

Вибрационные методы идентификации поврежденных зубчатых колес в составе многовальных приводов

Vibrational methods of damaged gears identifying in multi-shaft drives

Омесь Д.В., Драган А.В.
Omes D.V., Dragan A.V.

Предложены и экспериментально опробованы усовершенствованные методы диагностики и новые численные критерии для идентификации зубчатых колес с локальными повреждениями зубьев в составе многовальных приводов на основе измерения и анализа вибрации.

Ключевые слова: зубчатая передача, зубчатое колесо, диагностика, вибрация, модуляция, вейвлет-преобразование, среднеквадратическое значение

Advanced diagnostic methods and novel numerical criteria for identification of gears with local damages in the composition of multi-shaft drives based on measurements and analysis of vibration are offered and experimentally tested.

Keywords: gear, cogwheel, diagnostics, vibration, modulation, wavelet transformation, RMS

Введение

В мировой практике создания и эксплуатации машинных агрегатов наиболее актуальной является проблема безразборного контроля, решение которой возможно при наличии эффективных методов и средств диагностирования и мониторинга изменений критичных параметров механических систем.

В процессе изготовления, монтажа и эксплуатации зубчатых приводов возникают различные погрешности, а также повреждения рабочих поверхностей зубьев, которые приводят к качественным изменениям вибрационной активности таких приводов. Характер и масштабы изменения вибрации во времени для каждого случая индивидуальны. Конкретный вибрационный процесс содержит большой объем важнейшей информации, использование которой позволяет диагностировать техническое состояние механизмов и машин и своевременно устранять многие дефекты.

Вибрация многоступенчатых зубчатых приводов имеет сложную структуру, а эффективное извлечение из нее информативных диагно-

стических признаков является сложной научно-практической задачей. Инструментальные средства регистрации и измерения вибрации, представленные в настоящее время, имеют высокий технический и метрологический уровень. Методология обработки и анализа вибросигналов находится в постоянном развитии и представляет большую актуальность в машиностроении.

В СНГ и странах дальнего зарубежья проводятся интенсивные работы по созданию методических и программно-инструментальных средств оценки технического состояния и остаточного ресурса ответственных узлов машин по параметрам вибрации.

1. Способы преобразования и методы анализа вибрационных сигналов при диагностике зубчатых передач

Современные системы вибродиагностики способны осуществлять мониторинг виброактивности машин, изучать ее поведение, предупреждать о зарождении дефектов, диагностировать потенциальные проблемы. Диагностический математический аппарат, который должен использовать вибродиагност для оценки состояния и поиска причин повышенной вибрации зубчатых пар в приводах, достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал различных методов анализа сигналов.

Основные виды анализа вибрационных процессов можно подразделить на:

- анализ во временной области – анализ формы сигнала, статистический анализ, анализ собственных колебаний;
- анализ в частотной области – спектральный анализ, синхронный спектральный анализ, спектральный анализ огибающей, кепстральный анализ;
- анализ во временной и частотной областях одновременно – вейвлетный анализ.

При исследовании вибрации зубчатых передач во временной области чаще всего анализируют форму сигнала, а также параметры плотности распределения вероятностей мгновенных ее значений [1]. Из-за большого количества компонентов вибросигнала разного происхождения предварительно выделяют отдельные компоненты, которые затем исследуют статистическими методами. Диагностическая информация в первую очередь содержится в максимумах мощности колебаний и в периодичности ударных импульсов.

При статистическом анализе сложных сигналов большая часть диагностической информации теряется. Такой вид анализа можно использовать для оперативной оценки симметрии вибрации, так как

сильное отклонение распределения значений вибросигнала от нормального закона может быть признаком наличия компонентов, возбуждаемых ударными импульсами.

Вид закона распределения не столь важен, как оценка отличия реального распределения от нормального. Такая оценка проводится по таким параметрам как дисперсия, среднее квадратическое отклонение, эксцесс и пр.

Реальный вибрационный сигнал, измеренный при работе зубчатых приводов с большим количеством передач, имеет сложную форму, и анализировать его непосредственно весьма сложно. Поэтому методы анализа вибрации в частотной области применяются наиболее широко [2, 3].

Спектральное представление виброакустического сигнала позволяет в ряде случаев произвести идентификацию источников колебаний, что дает нужную информацию для диагностики механизмов.

