

УДК 620.179.18:[62-233.2+62-233.3]

**ОЦЕНКА ПОМЕХОУСТОЙЧИВОСТИ МЕТОДА  
ДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ УЗЛОВ МАШИН  
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ  
ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ФИЛЬТРАЦИИ  
ВИБРАЦИОННОГО СИГНАЛА**

**И. Г. ДАВЫДОВ, С. Ю. ВАСЮКЕВИЧ, С. А. МИГАЛЕВИЧ,  
А. В. ЦУРКО**

*Учреждение образования «Белорусский государственный  
университет информатики и радиоэлектроники», г. Минск*

**Введение**

Современная техника и машиностроительное оборудование имеют в составе роторные узлы, такие как подшипники, редукторы, передаточные механизмы. Отказ этих узлов в процессе работы делает использование оборудования неэффективным, зачастую невозможным, что приводит к простоям дорогостоящему ремонту. Аварийные ситуации в некоторых сферах деятельности, например самолетостроении, энергетике, транспорте, приводят к многомиллионным убыткам и человеческим жертвам.

В условиях высоких нагрузок и скоростей вращения темпы развития дефектов роторных узлов также высоки, что вызывает рост требований к качеству деталей и, соответственно, требований к системам и методам диагностики [1], [2].

Предупредить выход техники из строя можно посредством своевременной оценки технического состояния роторных узлов по вибрационным сигналам.

За последние годы увеличилось количество научных работ посвященных созданию новых способов диагностирования подшипников качения, разработке диагностических устройств, совершенствованию отдельных элементов существующих технических средств [3], [6], [9], [16]–[18]. В этих работах подтверждается актуальность проблемы повышения качества подшипников качения, сложность ее решения, необходимость поиска новых методов диагностирования, позволяющих осуществлять как комплексную оценку технического состояния подшипников, так и выявлять отдельные виды дефектов.

Одним из широко применяемых в вибродиагностике методов является анализ спектра огибающей вибрационного сигнала [2]–[16].

Данный метод основан на положении, что информация о дефекте, представленная гармоническими составляющими с определенными частотами в спектре огибающей вибрационного сигнала, однозначно связана с геометрическими размерами подшипника, частотой вращения ротора и местом возникновения дефекта. Ударные процессы, возникающие при зарождении и развитии дефектов, вызывают свободные затухающие колебания с широким спектром энергии, из которого полосовым фильтром выделяется участок с информативными частотами [3], [5]–[10].

В момент разработки теоретических основ [20] метод был передовым и имел массу достоинств по сравнению с существующими на тот момент аналогами. Впервые для решения задач оценки технического состояния механизмов были применены основы цифровой обработки вибрационного сигнала, что позволило существенно повысить достоверность диагностики, чувствительность к дефектам на ранних стадиях их развития, появилась возможность «локализации» дефекта по гармоническим

составляющим в спектре огибающей вибросигнала. Главным недостатком метода считалась «повышенная вычислительная сложность».

В настоящее время существенно возросли как скорости вращения механизмов, так и прикладываемые к ним нагрузки. Соответственно, значительно сократились временные интервалы от зарождения дефекта до разрушения узла. Кроме того, количество механизмов, техническое состояние которых необходимо контролировать, также существенно возросло. Таким образом, ужесточились требования к методам вибрационной диагностики – появилась необходимость существенно повысить чувствительность и достоверность методов, а также автоматизировать процесс диагностики, снизив роль эксперта до контролирующей.

На данный момент основные недостатки метода – сложность интерпретации результатов без участия опытного эксперта, низкая достоверность диагностики на ранних и средних фазах развития дефектов, трудности при формализации метода для реализации полностью автоматических алгоритмов.

Один из таких «узких моментов», затрудняющих автоматизацию метода, – нечеткое правило, по которому предлагается выбирать полосу предварительной фильтрации вибрационного сигнала. Эксперту предлагается осуществить предварительную фильтрацию вибрационного сигнала при помощи полосового фильтра, при этом рекомендации о выборе «нужной» полосы формулируются не четко, что существенно затрудняет работу даже специалисту средней квалификации, не говоря уже о начинающих.

