных составляющих, кратных 62 Гц. ( $m/c^2$ ), в точке контроля вертикального направления турбины при переходе ДГА из нормального в аварийно-опасный режим работы (ось абсцисс – время)

Представляет интерес способ разложения вибросигнала на модовые компоненты преобразования Гильберта-Хуанга. Сравнение полученных мод показывает, что СКЗ четвертой моды для аварийно-опасной ситуации ( $2.0 m/c^2$ ) в четыре раза больше, чем СКЗ четвертой моды для нормального режима работы турбины ( $0.49 m/c^2$ ).

На рис. 8 представлены временные реализации исходного вибрационного сигнала и мод Гильберта-Хуанга для нормального режима работы ДГА, на рис. 9 – для аварийно-опасного, на рис. 4 – для аварийно-опасного с дополнительным высокочастотным возбуждением в районе частоты 3500 Гц.

### Выводы

Разработанное программное средство [14] позволяет разделять вибросигнал на частотно-полосовые компоненты, периодическую и шумоподобную составляющие, моды преобразования Гильберта-Хуанга, компоненты вейвлет преобразований, а затем исследовать разные составляющие вибросигналов, отражающих вибрационное состояние механизмов с вращательным движением, выявлять аномальные состояния и динамику их изменения. Так для рассмотренной ситуации изменение состояния ДГА происходит примерно за 0.2 с. Такие данные являются исходными для определения быстроты реакции систем контроля и защиты на аварийно-опасные ситуации

