

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АЛГОРИТМОВ ЦИФРОВОЙ ОБРАБОТКИ СИГНАЛОВ В СИСТЕМАХ ВИБРАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИКИ

П.Ю. БРАНЦЕВИЧ, Е.Н. БАЗЫЛЕВ, Е.С. КУЛАКОВСКАЯ, С.Ф. КОСТЮК

*Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники
П. Бровки, 6, Минск, 220013, Беларусь*

Аннотация. Текст аннотации на русском языке. Отмечены основные функции компьютерных многоканальных систем вибрационного контроля. Количественные и качественные параметры таких систем в значительной степени определяются возможностями программного обеспечения. Приведен ряд алгоритмов цифровой обработки вибрационных сигналов, учитывающих их некоторые особенности, проявляющиеся в реальных условиях эксплуатации контролируемых объектов и систем вибрационного мониторинга.

Ключевые слова: вибрация, контроль, цифровая обработка сигналов, мониторинг, спектр

Abstract. The main functions of computer multichannel vibration control systems have been noted. The quantitative and qualitative parameters of such systems are substantially determined by their software capabilities. Set of algorithms for the digital processing of vibration signals is presented, including some of their characteristics, which are manifested in the real conditions of operations of controlled objects and vibration monitoring systems.

Keywords: vibration, control, digital signal processing, monitoring, spectrum

Введение

Состояние производственных объектов энергетики, нефтехимии, машиностроения характеризуется многими параметрами, имеющими различную физическую природу. Но для механизмов и агрегатов, в основу механического функционирования которых положено вращательное движение, одними из важнейших параметров являются уровень и спектральный состав вибрации, причем при длительном безостановочном функционировании сложного технического объекта требуется непрерывно контролировать его вибрационное состояние и оперативно принимать решения при возникновении аварийно-опасных ситуаций [1-2].

Стандартами определены правила проведения непрерывного вибрационного контроля и мониторинга важных для производства и народного хозяйства дорогостоящих агрегатов (электрические турбогенераторы, газоперекачивающие установки, компрессоры и т.п.) в ходе их эксплуатации [3-5]. Для решения этих задач применяют многоканальные системы и комплексы, которые определяют, отображают и регистрируют на каком-то носителе информации значения параметров вибрации через небольшие (не более нескольких секунд) промежутки времени, а также выполняют допусковый контроль, функции сигнализации и, в определенных условиях эксплуатации, защитного отключения [6].

Идея применения компьютера в качестве основного вычислительного блока параметров вибрации реализована в измерительно-вычислительном комплексе (ИВК) серии «Лукомль», разработанном и производимом научно-исследовательской лабораторией систем вибродиагностики БГУИР [7-9]. Комплексы данного типа применяются в качестве штатной системы вибрационного контроля, мониторинга и защиты турбоагрегатов на электростанциях Беларуси.

Системы вибрационного контроля и защиты, построенные на базе компьютерной техники, позволяют реализовать разнообразные, как стандартные так и сложные алгоритмы защиты, ориентированные на конкретные типы дефектов и ситуаций [10-12]. Это, в свою очередь, позволяет избежать необоснованных («ложная тревога») срабатываний защитного

отключения и не допустить «пропуска дефекта». Однако, используемые в них способы и алгоритмы обработки вибрационных сигналов, должны обеспечивать требуемый уровень точности.

Определение амплитуды и частоты оборотных гармонических составляющих

В ходе работы системы вибрационного мониторинга типа «Лукомль» в режиме реального времени вычисляется ряд параметров:

- интенсивность вибрации (среднее квадратическое значение (СКЗ)) в стандартизованном (10-1000 Гц) или заданном частотном диапазоне в единицах виброскорости;
- частота вращения вала;
- амплитуды и начальные фазы, по крайней мере, до десяти спектральных составляющих вибрации, кратных частоте вращения вала (порядковый анализ);
- пик-фактор исходного сигнала.

При решении задач оценки технического состояния и диагностики выполняется значительно больше преобразований и обработок длинных реализаций исходных вибрационных сигналов, представленных в единицах виброускорения [13-17]:

- спектральный и полосовой спектральный анализ;
- цифровая фильтрация;
- порядковый анализ;
- вейвлет преобразование;
- выделение и исследование огибающей;
- построение гистограммы распределения по уровню и оценка эксцесса, асимптоты, s - дискриминанты;
- выделение и исследование периодической и шумоподобной составляющих [18-20].

Отличительной особенностью вибрационных сигналов, отражающих вибрационное состояние механизмов и агрегатов с вращательным движением, является наличие периодической (или близкой к периодической) и шумоподобных составляющих. Пример такого сигнала показан на рис.1. Если частота вращения ротора имеет целочисленную кратность по отношению к частотному разрешению спектрального анализа, то дискретное преобразование Фурье позволяет получить амплитудный спектр, соответствующий действительному. Амплитуда и начальная фаза m -ой гармоники легко вычисляются с помощью формул дискретного преобразования Фурье [21-22], причем количество дискретных точек преобразования выбирается таким, чтобы интервал анализа был кратным (в рамках возможностей дискретизации) периоду:

$$C_m = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot m \cdot n}{N}\right); \quad (1)$$

$$S_m = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot m \cdot n}{N}\right); \quad (2)$$

$$m = 1 \div \frac{N}{2};$$

$$A_m = \sqrt{C_m^2 + S_m^2}; \quad \phi_m = \arctg\left(\frac{S_m}{C_m}\right), \quad (3)$$

где $x(n)$ – n -ое значение вибросигнала (n -ый элемент массива данных, представляющих вибрационный сигнал);

N – число элементов массива, в котором записан обрабатываемый сигнал, используемых для вычисления амплитудного спектра.

Амплитудный спектр, представленный на рисунке 1, иллюстрирует такую ситуацию. Частотное разрешение спектрального анализа в данном случае $\Delta f = 1,25$ Гц, а частота вращения ротора 50 Гц.

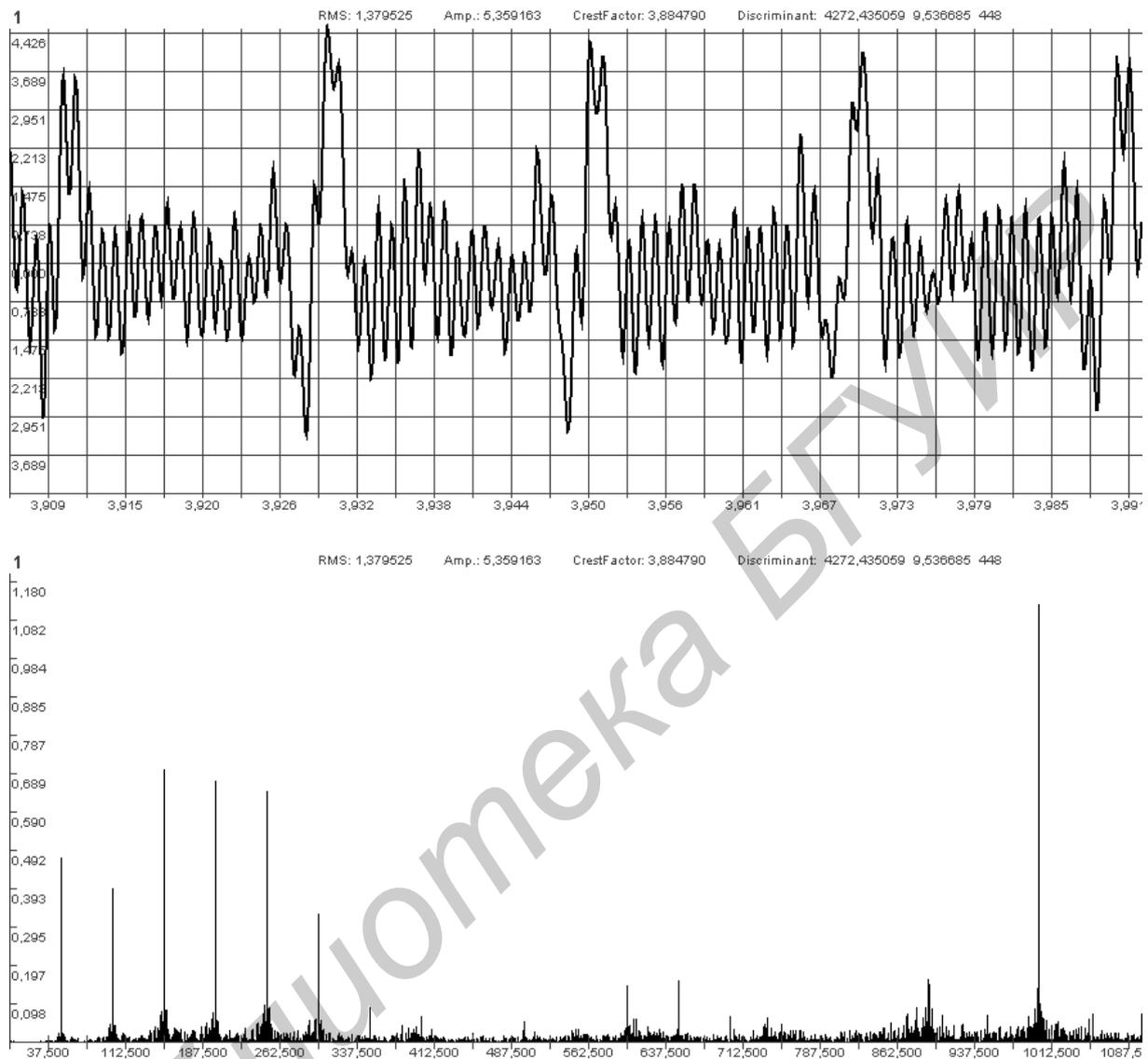


Рис. 1. Временная реализация и амплитудный спектр вибрационного сигнала, полученного при исследовании подшипниковой опоры генератора

Проблемная, с точки зрения исследования амплитудного спектра вибросигнала, ситуация показана на рис.2. Частотное разрешение спектрального анализа в данном случае $\Delta f = 1$ Гц, а частота вращения ротора находится между 24 и 25 Гц. Здесь наблюдается размывание амплитуды реальной спектральной составляющей по соседним спектральным линиям. И, если