Например, предлагается поступать следующим образом: «Поскольку огибающая сигнала вибрации отображает процесс флуктуаций его мощности во времени, в выделенную часть сигнала не должны попадать сопоставимые по мощности составляющие различной природы. Выполнение этого требования является сложной практической задачей. При выборе полосы частот сигнала, выделяемой для последующего формирования огибающей, спектральная плотность сигнала в пределах этой полосы не должна слишком сильно (более 10 раз) изменяться» [21]. Это правило не содержит даже общих рекомендаций о ширине полосы, которая предполагается к выделению, либо о том, насколько высоко или низко необходимо ее выбирать. Таким образом, задача предварительной фильтрации не формализована и, фактически, целиком перекладывается на плечи эксперта.

Данное исследование направлено на выявление дополнительной информации для принятия решений о выборе полосы предварительной фильтрации вибрационного сигнала, что должно помочь в плане формализации метода анализа спектра огибающей и реализации автоматических алгоритмов диагностики.

Целью данного исследования является сравнительная оценка эффективности выделения огибающей вибрационного сигнала при двух способах предварительной фильтрации сигнала в присутствии шумов разной мощности и определение границ применимости этих способов.

Выделение огибающей сигнала сводится к определению закона модуляции амплитуды аналитического сигнала. Для представления действительного сигнала комплексным используется аппарат преобразования Гильберта [19].

### **Основная часть**

Эксперимент проведен путем моделирования в среде MATLAB. Для проведения исследований сформирован тестовый сигнал (ТС) с частотой дискретизации 192 кГц, содержащий последовательность ударных импульсов. Частота следования ударных импульсов составляет 200 Гц, что соответствует дефекту наружного кольца подшипника качения 305 А, выделяемых в виде гармонических составляющих спектра огибающей при типовых скоростях вращения вала около 6150 об/мин. Резонансная частота динами-

ческого колебательного процесса, возникающего как реакция динамической системы на ударный импульс (5 кГц), а также декремент затухания выбраны соответствующими реальным ударным импульсным процессам, наблюдаемым авторами в рамках экспериментальных исследований в испытательной лаборатории ОАО «Минский подшипниковый завод» и на базе НИИ «Подшипник».

Временные диаграммы тестового сигнала и его огибающей, а также оценка их спектральной плотности мощности (СПМ) представлены на рис. 1. Значения функций на графиках нормированы к диапазонам от  $-1$  до  $1$  либо от  $0$  до  $1$ .

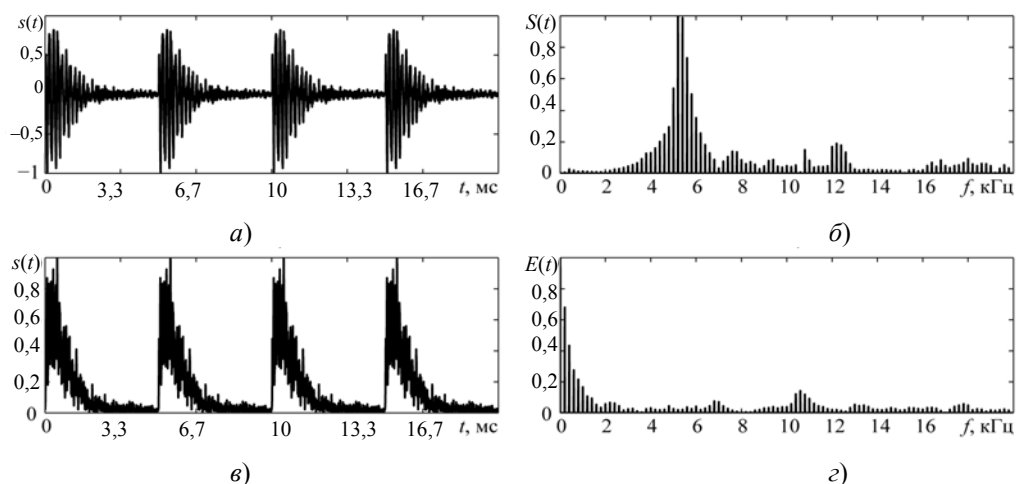


Рис. 1. Тестовый сигнал:

$a$  – временная диаграмма ТС;  $b$  – СПМ ТС;  $в$  – временная диаграмма огибающей ТС;  $г$  – СПМ огибающей ТС

Из рис. 1 видно, что спектры тестового сигнала и его огибающей распределены по всей частотной области, однако основная энергия сигнала сосредоточена в промежутке от 4 до 7 кГц. Так как данная область представляется наиболее информативной, имеет смысл проведение предварительной фильтрации (ПФ). ПФ заключается в выделении с помощью полосового фильтра частот исходного сигнала от 4 до 7 кГц, а также выделения части спектра огибающей с помощью ФНЧ с частотой среза 1 кГц, после чего проводится оценка СПМ огибающей. Результат применения ПФ представлен на рис. 2.