Типовой спектральный анализ не дает высокой точности из-за нарушения периодичности сигнала вибрации. Поэтому целесообразно применять синхронный частотный анализ, при котором выделяют компоненты вибрации, синхронные частоте вращения определенного вала или его гармонике [2].

Наиболее важной характеристикой вибрации является мощность сигнала в целом или отдельных его составляющих. Если в вибрации присутствует компонент, возбуждаемый периодическими ударами, то в спектре колебаний мощности появляется большое число скачков, которых не видно на спектре самого сигнала.

Учитывая специфику получаемых виброакустических данных при работе многовальных приводов на рабочих режимах, выражающуюся в наличии чрезвычайно большого количества значащих частотных составляющих, экспертный анализ амплитудно-частотных характеристик весьма затруднен.

Для решения этой задачи возможно применение кепстрального анализа, предполагающего выявление «гармонических» закономерностей спектров, таких как наличие кратных составляющих и боковых полос, которые имеют периодичности в спектрах и в подавляющем большинстве случаев свидетельствуют о нарушениях состояния рабочих поверхностей колес [4, 5].

Однако временная локализация кепстрального представления вибрационного сигнала также невозможна, поскольку для получения кепстра исходным является спектр сигнала. Вейвлетный анализ позволяет оценить распределение общей колебательной энергии одно-

временно по частоте и времени и показывает, когда и с какой частотой происходят всплески колебательной энергии.

Анализ нестационарных сигналов за счет свойства локальности вейвлетов получает существенное преимущество перед преобразованием Фурье [6]. Выбор конкретного вейвлета, будь то непрерывный или дискретный, целиком зависит от характера поставленной задачи и от конкретного анализируемого сигнала.

Наилучшие же результаты при оценке состояния и диагностике причин повышенной вибрации сложных редукторов и мультипликаторов методами вибродиагностики достигаются при комплексном использовании всех вышеперечисленных методов. При комплексном походе возможности разных методов дополняют друг друга.

2. Объект исследований, режимы и средства испытаний

Объектом исследований являлся многовальный привод главного движения токарного станка СН-501, кинематическая цепь которого состоит из цилиндрических прямозубых передач. Вращение и крутящий момент передавался от входного вала коробки скоростей на вал шпинделя посредством шести передач, состоящих из одновенцовых зубчатых колес и блоков шестерен.

На входном и выходном валах коробки скоростей были смонтированы фотоэлектрические преобразователи угловых перемещений ЛИР-158Б, синхронизированные с показаниями акселерометра.

Для разработки и оценки применимости методик диагностики многовального привода были изготовлены экспериментальные зубчатые колеса, имитирующие отклонение от нормального технического состояния и имеющие локальный дефект зуба различного масштаба в виде повреждения рабочей части зуба, а также полное отсутствие зуба шестерни, являющейся ведомой шестерней 2-го вала.

Испытания проводились как без нагрузки, когда на валу шпинделя был установлен преобразователь угловых перемещений, так и под нагрузкой, когда в приспособлении устанавливалась заготовка и осуществлялся процесс резания.

Замеры виброактивности многовального зубчатого привода производились при различных частотах вращения выходного вала с помощью одноосевого акселерометра АР-98 с магнитным основанием АМ-04.

Управление процессом измерения и исследование параметров вибрации осуществлялось с помощью экспертной системы «Анализатор», позволяющей выполнять различные преобразования вибросигналов.

Сигналы от датчиков через аналого-цифровой преобразователь Викма-2 передавались на персональный компьютер для дальнейшей обработки и исследования с помощью экспертной системы, а также системы компьютерной математики.

3. Диагностика локальных повреждений зубчатых колес на основе нового параметра модуляции сигнала вибрации

Вибрационный сигнал, генерируемый при работе зубчатой передачи, представляет собой последовательность импульсов различной природы, следующих с частотой пересопряжения зубьев f_z и возбуждающих быстро затухающие гармонические колебания. Причем каждая пара зубьев возбуждает импульс отличный от предыдущего вследствие наличия технологических погрешностей изготовления колес, погрешностей сборки зубчатой передачи, упругих деформаций валов, а также зубьев, находящихся в зацеплении. Такие погрешности приводят к колебанию амплитуды импульсов, отклонению продолжительности и периода их следования. Данные явления повторяются при каждом обороте валов, то есть связаны с частотой их вращения f_0 .