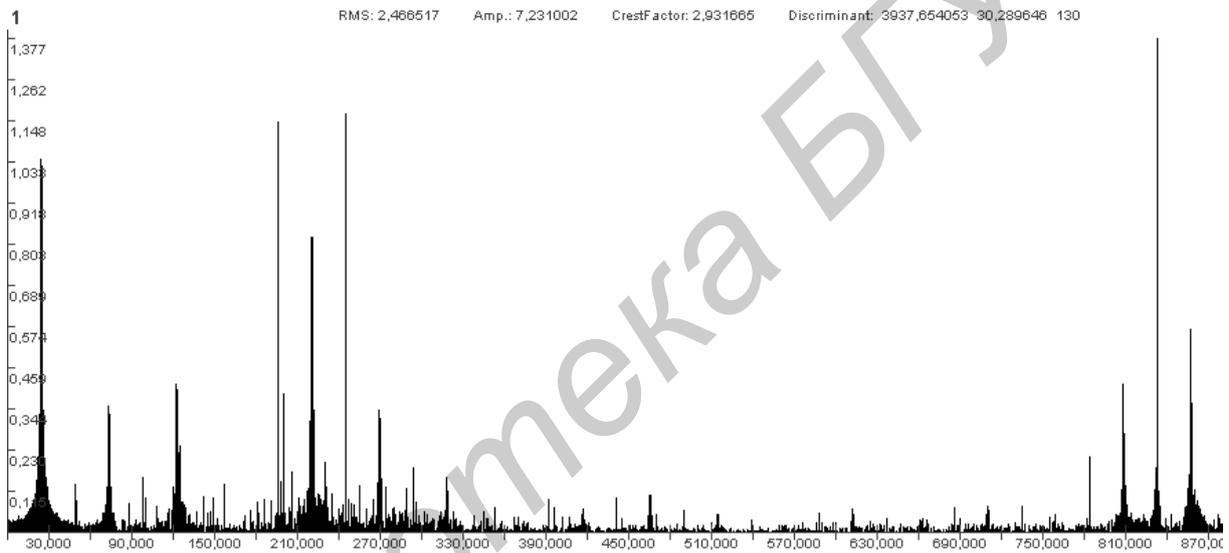
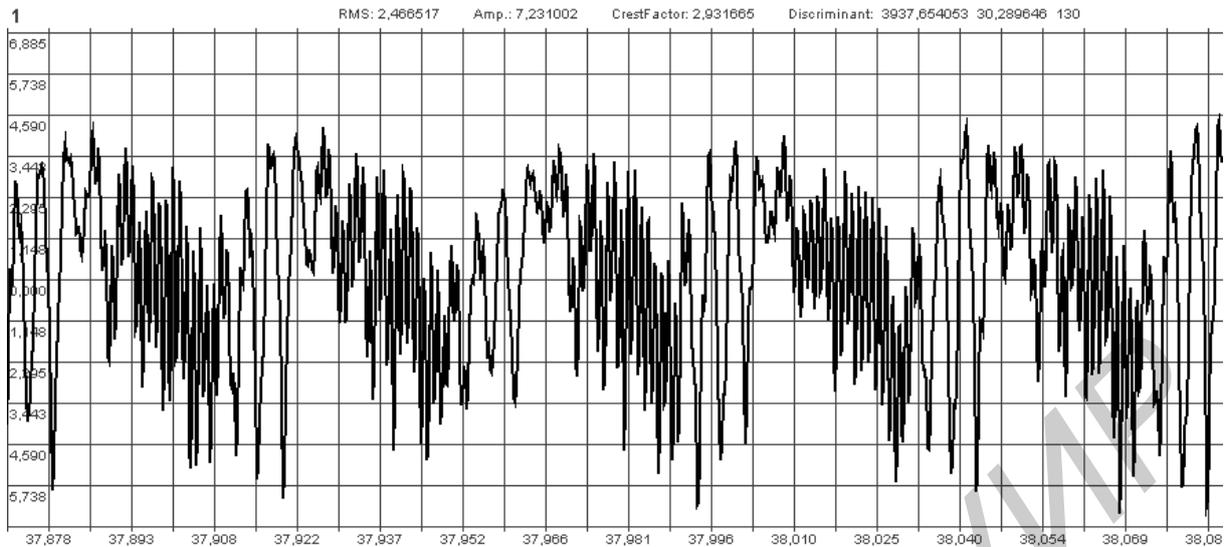


Рис. 2. Временная реализация и амплитудный спектр вибрационного сигнала, полученного при исследовании электродвигателя, частотное разрешение спектрального анализа 1 Гц

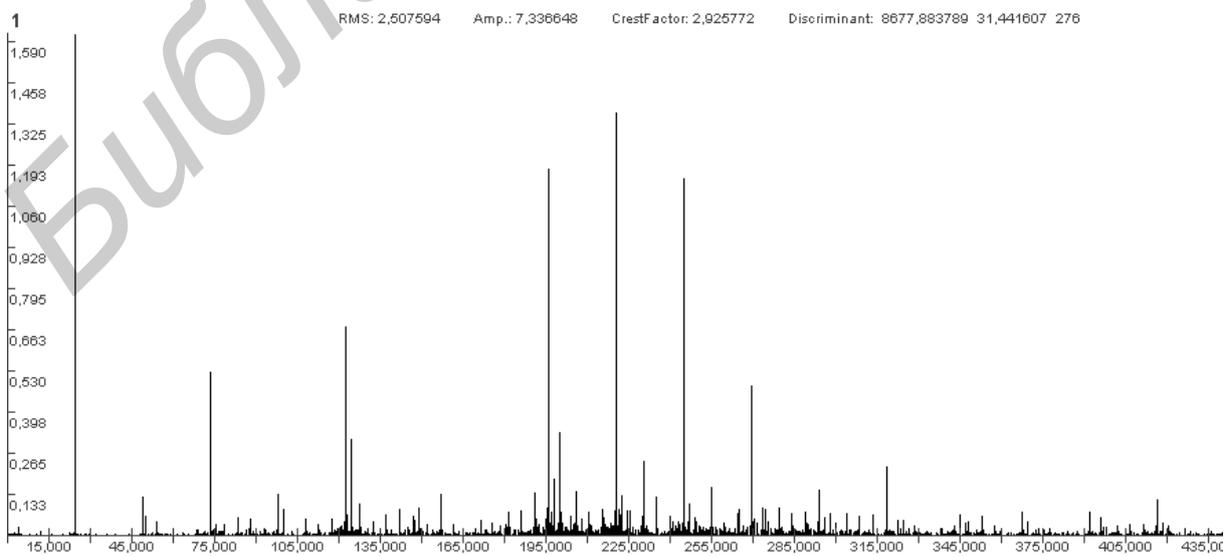


Рис. 3. Амплитудный спектр вибросигнала, частотное разрешение спектрального анализа 0,5 Гц

инженер-исследователь посчитает, что значение амплитуды гармонической составляющей, соответствующей частоте вращения ротора, равно амплитуде спектральной линии, максимальной

в интервале частот диапазона вращения ротора (в данном случае f_0 – частота вращения ротора, может быть принята равной 24 Гц, а амплитуда этой частотной составляющей равна $1,04 \text{ м/с}^2$), то этот результат будет существенно отличаться от реального. На рис.3 представлен амплитудный спектр этого же вибросигнала, но вычисленный с частотным разрешением 0,5 Гц. Здесь $f_0 = 24,5$ Гц, а амплитуда соответствующей частотной составляющей $1,62 \text{ м/с}^2$. Однако изменение частотного разрешения спектрального анализа в сторону уменьшения в два раза требует увеличения в два раза размера обрабатываемого массива данных, что далеко не всегда возможно в реальных системах вибрационного мониторинга.

Предлагается следующий способ определения частоты и амплитуды гармонической составляющей, с частотой не кратной фундаментальной частоте спектрального анализа.

Допустим, что в анализируемом сигнале присутствует гармоническая составляющая с частотой f_x , такой, что

$$i \cdot \Delta f < f_x < (i + 1) \cdot \Delta f \quad (4)$$

и отсутствуют гармонические составляющие с частотами $i \cdot \Delta f$ и $(i + 1) \cdot \Delta f$.

После вычисления спектра, с применением для выделения интервала анализа прямоугольного временного окна, будут получены некоторые значения амплитуд спектральных составляющих, соответствующих частотам $i \cdot \Delta f$ и $(i + 1) \cdot \Delta f$, обозначим их соответственно A_i и A_{i+1} .