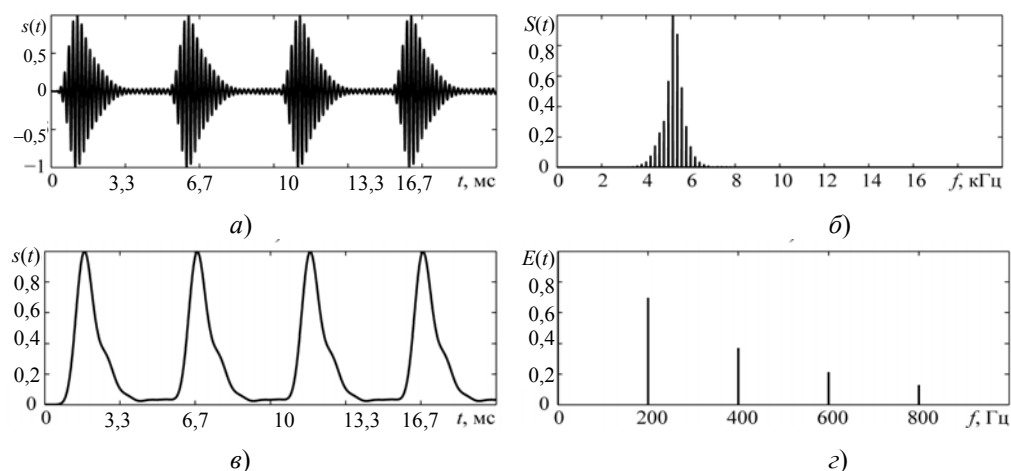


Рис. 2. Тестовый сигнал, отфильтрованный по методу 1:

$a$  – временная диаграмма ТС;  $b$  – СПМ ТС;  $в$  – временная диаграмма огибающей ТС;  $г$  – СПМ огибающей ТС

В заводских условиях запись вибрационных сигналов производится в зашумленной обстановке, что затрудняет детектирование огибающей. Оценка влияния помех на процесс выделения информативных признаков дефектов проведена на основе имитации помеховой обстановки путем добавления к тестовому сигналу белого шума. При проведении экспериментов задавалось отношение сигнал/шум (ОСШ) от 5 до  $-15$  дБ, после чего производилось выделение огибающей тестового сигнала описанным ранее способом. Метод диагностики по спектру огибающей при более высоком уровне шума, согласно использованным критериям, оказался неэффективным на данном тестовом сигнале, что описано в конце работы. Результаты выделения огибающей в присутствии шумов первым способом представлены на рис. 3.