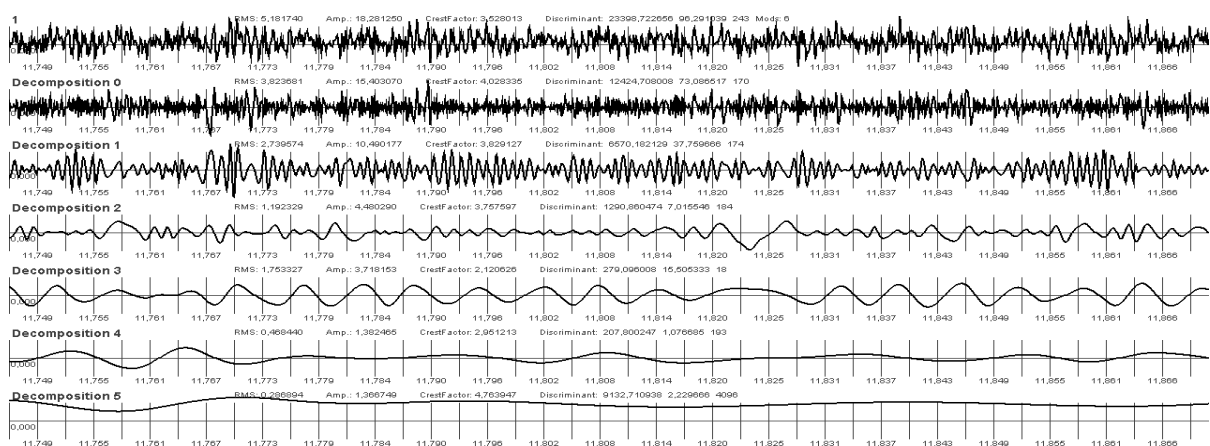


Рис. 8. Вибрационный сигнал и его моды при работе ДГА в нормальном режиме

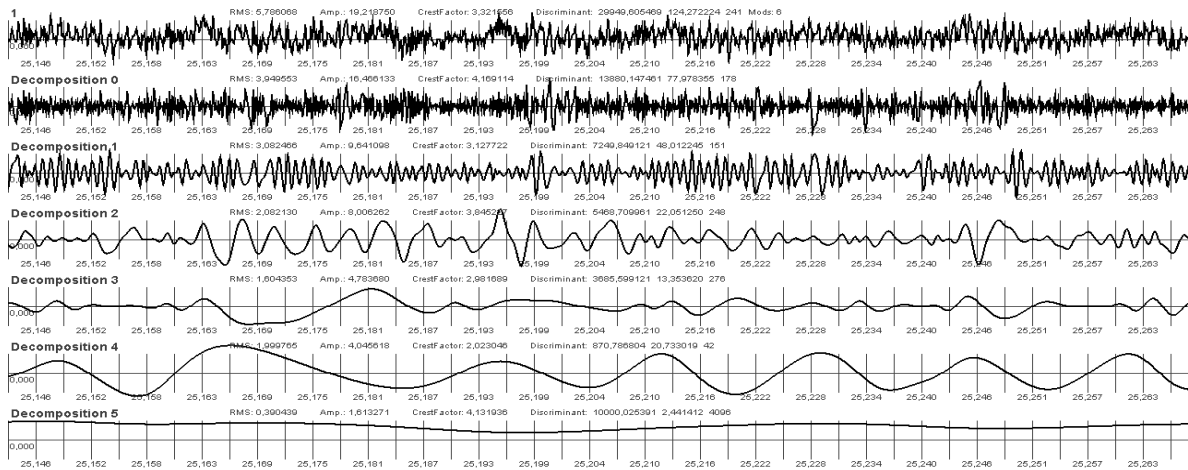


Рис. 9. Вибрационный сигнал и его моды при работе ДГА в аварийно-опасном режиме

Анализ параметров одноимённых мод для рассматриваемых случаев показывает, что СКЗ и S-дискриминанта отдельных мод наиболее чувствительны для обнаружения изменений вибрационного сигнала. Так СКЗ и S – дискриминанта четвёртой моды в 4 раза больше в аварийно-опасной ситуации. Однако для разных наблюдаемых объектов моды будут иметь свои параметры и спектральный состав, что требует индивидуальной настройки поддержки принятия решений [14].

### Литература

1. Неразрушающий контроль: справочник. Том 7. Книга 2. Вибродиагностика / Ф. Я. Балицкий и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 485 с.
2. **Bently D. E.** Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics / D. E. Bently, C. N. Hatch, B. Grissom. – Canada: Bently pressurized bearing company, 2002. 726 pp.
3. **Brancevich P.** Organization of the vibration-based monitoring and diagnostics system for complex mechanical system / P. Brancevich, X. Miao, Y. Li // Proceedings of the 20th International Congress on Sound and Vibration. Bangkok. Thailand. 7-11 July, 2013.
4. **Бранцевич П.Ю.** Применение вибрационных характеристик выбега для оценки технического состояния турбоагрегатов / П.Ю. Бранцевич // Энергетика и ТЭК, № 12 (81), 2009, с. 20-23.
5. **Бранцевич П.Ю.** Оценка технического состояния механизмов с вращательным движением на основе анализа вибрационных характеристик пусков и выбегов / П. Ю. Бранцевич. – Минск: Четыре четверти, 2021. – 236 с.
6. **Бранцевич П.Ю.** ИВК «Лукомль-2001» для вибрационного контроля / П. Ю. Бранцевич // Энергетика и ТЭК. 2008. № 12 (69). С. 19-21.
7. **Бранцевич П.Ю.** Применение усреднения во временной области и вейвлет-анализа для исследования вибрационных сигналов / П. Ю. Бранцевич, В. А. Гузов // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: сб. докладов. М.: ВТИ. 2007. С. 58-66.
8. **Brancevich P.** Assessment of mechanism vibration condition based on the intensity of vibration in the wavelet allocated frequency bands / P. Brancevich, Y. Li // Proceedings of the 22-nd International Congress on Sound and Vibration. Florence. Italy. 12-16 July. 2015.
9. **Бранцевич П.Ю.** Применение разложения вибрационных сигналов на периодическую и шумоподобную составляющие при исследовании технического состояния механизмов с вращательным движением / П.Ю. Бранцевич, В.Э. Базаревский, С.Ф. Костюк // Механика 2011: сб. науч. тр. V Белорусского конгресса

- по теорет. и прикладной механике: в 2 т. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. Минск, 2011. Т. II. С. 27-31.
10. **Brancevich P.** Detection of vibration disturbances during the analysis of long realisations of vibration signals / P. Brancevich, Y. Li // 25-th International Congress on Sound and Vibration. Hiroshima. Japan. 8-12 July. 2018.
  11. **Бранцевич П.Ю.** Анализ причин изменения вибрационного состояния агрегата роторного типа / П.Ю. Бранцевич // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.] 2013. С. 277-283.
  12. **Huang N.E.** The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis / N.E. Huang, Z. Shen, S.R. Long. Lond. A. 1998.
  13. **Бранцевич П.Ю.** Получение и анализ больших объемов виброметрических данных и сигналов / П.Ю. Бранцевич, Е.Н. Базылев, С.Ф. Костюк // BIG DATA and Advanced Analytics: collection of materials of the third international scientific and practical conference. (Minsk, Belarus, May 3–4, 2017) / editorial board: M. Batura [etc.]. – Minsk, BSUIR, 2017. С. 144-149.
  14. **Brancevich P.J.** Organization of intellectual system of the assessment technical conditions composite mechanisms / P. J. Brancevich, Y. Li // Open Semantic Technology for Intelligent Systems (OSTIS-2013): Materials III Intern. scientific and engineering. Conf. (Minsk, 21-23 February 2013). – Minsk: BSUIR, 2013. pp. 569-572.