Если обозначить

$$\zeta = (i + 1) \cdot \Delta f - f_x \quad (5)$$

и A_{f_x} – истинное значение амплитуды гармонической составляющей с частотой f_x , то тогда с учетом того, что представление в частотной области прямоугольного временного окна длительностью $T = \frac{1}{\Delta f}$ описывается выражением:

$$X(f) = \frac{\sin(\pi \cdot f \cdot T)}{\pi \cdot f}, \quad (6)$$

причем, $X(0) = T$, A_i и A_{i+1} можно выразить через A_{f_x} с помощью соотношений:

$$A_i = A_{f_x} \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{\sin[\pi(\Delta f - \zeta)T]}{\pi(\Delta f - \zeta)} = A_{f_x} \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{\sin\left[\pi\left(1 - \frac{\zeta}{\Delta f}\right)\right]}{\pi(\Delta f - \zeta)}, \quad (7)$$

$$A_{i+1} = A_{f_x} \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{\sin(\pi \cdot \zeta \cdot T)}{\pi \cdot \zeta} = A_{f_x} \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\pi \cdot \zeta}{\Delta f}\right)}{\pi \cdot \zeta}. \quad (8)$$

Выполнив преобразования над выражениями (7) и (8) определим значение ζ .

$$\frac{A_{i+1}}{A_i} = \frac{\sin\left(\frac{\pi \cdot \zeta}{\Delta f}\right)}{\pi \cdot \zeta} \cdot \frac{\pi(\Delta f - \zeta)}{\sin\left[\pi\left(1 - \frac{\zeta}{\Delta f}\right)\right]} = \frac{\Delta f - \zeta}{\zeta};$$

$$\zeta = \frac{\Delta f}{1 + \frac{A_{i+1}}{A_i}} = \frac{A_i}{A_i + A_{i+1}} \Delta f. \quad (9)$$

После этого можно определить значение частоты f_x :

$$f_x = (i + 1) \cdot \Delta f - \zeta = \left(i + \frac{A_{i+1}}{A_i + A_{i+1}}\right) \cdot \Delta f; \quad (10)$$

и амплитуду гармонической составляющей A_{f_x} :

$$A_{f_x} = A_{i+1} \cdot \frac{\pi \frac{\zeta}{\Delta f}}{\sin\left(\pi \frac{\zeta}{\Delta f}\right)}. \quad (11)$$

Этот способ может быть использован при исследовании вибрационного состояния механизмов с вращательным движением для определения амплитуд и частот спектральных составляющих вибрации, кратных оборотной частоте (частоте вращения ротора). Эти спектральные составляющие являются достаточно выраженными на сплошном спектре, причем высокую точность определения их параметров достигается даже в том случае, если их частоты не кратны частотному разрешению спектрального анализа. Для рассматриваемого примера, вычисленные по формулам (10-11) параметры оборотной частотной составляющей, $f_0 = 24,491$ Гц, а амплитуда соответствующей частотной составляющей $1,624 \text{ м/с}^2$

При практическом применении данного способа необходимо вводить некоторые ограничения его применения, которые обуславливаются наличием шумовых составляющих и погрешностей тракта преобразования, передачи и обработки. Примером такого ограничения может служить подход, при котором уточнение параметров явно выраженной в амплитудном спектре гармоники осуществляется только в том случае, когда значения амплитуд A_i и A_{i+1} не отличается друг от друга более, чем в L раз (реально значение L может находиться в диапазоне 10 - 100 единиц).

Удаление медленных дрейфов

При обработке реальных вибрационных сигналов следует учитывать, что данные, поступающие от первичных преобразователей подвержены действию помех и искажающих факторов различного типа. Одним из них является низкочастотный дрейф, лежащий вне информативной частотной полосы вибрации, который может оказать существенное искажающее воздействие на вычисляемые параметры, особенно в случаях, когда выполняется интегрирование сигнала, представленного в единицах виброускорения, для его перевода в единицы виброскорости.

Для удаления низкочастотного дрейфа из исходного массива данных можно применить подход при котором на первом этапе ищется описание дрейфа в виде алгебраического многочлена первой или второй степени, а затем принимается решение о вычитании этой функции из исходного сигнала.

Так как многочлен должен описывать дрейф на всем интервале анализа, то он может быть найден как среднеквадратическое приближение в виде полинома:

$$P_n(x) = c_0 + c_1 \cdot x + c_2 \cdot x^2 + \dots + c_n \cdot x^n. \quad (12)$$

Значения коэффициентов многочлена наилучшего приближения могут быть найдены как решение системы уравнений [23]:

$$\begin{cases} c_0 \cdot s_{00} + c_1 \cdot s_{10} + c_2 \cdot s_{20} + \dots + c_n \cdot s_{n0} = r_0; \\ c_0 \cdot s_{01} + c_1 \cdot s_{11} + c_2 \cdot s_{21} + \dots + c_n \cdot s_{n1} = r_1; \\ \dots\dots\dots \\ c_0 \cdot s_{0n} + c_1 \cdot s_{1n} + c_2 \cdot s_{2n} + \dots + c_n \cdot s_{nn} = r_n. \end{cases} \quad (13)$$

Для функции $f(x)$, представленной в дискретном виде со значениями аргумента от 0 до $N-1$

$$s_{ij} = \sum_{x=0}^{N-1} x^{i+j}; \quad r_i = \sum_{x=0}^{N-1} f(x) \cdot x^i. \quad (14)$$

На практике для описания низкочастотного дрейфа целесообразно применять полиномы первой или второй степени.

Для полинома первой степени система уравнений (13) приобретает вид:

$$\begin{cases} c_0 \cdot s_{00} + c_1 \cdot s_{10} = r_0; \\ c_0 \cdot s_{01} + c_1 \cdot s_{11} = r_1. \end{cases} \quad (15)$$

Решая эту систему получим:

$$c_0 = \frac{r_1 \cdot s_{10} - r_0 \cdot s_{11}}{s_{01} \cdot s_{10} - s_{00} \cdot s_{11}}; \quad c_1 = \frac{r_0 \cdot s_{01} - r_1 \cdot s_{00}}{s_{01} \cdot s_{10} - s_{00} \cdot s_{11}}. \quad (16)$$

Для полинома второй степени система (13) выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} c_0 \cdot s_{00} + c_1 \cdot s_{10} + c_2 \cdot s_{20} = r_0; \\ c_0 \cdot s_{01} + c_1 \cdot s_{11} + c_2 \cdot s_{21} = r_1; \\ c_0 \cdot s_{02} + c_1 \cdot s_{12} + c_2 \cdot s_{22} = r_2. \end{cases} \quad (17)$$

После ввода обозначений:

$$k_0 = s_{00}; \quad k_1 = s_{01} = s_{10}; \quad k_2 = s_{02} = s_{11} = s_{20}; \quad k_3 = s_{12} = s_{21}; \quad k_4 = s_{22};$$

система (17) приобретает вид

$$\begin{cases} c_0 \cdot k_0 + c_1 \cdot k_1 + c_2 \cdot k_2 = r_0; \\ c_0 \cdot k_1 + c_1 \cdot k_2 + c_2 \cdot k_3 = r_1; \\ c_0 \cdot k_2 + c_1 \cdot k_3 + c_2 \cdot k_4 = r_2. \end{cases} \quad (18)$$

Для дискретной последовательности аргумента x значения коэффициентов s определяются следующими выражениями:

$$s_{00} = \sum_{x=0}^{N-1} 1 = N ; s_{10} = s_{01} = \sum_{x=0}^{N-1} x = \frac{(N-1) \cdot N}{2} ;$$

$$s_{11} = s_{20} = s_{02} = \sum_{x=0}^{N-1} x^2 = \frac{N \cdot (N-1) \cdot (2N-1)}{6} ;$$

$$s_{12} = s_{21} = \sum_{x=0}^{N-1} x^3 = \frac{N^2 \cdot (N-1)^2}{6} ;$$

$$s_{22} = \sum_{x=0}^{N-1} x^4 = \frac{N(N-1)(2N-1)(3(N-1)^2 + 3(N-1) - 1)}{30} ,$$

а коэффициенты r рассчитываются по формулам:

$$r_0 = \sum_{x=0}^{N-1} f(x) ; r_1 = \sum_{x=0}^{N-1} f(x) \cdot x ; r_2 = \sum_{x=0}^{N-1} f(x) \cdot x^2 .$$

Применив метод определителей для решения системы (18), можно получить коэффициенты для полинома второй степени:

$$c_0 = D_0/D ; c_1 = D_1/D ; c_2 = D_2/D ,$$

где

$$D = k_0 k_2 k_4 + 2k_1 k_2 k_3 - k_1^2 k_4 - k_0 k_3^2 - k_2^3 ;$$

$$D_0 = r_0 k_2 k_4 + k_3 (r_2 k_1 + r_1 k_2) - r_1 k_1 k_4 - r_0 k_3^2 - r_2 k_2^2 ;$$

$$D_1 = r_1 k_0 k_4 + k_2 (r_0 k_2 + r_2 k_1) - r_2 k_0 k_3 - r_1 k_2^2 - r_0 k_1 k_4 ;$$

$$D_2 = k_2 (r_1 k_1 + r_2 k_0) + r_0 k_1 k_3 - r_0 k_2^2 - r_2 k_1^2 - r_1 k_0 k_3 .$$

Удаление низкочастотного дрейфа из исходного сигнала осуществляется с помощью выражений:

$$f_*(x) = f(x) - (c_0 + c_1 x + c_2 x^2) - \text{для полинома второй степени;} ,$$

$$f_*(x) = f(x) - (c_0 + c_1 x) - \text{для полинома первой степени;} ,$$

$$x = 0 \div N - 1 .$$

В качестве примера на рисунке 4 представлен вибрационный сигнал, полученный в реальных условиях от первичного виброизмерительного преобразователя при наличии низкочастотного дрейфа и после его удаления, а на рисунке 5 – амплитудные спектры этих сигналов. Анализ данных, представленных на рисунках, показывает, что удаление

низкочастотного тренда позволяет демаскировать сигнал при его обработке с помощью преобразования Фурье в информативно значимой полосе частот.

При осуществлении реального виброконтроля на технических объектах возникает вопрос о том, в каких случаях следует удалять низкочастотный дрейф из исходного сигнала перед его дальнейшей обработкой, а в каких – нет, так как иногда применение алгоритма удаления дрейфа может привести к обратным результатам.