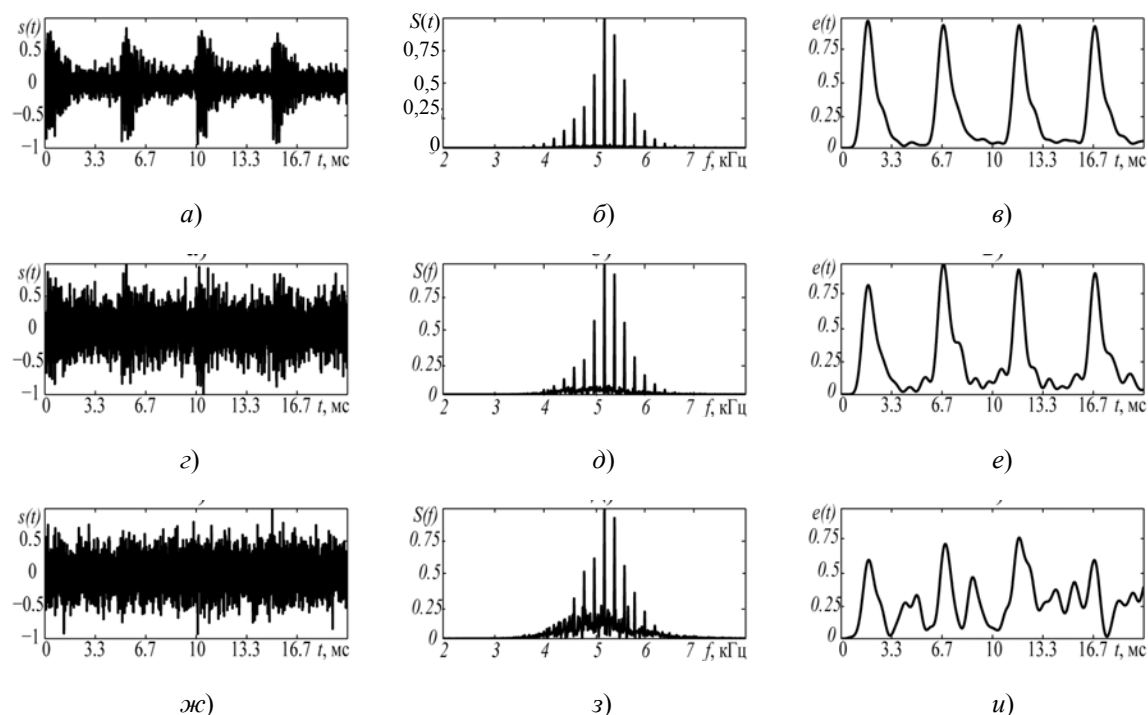


Рис. 3. Выделение огибающей ТС по методу 1 при различных ОСШ  
( $a-v$  – 5 дБ;  $z-e$  –  $-5$  дБ;  $ж-и$  –  $-5$  дБ):

$a, z, ж$  – временные диаграммы ТС;  $б, д, з$  – СПМ ТС;  
 $в, е, и$  – временные диаграммы огибающей ТС

В случае, если мешающие излучения окажутся узкополосными и попадут в полосу частот, в которой содержится основная часть энергии полезного сигнала, огибающая будет искажена, а выявление информативных признаков затруднено. Одним из способов преодоления такой проблемы является выделение области спектра, в которой амплитуды гармонических составляющих существенно меньше, чем в соседних областях спектра. Данный прием предлагается рядом авторов, например [3], как эмпирическое решение без специального теоретического обоснования. На рис. 1 видно, что в тестовом сигнале такая область находится в промежутке от 14 до 16 кГц. Таким образом, второй вариант метода выделения информативных признаков по спектру огибающей вибрационного сигнала отличается от первого только областью предварительной фильтрации. Временные диаграммы тестового сигнала и его огибающей, а также оценка их СПМ представлены на рис. 4. Результаты выделения огибающей в присутствии шумов вторым способом представлены на рис. 5.

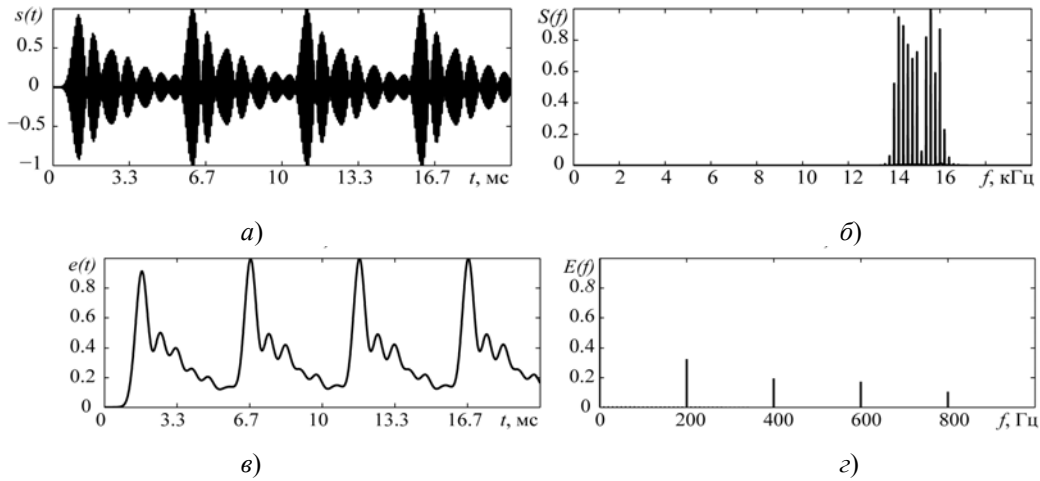


Рис. 4. Тестовый сигнал, отфильтрованный по методу 2:  
 а – временная диаграмма ТС; б – СПМ ТС;  
 в – временная диаграмма огибающей ТС; г – СПМ огибающей ТС