Появление и развитие дефектов контактирующих поверхностей отражается как на частотах пересопряжения зубьев $f_z = zf_0$ и их гармониках mf_z , так и на модуляционных частотах $mf_z \pm kf_0$ в окрестности зубцовых гармоник (m и $k=1, 2, \dots$) [1, 2, 4, 5].

Следует отметить, что общее число различимых боковых гармоник k может колебаться в пределах от четырех до шести и более [2]. Их амплитуды не всегда симметричны относительно зубцовой частоты. В работах об исследовании модуляций вибросигналов не до конца раскрыт механизм формирования комбинационных частот на спектре.

Остаются нерешенными вопросы: почему появляются гармоники с частотами mf_z , кратными зубцовой, и боковые полосы kf_0 в окрестности каждой из них; чем обусловлено количество боковых полос; что влияет на несимметричность верхних и нижних боковых полос.

Для ответа на эти вопросы рассмотрено само явление модуляции и механизмы формирования модулированного сигнала. Наиболее развернуто явление модуляции рассматривается в теории передачи радиосигналов, когда несущий сигнал намеренно модулируется информационным сигналом для передачи на большие расстояния [7].

В теории передачи сигналов рассмотрена импульсная модуляция, в которой в качестве носителя используется последовательность импульсов различной формы.

Представив несущий сигнал периодической последовательностью импульсов, аппроксимировав эту последовательность в ряд Фурье без учета формы импульсов, введя фазу модулированного сигнала и произведя тригонометрические преобразования, была получена математическая модель идеализированного импульсно-модулированного сигнала в развернутом виде [8]:

$$a(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \left\{ \begin{array}{l} J_{0n}(nm) \cos n\omega_0 t + \\ + J_{1n}(nm) [\cos(n\omega_0 + \Omega)t - \cos(n\omega_0 - \Omega)t] + \\ + J_{2n}(nm) [\cos(n\omega_0 + 2\Omega)t + \cos(n\omega_0 - 2\Omega)t] + \\ + J_{3n}(nm) [\cos(n\omega_0 + 3\Omega)t - \cos(n\omega_0 - 3\Omega)t] + \\ + \dots \end{array} \right\} \quad (1)$$

где A_0 – начальная амплитуда импульса;

ω_0 – частота следования импульсов;

Ω – частота модулирующего сигнала;

m – индекс угловой модуляции.

В выражении (1) можно наблюдать семейство гармоник импульсно-модулированного сигнала $n\omega_0 \pm k\Omega$ ($k=1, 2, 3, \dots$) подобное семейству частот $mf_z \pm kf_o$ в спектре вибрационного сигнала зубчатой передачи.

Из выражения (1) следует, что модуляция вибросигнала, исследуемая в вибродиагностике и приводящая к появлению характерных составляющих на спектре, является комбинацией частотно-импульсной, амплитудной и частотной модуляций. Различные виды модуляций вследствие отмеченных выше особенностей процесса пересопряжения зубьев могут возникать одновременно и приводить к увеличению амплитуд боковых полос и их несимметричности.

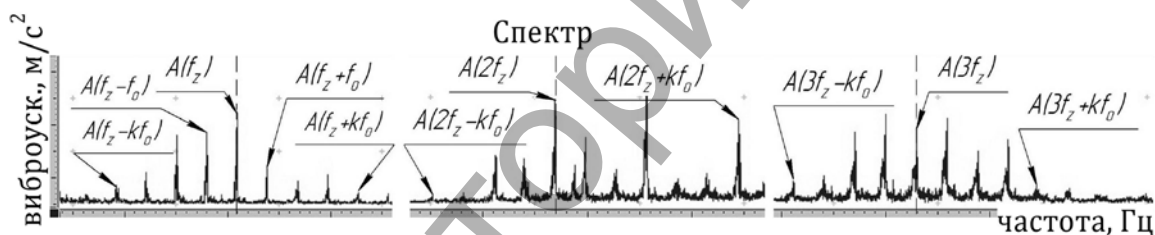
Эффект возникновения модулированных гармонических составляющих, отмечаемый в работах [2, 3, 4], нашел подтверждение и в результатах проведенных исследований вибрационных характеристик многовального зубчатого привода с экспериментальными зубчатыми колесами с различной степенью локальных повреждений зубьев. Однако сам факт наличия этих составляющих на спектре не позволяет однозначно выявить дефектное колесо, вид и степень отклонения от нормального состояния. В литературе не содержится полных сведе-

ний о количественных критериях, позволяющих ответить на данный вопрос.