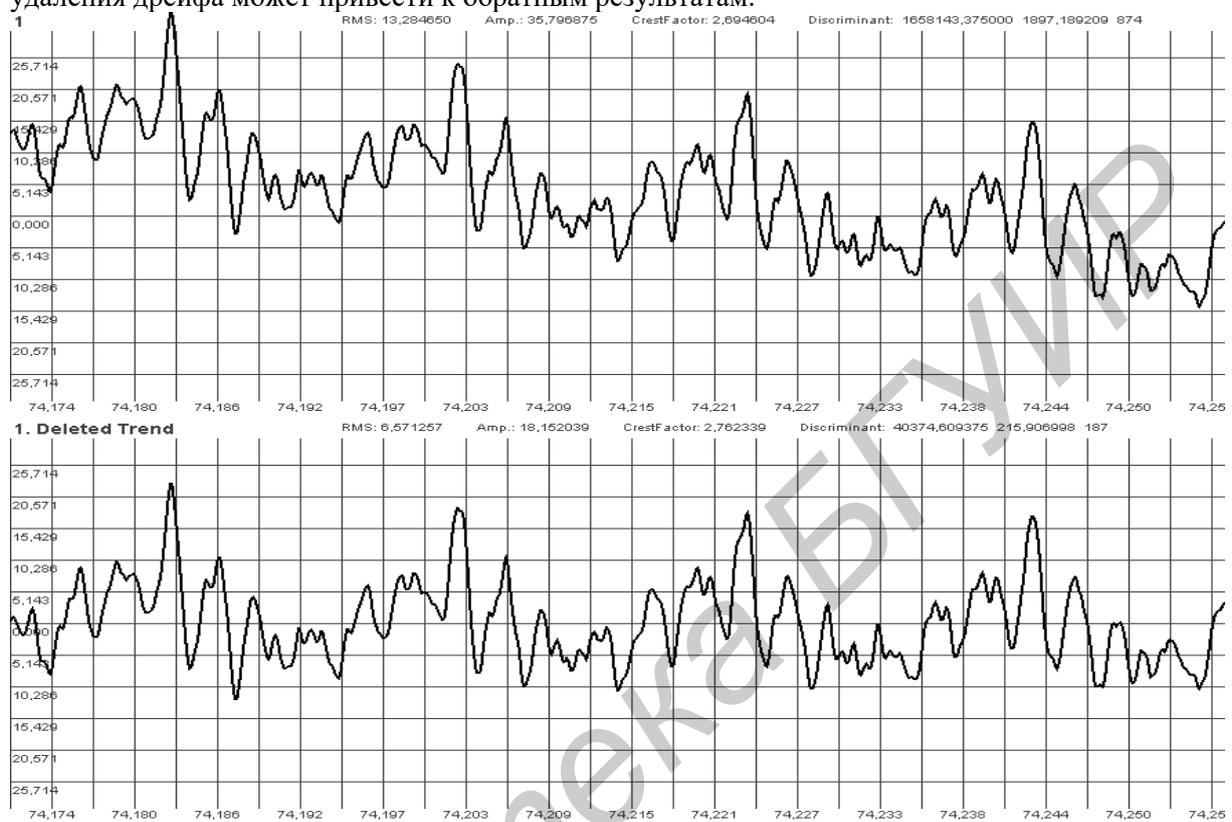


Рис. 4. Временная реализация вибросигнала в единицах виброускорения, полученная при исследовании электродвигателя, при наличии низкочастотного дрейфа и после его удаления

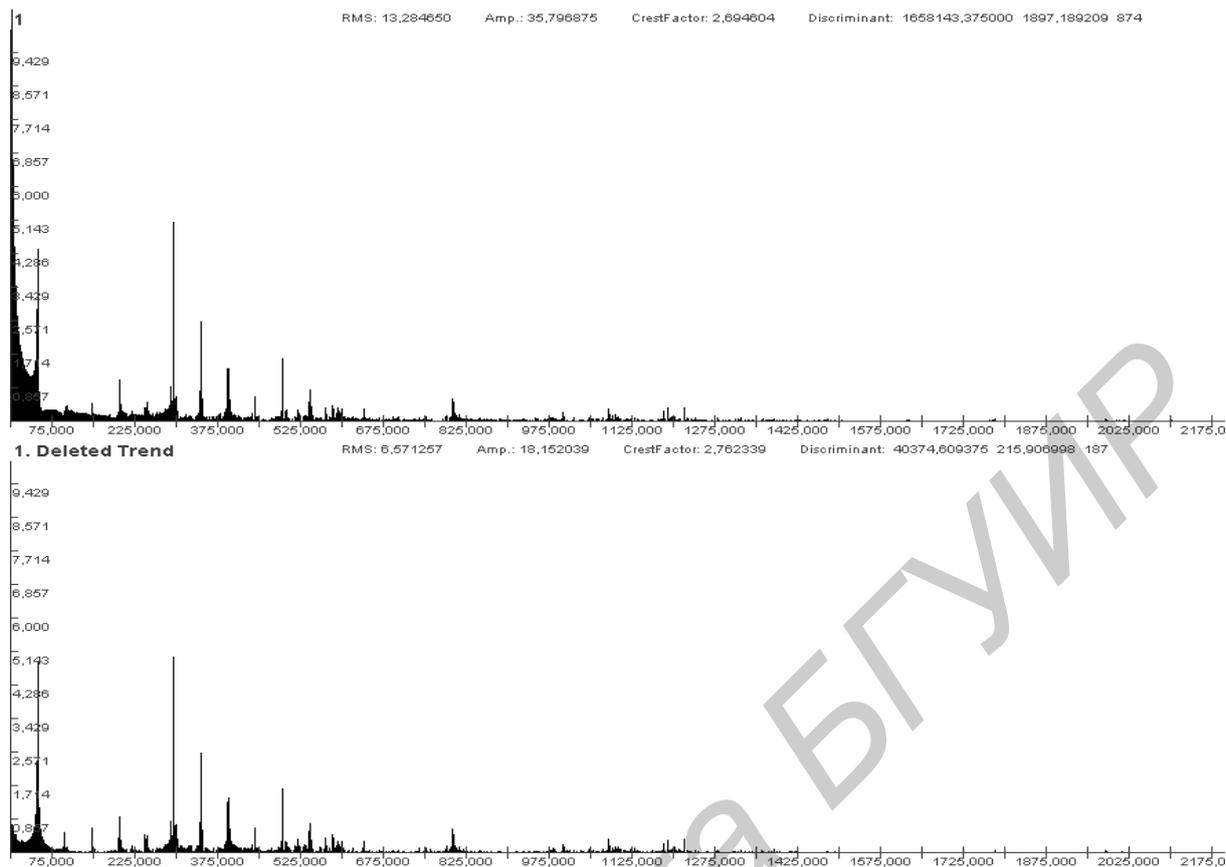


Рис. 5. Амплитудный спектр вибрационного сигнала при наличии низкочастотного дрейфа и после его удаления, частотное разрешение спектрального анализа 2,5 Гц

Для разрешения вопроса применимости алгоритма рассчитывается значение некоторого параметра (или вектора параметров) по отношению к сигналу до удаления дрейфа и после удаления:

$$A_1 = F[f(x)]; \quad A_2 = F[f_*(x)],$$

где F - функция обработки для расчета параметра;

A_1, A_2 - значение вычисленных параметров.

Затем сравниваются A_1 и A_2 . В том случае, если значение A_1 больше (меньше) A_2 , то алгоритм удаления низкочастотного дрейфа применяется к исходному сигналу, в противном случае – нет.

Разделение вибрационного сигнала на компоненты

Системы непрерывного стационарного мониторинга позволяют зафиксировать факт возникновения аномальной ситуации на контролируемом объекте и оперативно отреагировать на него стандартным образом или реализовать алгоритмы сигнализации и защиты, учитывающие индивидуальные особенности контролируемых объектов [9-12].

Однако значительные изменения СКЗ вибрационного сигнала или амплитуд отдельных или группы гармонических составляющих, выявляемые такими системами, свидетельствует о существенном развитии определенного типа дефекта. Если же стоит задача создания системы проактивного технического обслуживания оборудования, то возникает потребность проведения тщательного изучения изменений вибрационного состояния технических объектов на протяжении их эксплуатации. Представляет интерес обнаружение редких кратковременных изменений структуры вибрационного сигнала и дальнейшее выявление причинно-

следственных связей между их появлением и развитием дефектов, которые требуют определенного реагирования.

Для этого целесообразно проводить анализ непрерывных вибрационных сигналов, отражающих вибрационное состояние объекта, на протяжении длительных временных интервалов (часы и даже сутки), которые соответствуют некоторому циклу изменения режимов функционирования оборудования. Такой подход соответствует современной концепции обработки, называемой «Большие данные» [16].

Проводя анализ формы вибрационных сигналов, отражающий интенсивность механических колебаний корпусных элементов механизмов роторного типа, функционирование которых предполагает вращательное движение, и их амплитудных спектров, можно заметить, что в большинстве случаев такие вибрационные сигналы (см. ранее представленные рисунки), содержат периодическую компоненту, состоящую из гармоник, кратных частоте вращения, и некоторую шумоподобную составляющую.

Поэтому, с целью более детального исследования предлагается представить исходный вибросигнал в виде суммы периодической и шумоподобной составляющих [24-25]:

$$x(nt_d) = p(nt_d) + s(nt_d) = \sum_{m=1}^L A_m \cos[2\pi \cdot k_m f_o \cdot nt_d - \phi_m] + s(nt_d), \quad (19)$$

где $p(nt_d)$ – периодическая составляющая вибрационного сигнала;

$s(nt_d)$ – шумоподобная составляющая вибрационного сигнала;

n – номер дискретного отсчета, $n = 0, 1, 2, \dots$;

t_d – интервал дискретизации;

f_o – частота вращения ротора или вала привода (оборотная частота);

k_m – кратность m -ой гармоники, включенной в периодическую составляющую, относительно f_o ;

A_m, f_m, ϕ_m – амплитуда, частота, начальная фаза m -ой гармоники, $f_m = k_m f_o$.

L – число гармоник, выбранных для периодической составляющей вибросигнала.

Кратность гармоник, входящих в состав периодической составляющей вибросигнала, определяется с учетом параметров подшипников, зубчатых передач, схемы редуктора контролируемого узла и его других конструктивных особенностей и может быть как целочисленной так и дробной. Если точно известна частота f_o , то амплитуда и начальная фаза m -ой гармоники легко вычисляются с помощью дискретного преобразования Фурье (1)-(3), причем количество дискретных точек преобразования выбирается таким, чтобы интервал анализа был кратным (в рамках возможностей интервала дискретизации) периоду f_m :

$$N_m = \text{round} \left(k \frac{f_d}{f_m} \right),$$

где k – число периодов частотной составляющей f_m , такое, что N_m меньше или равно размеру массива, кратного степени двойки, который используется для вычисления амплитудного спектра сигнала:

$$k = \text{int} \left(\frac{N \cdot f_m}{f_d} \right),$$

где f_d – частота дискретизации.