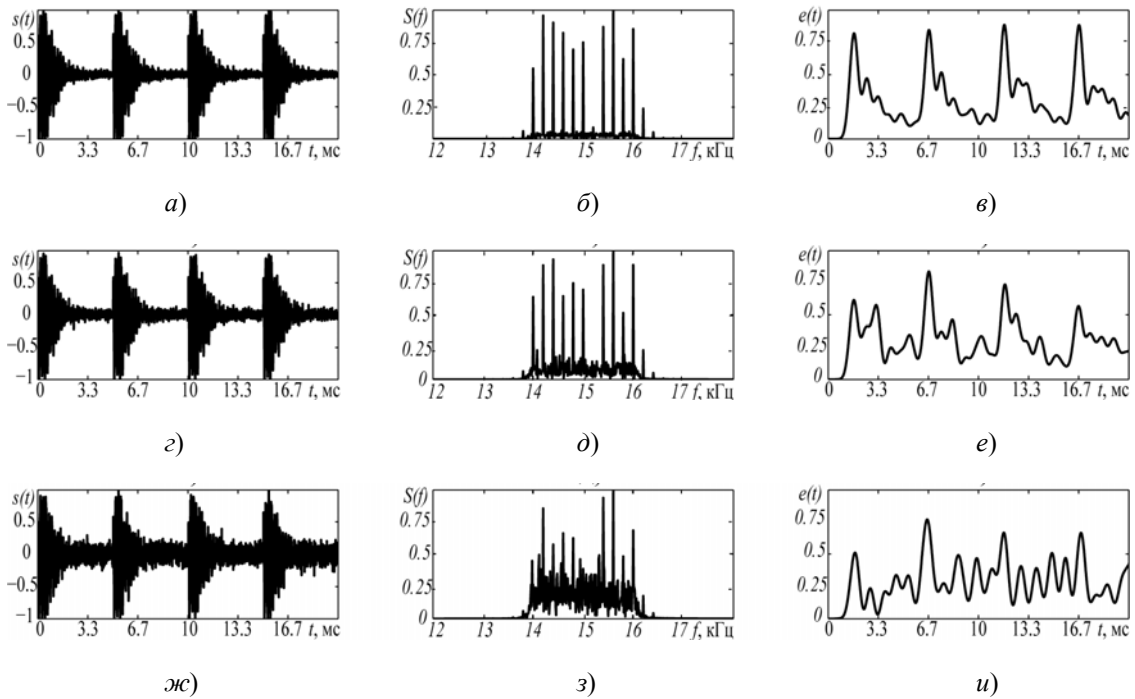


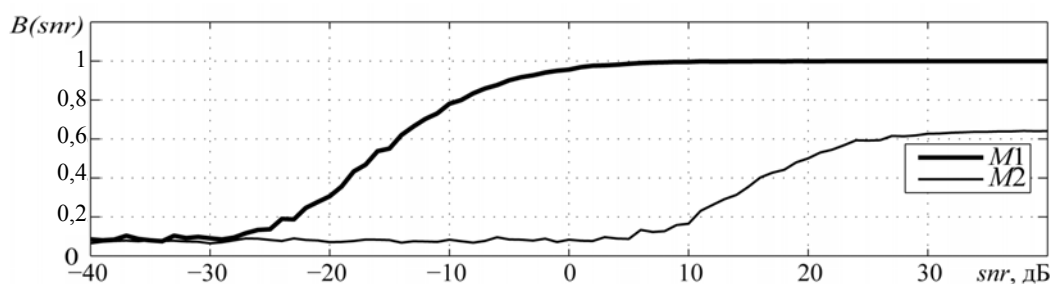
Рис. 5. Выделение огибающей ТС по методу 2 при различных ОСШ  
 (а–в – 30 дБ; г–е – 20 дБ; ж–и – 10 дБ):  
 а, г, ж – временные диаграммы ТС; б, д, з – СПМ ТС;  
 в, е, и – временные диаграммы огибающей ТС

Результаты эксперимента показывают, что метод обладает серьезным недостатком: при незначительном повышении уровня широкополосного шума относительно полезного сигнала в полосе частот, определяющих основную энергию сигнала, выделение огибающей становится невозможным из-за много большего увеличения этого отношения в полосе частот, где амплитуды составляющих спектра малы по сравнению с соседними компонентами спектра.