Когда частота f_o известна, периодическая составляющая сигнала $p(nt_d)$ вычисляется по формуле первого слагаемого выражения (19), а шумоподобная составляющая находится как:

$$s(nt_d) = x(nt_d) - p(nt_d). \quad (20)$$

Однако, на практике для контроля интенсивности вибрации и регистрации вибрационных сигналов часто используют приборы, в которых отсутствует измерительный канал для фазового датчика, который формирует сигнал, применяемый для определения частоты вращения и фазовых сдвигов оборотных составляющих вибрации. Традиционный же спектральный анализ позволяет точно вычислить первую и другие оборотные частоты, только в том случае, если они кратны фундаментальной частоте спектрального анализа. При проведении исследований вибрационного состояния реальных объектов такой кратности удается достигнуть далеко не всегда. Следствие этого – размывание оборотной частотной составляющей по соседним спектральным линиям и проблемы с определением её частоты. В таких случаях для определения значения оборотной частоты представляется целесообразным применение способа вычисления выраженной спектральной составляющей на основе значений соседних спектральных составляющих (см. (10)-(11)).

После разделения вибрационного сигнала на полигармоническую и шумоподобную составляющие можно определять параметры каждой из составляющих в отдельности.

При этом можно сделать предположение, что изменения параметров периодической составляющей – следствие достаточно существенного изменения технического состояния объекта, а локальные изменения шумоподобной составляющей – это проявление зарождающихся дефектов. На рисунках 6-7 показан исходный вибрационный сигнал, отражающий вибрационное состояние подшипниковой опоры генератора, его периодическая и шумоподобная составляющие, а также их амплитудные спектры. Периодическая компонента отражает основные особенности вибрационного сигнала, включая в себя гармоники кратные частоте вращения. Это хорошо видно на амплитудных спектрах. А шумоподобный остаточный вибросигнал несет в себе несущественные отличия от периода к периоду и локальные всплески вибрации, которые могут быть индикаторами зарождающихся дефектов.

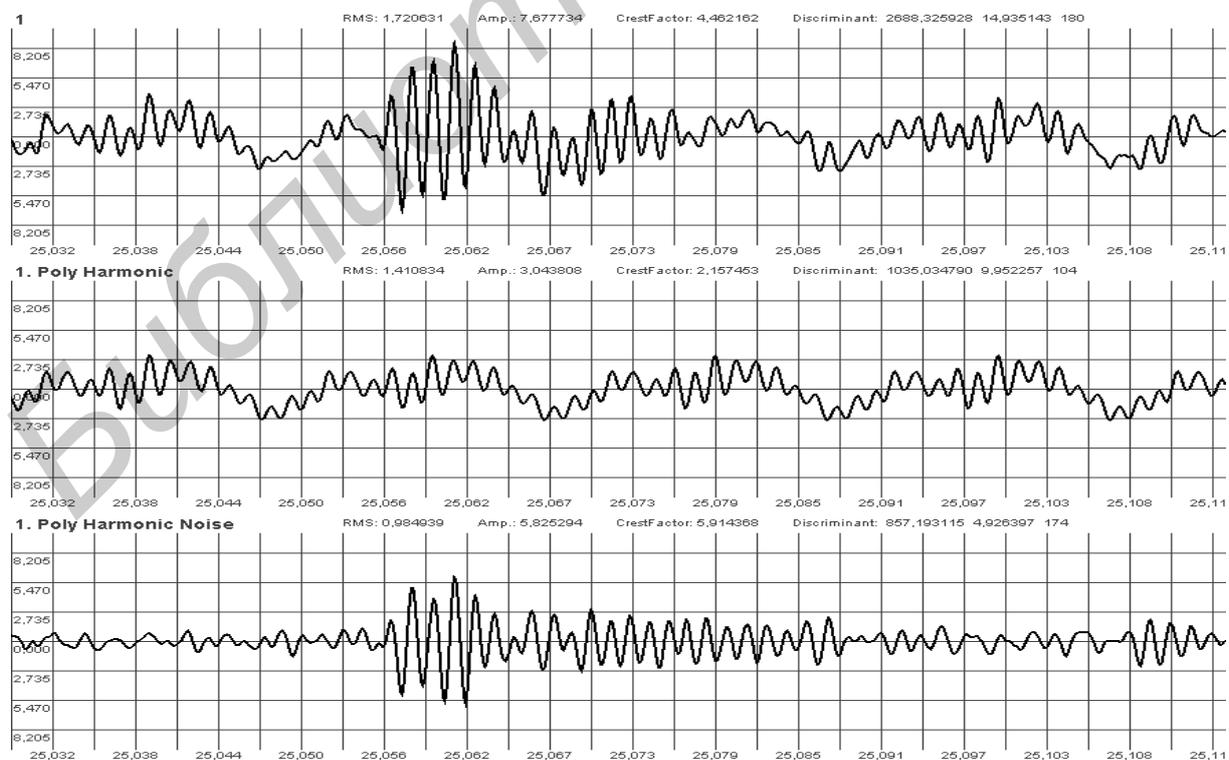


Рис. 6. Временная реализация вибросигнала в единицах виброускорения, полученная при исследовании подшипниковой опоры генератора мощностью 300МВт, её периодическая и шумоподобная составляющие

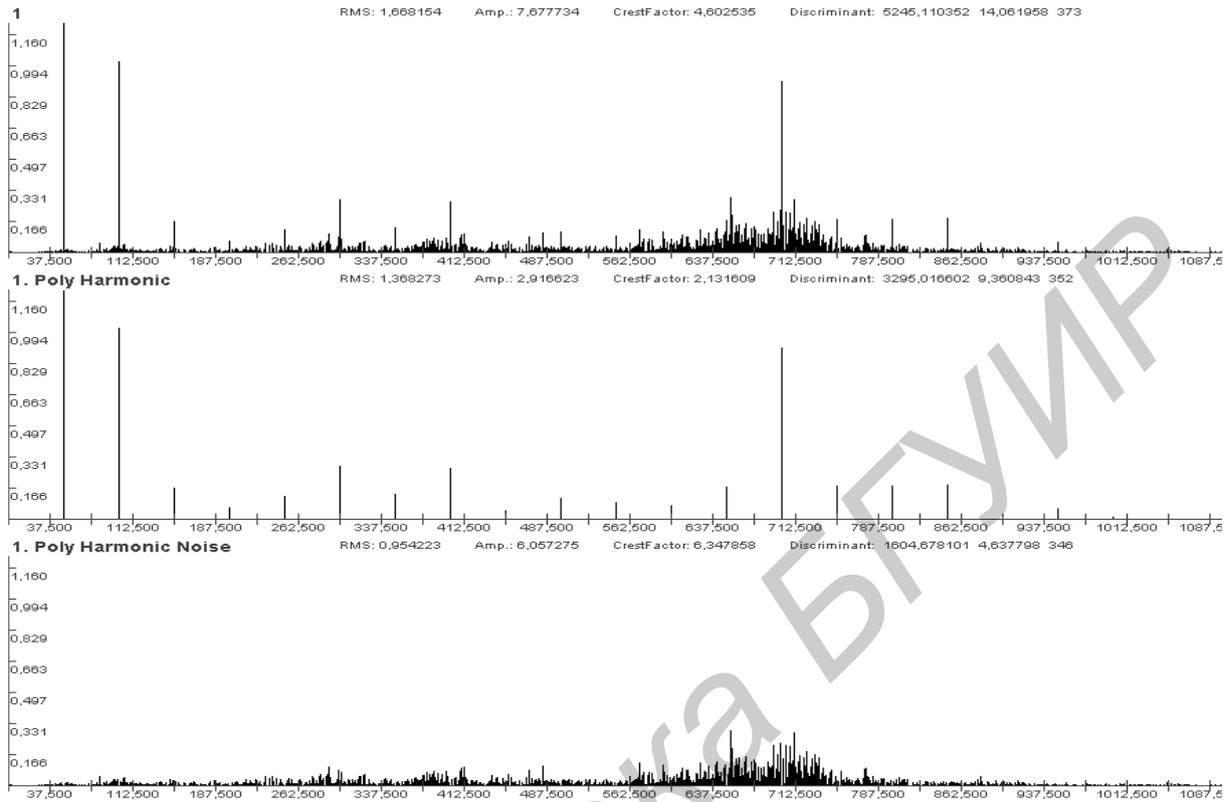


Рис. 7. Амплитудные спектры исходного вибрационного сигнала, его периодической и шумоподобной составляющих

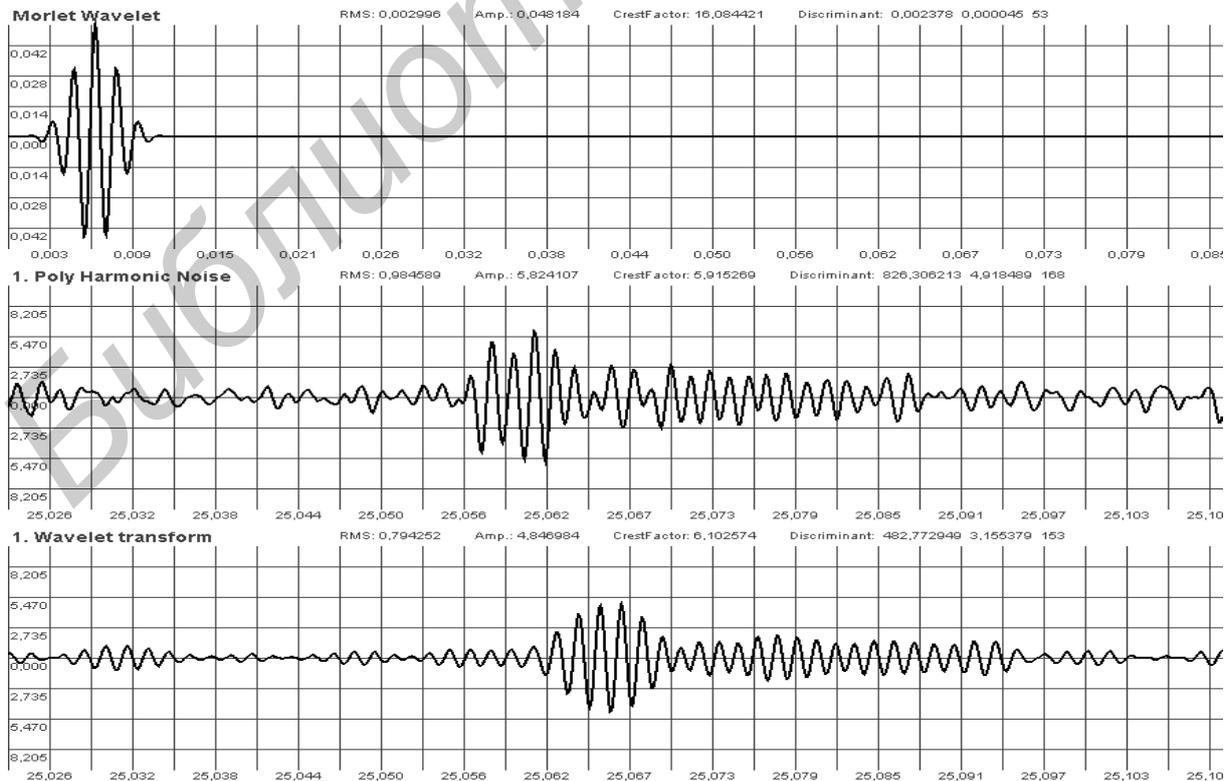


Рис. 8. Форма вейвлета Морле, шумоподобной составляющей и её вейвлет-преобразования

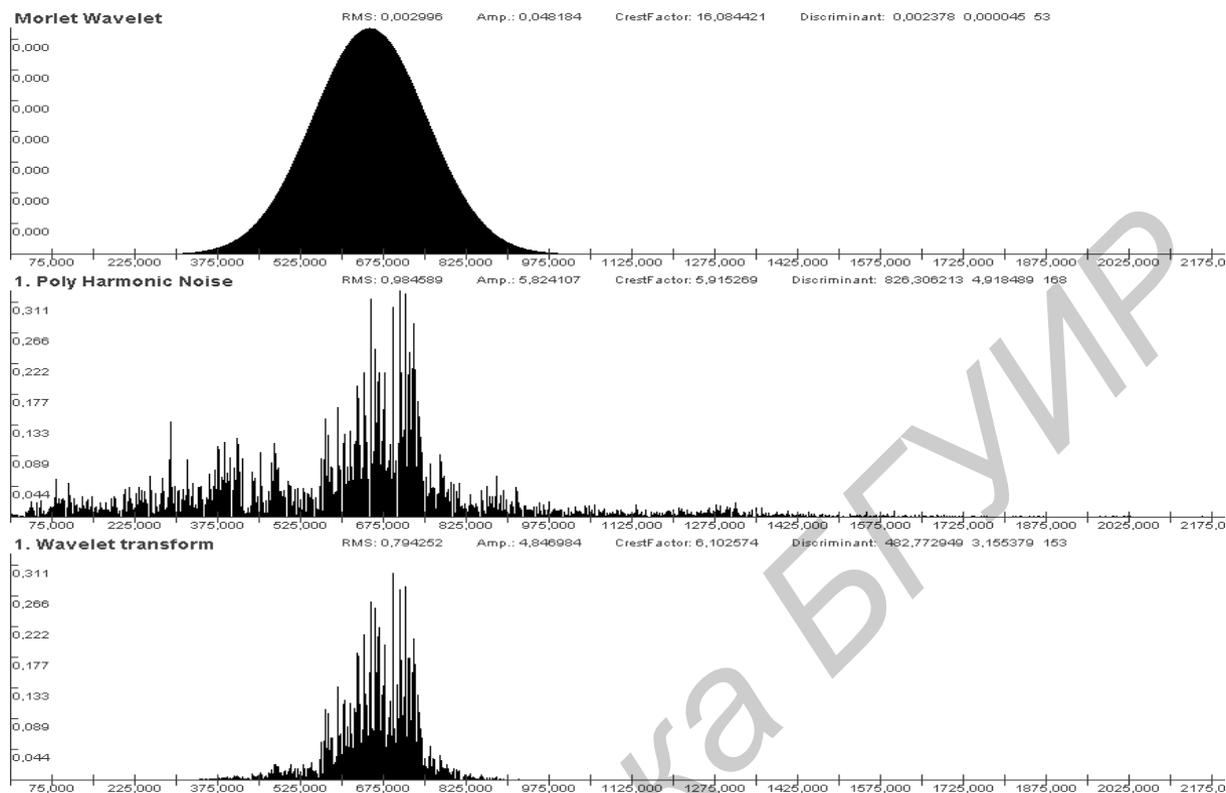


Рис. 9. Амплитудный спектр вейвлета Морле, шумоподобной составляющей и её вейвлет-преобразования

Обработка большого объема вибрационных сигналов, полученных при исследовании механизмов и агрегатов с вращательным движением, подтверждает гипотезу о том, что разложение исходных вибрационных сигналов на периодическую и шумоподобную составляющие с последующим их отдельным анализом позволяет на шумоподобной составляющей выявлять редко возникающие аномальные вибрационные всплески [26].

Для лучшего выделения возмущающих всплесков можно, в ряде случаев, предварительно выполнить вейвлет-преобразование шумоподобной составляющей [27-29]. На рисунках 8-9 представлены результаты вейвлет-преобразования во временной и частотной областях.

Обработка вибрационных сигналов с изменяющейся основной частотой

К данному способу обработки вибрационных сигналов приходится прибегать в тех случаях, когда требуется исследуемые сигналы разделить на компоненты (19), но сигналы зарегистрированы при изменяющейся во времени частоте вращения ротора (вала) контролируемого объекта. При этом обычно известен диапазон изменения частоты вращения (оборотной частоты).

Предлагается следующий способ обработки вибрационного сигнала.

1. Для исследования выбирается отрезок временной реализации ($L=4096, 8192, 16384, 32768$ дискретных точек).

2. В начале отрезка исследуемой временной реализации на более коротком интервале, в $N= 1024$ или 2048 дискретных точек выполняется быстрое преобразование Фурье (БПФ) [21,22] и вычисляется амплитудный спектр (1)-(3).

3. Анализируется амплитудный спектр в поддиапазоне допустимого изменения оборотной частоты и в 5-7 поддиапазонах, значения границ которых имеют соответствующую кратность по отношению к границам изменения оборотной частоты.

4. Выбирается гармоника в одном из этих поддиапазонов, максимальная по амплитуде, и определяется кратность этого поддиапазона по отношению к поддиапазону оборотной частоты.

5. Применяются формулы (4)-(11) и определяются параметры выбранной гармоники – её частота f_x и амплитуда A_{f_x} .

6. Если была выбрана гармоника из первого поддиапазона, то её частота принимается за начальную $f_{begin} = f_x$ для исследуемого отрезка временной реализации размера L , в противном случае

$$f_{begin} = \frac{f_x}{j},$$

где j – кратность поддиапазона, в котором определялась частота f_x , поддиапазону оборотной частоты (в общем случае это действительное число).

7. В конце отрезка исследуемой временной реализации на отрезке в 1024 или 2048 отсчетов выполняются описанные выше действия (пункты 2-6) и находится конечная оборотная частота f_{end} .

8. Вычисляются амплитуды квазигармонических составляющих сигнала с изменяющимися частотами:

$$C_{k*} = \frac{2}{L} \sum_{n=0}^{L-1} x(n) \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot z_k (m + n \cdot \Delta m) \cdot n}{L}\right); \quad (21)$$

$$S_{k*} = \frac{2}{L} \sum_{n=0}^{L-1} x(n) \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot z_k (m + n \cdot \Delta m) \cdot n}{L}\right), \quad (22)$$

где z_k – кратность k -ой квазигармонической составляющей. В простейшем случае это целочисленные значения 1, 2, 3, ..., но могут быть и действительные значения.

$k = 1 \div K$ – номер гармоники, входящей в состав квазипериодической составляющей.

$$\Delta F = \frac{1}{t_s L};$$

$$m_{beg} = \frac{f_{begin}}{\Delta F};$$

$$m_{end} = \frac{f_{end}}{\Delta F};$$

$$m = m_{begin} - \Delta m \frac{N}{2};$$

$$\Delta m = \frac{m_{begin} - m_{end}}{L - N},$$

где ΔF – частотное разрешение при анализе на длинной временной реализации;
 m_{beg} , m_{end} , m – действительные числа;
 t_s – интервал дискретизации, заданный при вводе вибрационного сигнала;
 K – количество гармоник кратных ведущей частоте, которые используются для определения квазипериодической составляющей вибрационного сигнала.

9. Рассчитывается квазипериодическая составляющая вибрационного сигнала:

$$p_*(n) = \sum_{k=1 \div K} \left(\begin{array}{l} C_{k*} \cos \left(\frac{2\pi \cdot z_k (m + n \cdot \Delta m) \cdot n}{L} \right) + \\ + S_{k*} \sin \left(\frac{2\pi \cdot z_k (m + n \cdot \Delta m) \cdot n}{L} \right) \end{array} \right),$$

где n – номер дискретного отсчета, $n=0,1,2, \dots, L-1$.

10. Шумоподобная составляющая вычисляется как разность между исходным сигналом и квазипериодической составляющей:

$$s(n) = x(n) - p_*(n), \quad n=0,1,2, \dots, L-1.$$

На рисунках 10-11 в качестве примера изображены исходный вибрационный сигнал, полученный при контроле вибрационного состояния электродвигателя, при изменении частоты вращения приводного вала, его разложение на квазипериодическую и шумоподобную составляющие, а также амплитудные спектры этих сигналов.

Данный пример наглядно демонстрирует, что предложенный способ позволяет выделять из вибрационного сигнала кратные квазигармонические составляющие, определяемые частотой вращения вала (ротора) исследуемого технического объекта.