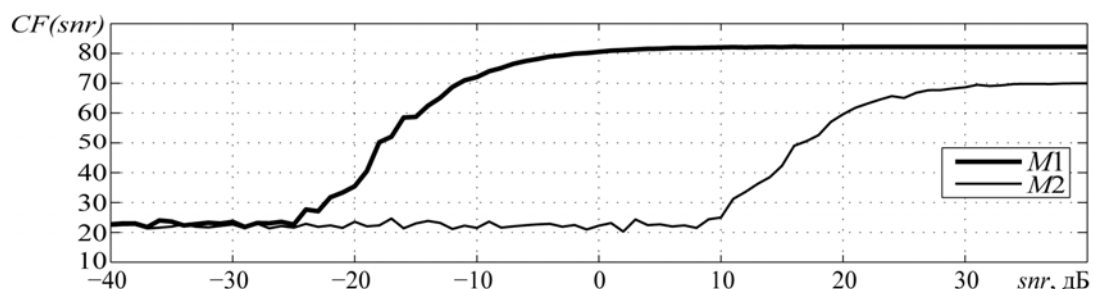
Для количественной оценки эффективности рассмотренных методов возможно применение аппарата вычисления корреляционных функций (ВКФ) [19]. Вычисления ВКФ произведены при различных ОСШ между огибающими, выделенными

двумя рассмотренными методами, и тестовой, «эталонной» огибающей, выделенной в отсутствие шумов (рис. 2). Прежде чем вычислять корреляционную функцию, предварительно проводится нормирование анализируемых сигналов по мощности.

Критерием успешного выделения информативных признаков дефектов может служить отношение максимума взаимокорреляционной функции огибающей к максимуму автокорреляционной функции огибающей, выделенной при отсутствии шума. Кроме того, в качестве критерия можно использовать величину пик-фактора (отношение пиковой мощности к среднеквадратичной [19]), вычисленного для спектра огибающей. Зависимости этих величин при изменении отношения сигнал/шум показаны на рис. 6. Графики построены после проведения пятидесяти испытаний для каждого ОСШ.



а)



б)

Рис. 6. Оценка эффективности двух способов фильтрации (M1 – первый, M2 – второй) при выделении огибающей ТС в присутствии широкополосных шумов:  
а – максимум взаимокорреляции огибающих; б – пик-фактор спектров огибающих

Примем за величину критического отношения максимумов корреляционных функций значение, равное 0,5, и будем говорить об успешном выделении огибающей только в том случае, если рассчитанное отношение окажется выше критического. Полученные результаты показывают, что для успешного выделения огибающей методом анализа области спектра с максимальной энергией составляющих достаточно иметь отношение сигнал/шум не ниже  $-15$  дБ, тогда как при использовании второго метода (ПФ в области с малыми амплитудами гармоник) отношение сигнал/шум должно составлять не менее 20 дБ.

Результаты работы были апробированы на тестовых базах данных вибрационных сигналов, снятых авторами в рамках экспериментальных исследований в испытательной лаборатории ОАО «Минский подшипниковый завод» и на базе НИИ «Подшипник». Исследования проводились на подшипниках серии 305А. В контрольную выборку попали три партии подшипников по 12 штук в каждой. Пять подшипников имели выраженные дефекты наружного и внутреннего колец.

По результатам обработки вибрационных данных можно заключить, что для выделенных дефектов одинаково хорошо показывают себя оба метода. Для дефектов на ранних стадиях развития метод выделения огибающей путем анализа области спектра с максимальной энергией составляющих более эффективен. Необходимое для уверенного выделения огибающей данным методом отношение сигнал/шум в среднем (по результатам обработки данных семи выходов их строя подшипников серии 305А) может быть на 29,5 дБ ниже, что хорошо согласуется с теоретическими исследованиями.

Тем не менее, необходимо отметить, что задача выделения «нужной» для предварительной фильтрации спектральной области в любом случае остается достаточно трудоемким процессом. Решение данной задачи видится в применении ресурсоемких алгоритмов, способных проводить анализ всех привлекательных с точки зрения диагностики частотных полос вибрационного сигнала с поиском информативных признаков дефектов в каждой из них.