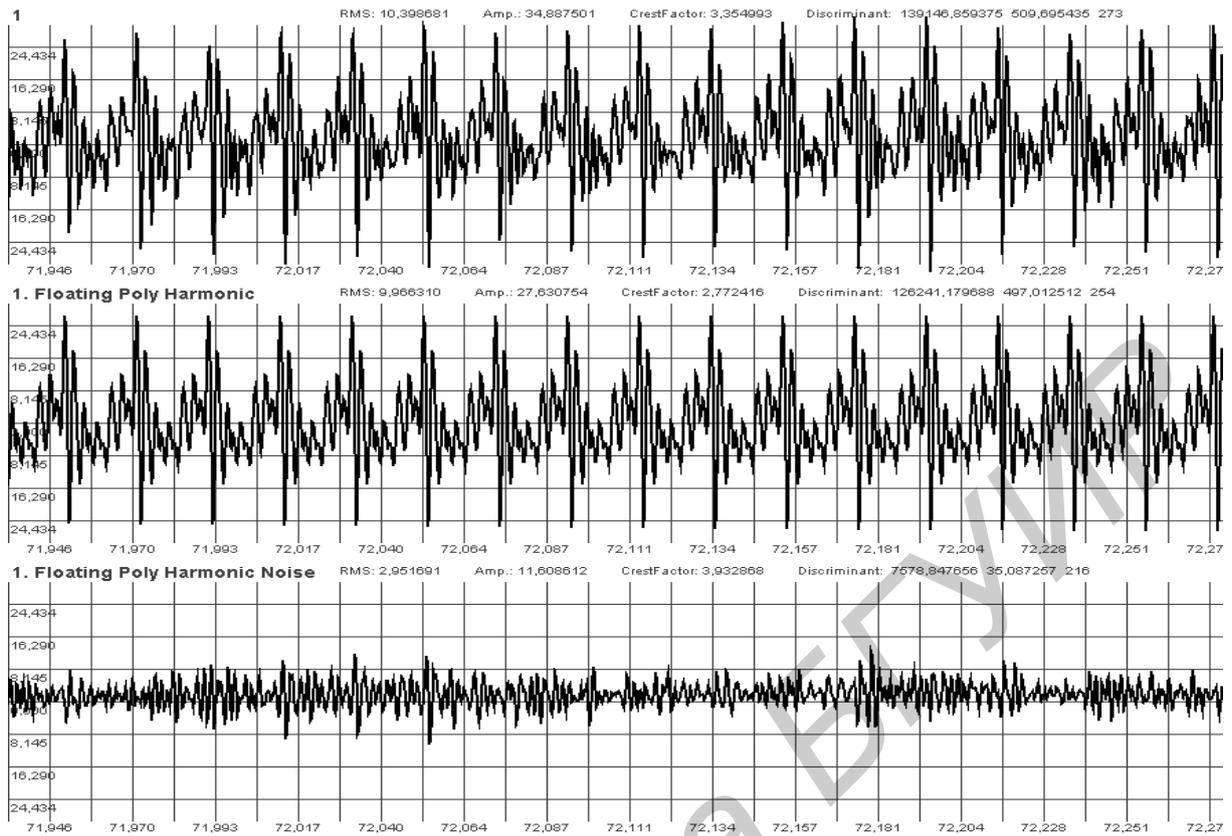


Рис. 10. Временная реализация вибросигнала в единицах виброускорения, полученная при исследовании вибрации электродвигателя, её квазипериодическая и шумоподобная составляющие

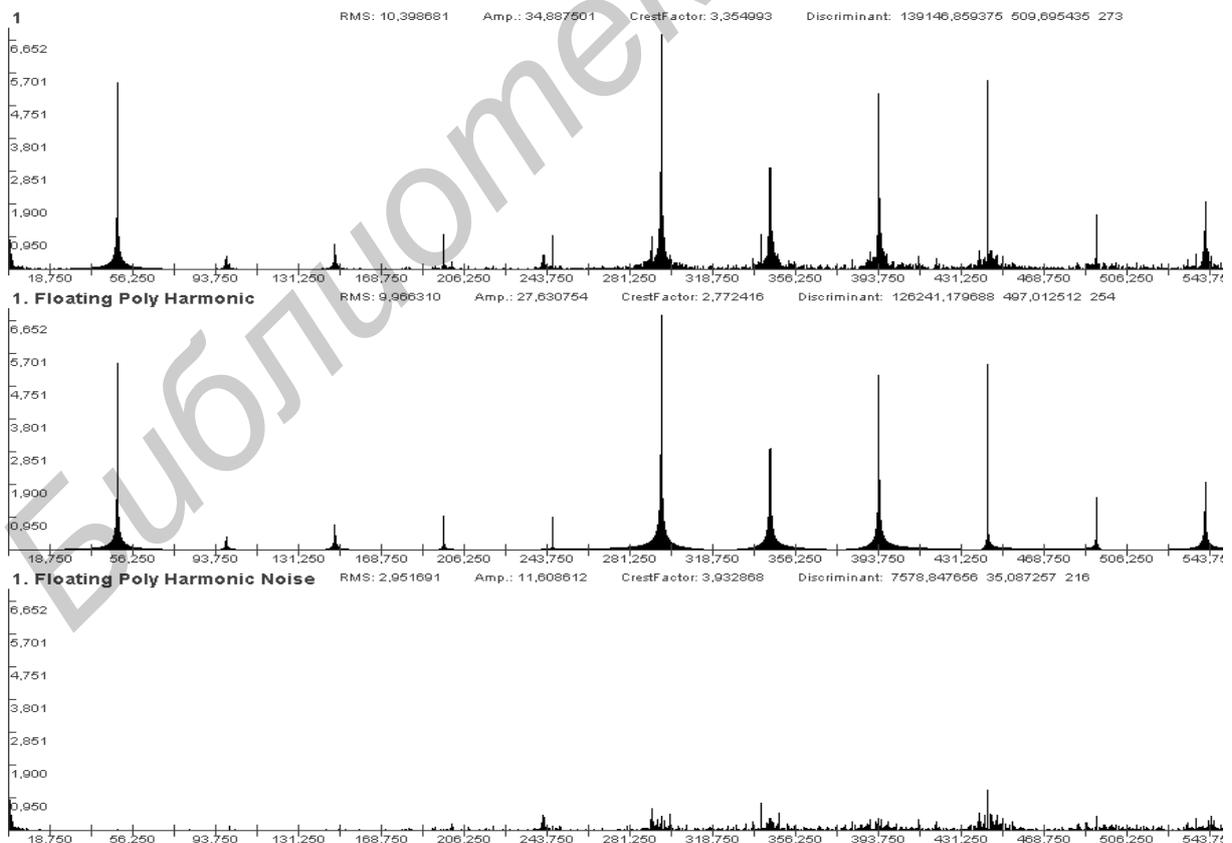


Рис. 11. Амплитудные спектры исходного вибрационного сигнала, его квазипериодической и шумоподобной составляющих

Заключение

Рассмотренные алгоритмы и способы цифровой обработки вибрационных сигналов применены при разработке измерительно-вычислительных комплексов (ИВК) «Лукомль» и «Темб-М» [7, 10-20]. Многолетний опыт эксплуатации ИВК «Лукомль» в качестве штатной системы вибрационного контроля и мониторинга турбоагрегатов на предприятиях энергетики Беларуси показал их хорошую точность при определении параметров вибрации, высокую надежность в работе и адаптируемость к решению новых задач.

В настоящее время решаются новые задачи в области создания систем оценки технического состояния, поддержки принятия решений и диагностики по вибрационным параметрам. Для этого применяются системы на основе распределенного сбора больших объемов виброметрических данных и программно-алгоритмических средств обработки больших данных.

Проведен ряд экспериментальных работ в этом направлении, в которых для регистрации длинных реализаций вибрационных сигналов применялся ИВК «Тембр-М», а для их обработки использовано программное средство, разработанное в рамках задания ГПНИ «Механика, металлургия, диагностика в машиностроении», подпрограмма «Техническая диагностика».

Список литературы

1. *Bently D.E., Hatch C.N., Grissom B.* Grissom Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Canada. Bently pressurized bearing company. 2002.
2. Неразрушающий контроль. Справочник. Том 7. Книга 2. Вибродиагностика. М. 2005.
3. ISO 10816. Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non- rotating parts. Part 1-5.
4. ГОСТ ИСО 10816–1–97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования.
5. ГОСТ 25364–97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений.
6. *Барков А.В.* Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. СПб., Изд. центр СПбГМТУ. 2000.
7. *Бранцевич П.Ю.* // Энергетика и ТЭК. 2008. № 12(69). С. 19-21.
8. *Бранцевич П.Ю., Костюк С.Ф.* Устройство для измерения параметров вибрации и защиты механизмов с вращательным движением. Патент на полезную модель РБ № 8654 .
9. *Бранцевич П.Ю., Костюк С.Ф., Базылев Е.Н.* // Доклады БГУИР. 2015. № 7. С. 5-10.
10. *Бранцевич П.Ю.* // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций. Сб. докл. Москва. ОАО «ВТИ». 2005. С. 115–121.
11. *Бранцевич П.Ю., Костюк С.Ф.* // Достижения физики неразрушающего контроля: сб. научн. тр. Минск. Институт прикладной физики НАН Беларуси/ 2013. С. 67-74.
12. *Brancevich P., Miao X., Li Y.* // 20th International Congress on Sound and Vibration. 7-11 July 2013. Bangkok. Thailand. PP. 612-619.
13. *Бранцевич П.Ю., Базылев Е.Н., Костюк С.Ф.* // Неразрушающий контроль и диагностика. 2017. № 2. С. 18-32.
14. *Бранцевич П.Ю., Базылев Е.Н., Костюк С.Ф.* // Современные методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов: сб. ст. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. Могилев, Белорус.-Рос. ун-т, 2017. С. 418-423.
15. *Бранцевич П.Ю.* // Информационные технологии. Радиоэлектроника. Телекоммуникации (ITRT-2016): сб. статей VI международной заочной научно-технической конференции. Ч.1. Поволжский гос. ун-т сервиса. Тольятти. ПВГУС. 2016. С. 80-86.
16. *Бранцевич П.Ю., Базылев Е.Н., Костюк С.Ф.* // BIG DATA and Advanced Analytics. Использование BIG DATA для оптимизации бизнеса и информационных технологий : сборник материалов II междунар. науч.-практ. конф. (Минск, Республика Беларусь, 15-17 июня 2016 года). Минск. БГУИР. 2016. С. 119-126.
17. *Бранцевич П. Ю.* // Алгоритмические и программные средства в информационных технологиях, радиоэлектронике и телекоммуникациях: сб. статей II международной заочной научно-технической конференции. Тольятти. ПВГУС. 2014. С. 63–71.

18. *Brancevich P., Li Y.* // 21st International Congress on Sound and Vibration. 13-17 July 2014. Beijing, China. PP. 4122-4129.
19. *Бранцевич П.Ю.* // Topical areas of fundamental and applied research: Proceedings of the Conference. North Charleston, 2013. Vol. 1. PP. 111-116.
20. *Бранцевич П.Ю.* // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. 2013. Вып.2. С. 277-283.
21. *Оппенгейм А.В., Шафер Р.В.* Цифровая обработка сигналов. Москва. Связь. 1979.
22. *Лайонс Р.* // Цифровая обработка сигналов. Москва. Бином. 2006.
23. *Березин И.С., Жидков Н.П.* // Методы вычислений. Т. 2. Москва. Физматгиз.1962.
24. *Бранцевич П.Ю., Базаревский В.Э., Костюк С.Ф.* // Механика 2011: сб. науч. тр. V Белорусского конгресса по теорет. и прикладной механике, Минск, 26–28 окт. 2011 г. В 2 т. / Объедин. ин–т машиностроения НАН Беларуси. Минск, 2011. Т. II. С. 27–31.
25. *Бранцевич П. Ю.* // Информационные технологии. Радиоэлектроника. Телекоммуникации (ITRT–2012) : сб. ст. II международной заочной научно–технической конференции. Ч.1. Поволжский гос. ун–т сервиса. Тольятти . ПВГУС. 2012. С. 244 – 250.
26. *Бранцевич П.Ю., Базылев Е.Н.* // Неразрушающий контроль и диагностика. 2016. № 3. С. 28-41.
27. *Смоленцев Н.К.* Основы теории вейвлетов. Вейвлеты в MATLAB. Москва. ДМК Пресс. 2008.
28. *Бранцевич П.Ю.* // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. 2014. Вып.3. С. 220-228.
29. *Brancevich P., Li Y* // 22nd International Congress on Sound and Vibration 2015 (ICSV 22). Proceedings of a meeting held 12-16 July 2015, Florence, Italy. International Institute of Acoustics and Vibration. Curran Associates Inc. USA. 2015. PP. 3609-3616.

References

1. *Bently D.E., Hatch C.N., Grissom B.* Grissom Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Canada. Bently pressurized bearing company. 2002.
2. *Неразрушающий контроль. Справочник. Том 7. Книга 2. Вибродиагностика. М. 2005.*
3. ISO 10816. Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1-5.
4. GOST ISO 10816–1–97. Vibracija. Kontrolj sostojanija mashin po rezultatam izmerenij na nevrashschajushchichsja tschascjah. Tschascj 1. Obshtschie trebovanija.
5. GOST 25364–97. Agregaty paroturbinnye stacionarnye. Normy vibracii opor valoprovodov i obshtschie trebovanija k provedeniju izmerenij.
6. *Barkov A.V.* Monitoring i diagnostika rotornyh mashin po vibracii. SPb., Izd. centr SPbGMTU. 2000.
7. *Brantsevich P.YU.* // Energetika i TEK. 2008. № 12(69). S. 19-21.
8. *Brantsevich P.YU., Kostyuk S.F.* Ustojstvo dlja izmerenija parametrov vibracii I zashtschity mehanizmov s vrashtschatel'nyh dvirzeniem. Patent na poleznuju model RB № 8654 .
9. *Brantsevich P.YU., Bazylev Ye.N., Kostyuk S.F.* // Doklady BGUIR. 2015. № 7. S. 5-10.
10. *Brantsevich P.YU.* // Problemy vibratsii, vibronaladki, vibromonitoringa i diagnostiki oborudovaniya elektricheskikh stantsiy. Sb. dokl. Moskva, OAO «VTI», 2005. S. 115–121.
11. *Brantsevich P.YU., Kostyuk S.F.* // Dostizheniya fiziki nerazrushayushchego kontrol: sb. nauchn. tr. Minsk. Institut prikladnoy fiziki NAN Belarusi, 2013. S. 67-74.
12. *Brancevich P., Miao X., Li Y.* // 20th International Congress on Sound and Vibration. 7-11 July 2013. Bangkok. Thailand. PP. 612-619.
13. *Brantsevich P.YU., Bazylev Ye.N., Kostyuk S.F.* // Nerazrushajushchij control i diagnostika. 2017. № 2. С. 18-32.
14. *Brantsevich P.YU., Bazylev Ye.N., Kostyuk S.F.* // Sovremennyye metody i pribory kontrolya kachestva i diagnostiki sostoyaniya ob"yektov: sb. st. 6-y Mezhdunar. nauch. -tekhn. konf. Mogilev, Belarus. -Ros. un-t, 2017. S. 418-423.
15. *Brantsevich P.YU.* // Informacionnyye tehnologii. Radioelektronika. Telekommunikacii. (ITRT-2016): sb. statej VI merzdunarodnoj zaotschnoj nauchno-technitscheskoj konferencii. Ts.1. Povolrzkij gos. un-t servisa. Toljatti. PVGUS. 2016. S. 80-86.
16. *Brantsevich P.YU., Bazylev Ye.N., Kostyuk S.F.* // BIG DATA and Advanced Analytics. Ispoljzovanie BIG DATA dlja optimizacii biznesa i informacionnyh tehnologij: sbornik materialov II merzdunar. nauch.-prakt. konf. (Minsk, Respublika Belarus, 15-17 ijunja 2016 goda). Minsk. BGUIR. 2016. S. 119-126.
17. *Brantsevich P.YU.* // Algoritmitscheskije I programmnye sredstva v informacionnyh tehnologijach, radioelektronike i telekommunikacijach: sb. statej I I merzdunarodnoj zaotschnoj nauchno-technitscheskoj konferencii. Toljatti. PVGUS. 2014. S. 63-71.
18. *Brancevich P., Li Y.* // 21st International Congress on Sound and Vibration. 13-17 July 2014. Beijing, China. PP. 4122-4129.

19. *Brantsevich P.YU.* // Topical areas of fundamental and applied research: Proceedings of the Conference. North Charleston, 2013. Vol. 1. PP. 111-116.
20. *Brantsevich P.YU.* // Aktualjnye voprosy mashinovedenija: sb. nautc. tr. 2013. Vyp.2. S. 277-283.
21. *Oppengeym A., Shaffer R.* // Tsifrovaya obrabotka signalov. Moskva. Svjaz. 1979.
22. *Layons R.* // Tsifrovaya obrabotka signalov. Moskva: Binom . 2006.
23. *Berezin I.S., Rzikov N.P.* // Metody vytschislenij. T. 2. Moskva. Fizmatgiz. 1962.
24. *Brantsevich P.YU., Bazarevskiy V.E., Kostyuk S.F.* // Mekhanika 2011: sb. nauch. tr. V Belorusskogo kongressa po teoret. i prikladnoj mekhanike, Minsk. 26–28 okt. 2011g. v 2 t. /Ob`edin. in-t mashinostroenija NAN Belarusi. Minsk. 2011. T. II. S. 27-31.
25. *Brantsevich P.YU.* // Informacioonye tehnologii. Radioelektronika. Telekommunikacii. (ITRT-2016): sb. statej II merzdunarodnoj zaotschnoj nautschno-technitscheskoj konferencii. Ts.1. Povolrzkij gos. un-t servisa. Toljatti. PVGUS. 2012. S. 244-250.
26. *Brantsevich P.YU., Bazylev Ye.N.* // Nerazrushajusctschij control i diagnostika. 2016. № 3. С. 28-41.
27. *Smolencev N.K.* //Osnovy teorii vejvletov. Vejvlety v MATLAB. Moskva. DMK Press. 2008.
28. *Brantsevich P.YU.* // Aktualjnye voprosy mashinovedenija: sb. nautc. tr. 2014. Vyp.3. С. 220-228.
29. *Brancevich P., Li Y* // 22nd International Congress on Sound and Vibration 2015 (ICSV 22). Proceedings of a meeting held 12-16 July 2015, Florence, Italy. International Institute of Acoustics and Vibration. Curran Associates Inc. USA. 2015. PP. 3609-3616.

<p style="text-align: center;">Сведения об авторах</p> <p>Бранцевич П.Ю., к.т.н., доцент, доцент кафедры ПОИТ Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники.</p> <p>Базылев Е.Н. ассистент кафедры ПОИТ Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники.</p> <p>Кулаковская Е.С. Заместитель декана факультета компьютерных систем и сетей Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники.</p>	<p style="text-align: center;">Information about the authors</p> <p>Brancevich P.J., PhD, associate professor, associate professor the software for information technologies department of Belarusian state university of informatics and radioelectronics.</p> <p>Bazyleu Y.N., assistant the software for information technologies department of Belarusian state university of informatics and radioelectronics.</p> <p>Kulakouskaya E.S. Deputy Dean, Faculty of computer systems and networks, Belarussian state university of infomatics and radioeletronics.</p>
<p style="text-align: center;">Адрес для корреспонденции</p> <p>220013, Республика Беларусь, г. Минск, ул. П. Бровки, д. 6, Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники тел. +375-17-293-88-81; e-mail: branc@bsuir.edu.by Бранцевич Петр Юльевич</p>	<p style="text-align: center;">Address for correspondence</p> <p>220013, Republic of Belarus, Minsk, P. Brovka st., 6, Belarusian state university of informatics and radioelectronics tel. +375-17-293-88-81; e-mail: branc@bsuir.edu.by Brancevich Peter</p>