### Заключение

Путем моделирования оценена помехоустойчивость по отношению к широкополосным шумам метода выделения огибающей вибрационного сигнала при двух способах предварительной фильтрации.

Проведенное исследование определяет границы применимости обоих способов. Выделение огибающей по области спектра, в которой заключена основная энергия сигнала, позволяет определить огибающую процесса при минимальном отношении сигнал/шум –15 дБ, тогда как выделение огибающей по области спектра с малыми амплитудами гармоник применимо при уровне сигнал/шум не ниже 20 дБ.

Таким образом, метод выделения огибающей по области спектра с малыми амплитудами гармоник пригоден в случае мощных узкополосных помех в области основной энергии сигнала, но при этом требует ОСШ не менее 20 дБ для удовлетворения критерию отношения максимумов корреляционных функций не ниже 0,5.

Экспериментальное исследование выявило, что при диагностике подшипников серии 305А на ранних стадиях развития дефектов чувствительность выделения огибающей по основной энергии сигнала на 29,5 дБ больше. При диагностике развитых дефектов оба способа фильтрации показали одинаковую эффективность.

### Литература

1. ГОСТ Р 53565–2009. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов. – Введ. 2011–01–01. – М. : Стандартинформ, 2010.
2. Неразрушающий контроль и диагностика : справочник / В. В. Клюев [и др.] ; под ред. В. В. Ключева. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Машиностроение, 2003. – 656 с. : ил.
3. Русов, В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В. А. Русов. – Пермь : [б. и.], 2012. – 252 с.
4. Ширман, А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – М. : [б. и.], 1996. – 276 с.
5. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – СПб. : СПбГМТУ, 2000. – 169 с.
6. Баркова, Н. А. Введение в диагностику роторных машин по виброакустическим сигналам / Н. А. Баркова. – СПб. : СПбГМТУ, 2002. – 156 с.
7. Барков, А. В. Диагностика и прогноз состояния подшипников качения по сигналу вибрации / А. В. Барков // Судостроение. – 1985. – № 3. – С. 21–23.

8. Барков, А. В. Вибрационная диагностика в бумажной промышленности / А. В. Барков, В. В. Тулугуров // Бумага, картон, целлюлоза. – 1999. – № 4–5. – С. 13–16.
9. Баркова, Н. А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования / Н. А. Баркова. – СПб. : СПбГМТУ, 2003. – 132 с.
10. Карасев, В. А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В. А. Карасев, В. Г. Максимов, М. К. Сидоренко. – М. : Машиностроение, 1978. – 132 с.
11. Биргер, И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М. : Машиностроение, 1978. – 239 с.
12. Диагностирование состояния роторных машин по изменению параметров вибрации в процессе эксплуатации : метод. рекомендации. МР 86–83. – М. : Госстандарт, 1983. – 28 с.
13. Глущенко, П. В. Техническая диагностика: Моделирование в диагностировании и прогнозировании состояния технических объектов / П. В. Глущенко. – М. : Вуз. кн., 2004. – 248 с.
14. Карасев, В. А. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы / В. А. Карасев, А. Б. Ройтман. – М. : Машиностроение, 1986. – 192 с.
15. Карасев, В. А. Вибродиагностика машин и механизмов. Методы и средства / В. А. Карасев, А. Б. Ройтман // Сб. науч. тр. ЦИАМ. – М. : ЦИАМ, 1987.
16. Науменко, А. П. Методология виброакустической диагностики поршневых машин / А. П. Науменко // Вестн. МГТУ. Спец. вып. «Двигатели внутреннего сгорания». – 2007. – С. 85–93.
17. Петрухин, В. В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации / В. В. Петрухин, С. В. Петрухин. – М. : Инфра-Инженерия, 2010. – 176 с.
18. Никитин, Ю. Р. Диагностирование мехатронных систем : учеб. пособие / Ю. Р. Никитин, И. В. Абрамов. – Ижевск : ИжГТУ, 2011. – 116 с.
19. Оппенгейм, А. Цифровая обработка сигналов / А. Оппенгейм, Р. Шафер. – 2-е изд., испр. – М. : Техносфера, 2009. – 856 с.
20. Павлов, В. Б. Акустическая диагностика механизмов / В. Б. Павлов. – М. : Машиностроение, 1971. – 224 с.
21. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – СПб. : ГМТУ, 2004. – 156 с.

*Получено 05.09.2014 г.*