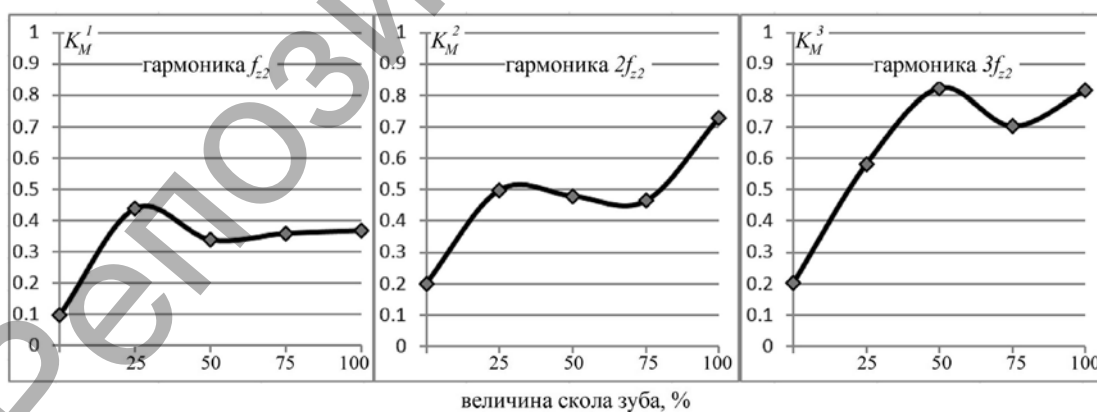
Для этих целей с учетом механизма формирования импульсно-модулированного вибросигнала предложено определять коэффициент модуляции для каждой совокупности зубцовой и комбинированных частот по формуле:

$$K_M^m = \left(1 - \sqrt[k]{\prod_1^k \frac{|A(mf_z) - A(mf_z \pm kf_o)|}{A(mf_z) + A(mf_z \pm kf_o)}} \right) \quad (2)$$

С помощью функции экспертной системы «Анализ гармоник» [9] из спектров вибрационных сигналов были извлечены значения амплитуд характерных гармоник модуляционных частот (рисунок 1а) и рассчитаны коэффициенты модуляции по выражению (2). На рисунке 1б представлены графики изменения коэффициентов модуляции вибросигнала, рассчитанные для кратных зубцовых гармоник при развитии локального дефекта экспериментального зубчатого колеса.



а)



б)

Рис. 1. Модуляционные компоненты спектра виброускорения (а) и графики изменения коэффициента модуляции при развитии локального дефекта экспериментального зубчатого колеса (б)

При появлении и развитии дефекта модуляция сигнала усиливается, и коэффициент начинает расти. Модуляция наиболее отчетливо проявляется на высокочастотных составляющих сигнала в окрестности второй и третьей зубцовых частот $2f_z$, $3f_z$.

Также следует отметить, что даже в исправном состоянии экспериментального привода наблюдается небольшая модуляция $K_m=0,1...0,2$. Это объясняется наличием погрешностей изготовления и сборки зубчатых передач. Результаты собственных исследований [9] показали приемлемую повторяемость результатов.

Таким образом, при спектральном анализе вибрационных сигналов многозубчатых зубчатых приводов и неизвестных первоначальных параметрах вибрации можно диагностировать наличие повреждения зубьев зубчатых колес по величине коэффициента модуляции, величина которого всегда находится в интервале $0 < K_m < 1$. При больших значениях коэффициента возрастает вероятность развитого локального повреждения зубчатого колеса.

Предложенный коэффициент модуляции показал низкую чувствительность к удаленности датчика от источников вибрации, так как зависит не от абсолютных значений амплитуд семейства боковых полос, а от их количества и соотношения с центральными зубцовыми гармониками.

4. Анализ колебаний СКЗ вибрационных сигналов

Важным физическим параметром сложного нестационарного сигнала является его мощность. Если диапазон частот вибрационного сигнала большой и мощность распределена по частотам неравномерно, то дополнительную диагностическую информацию дает такой параметр как среднеквадратическое значение (СКЗ) сигнала, представляющий собой квадратный корень мощности.

Понятие СКЗ неразрывно связано с таким статистическим показателем, как дисперсия случайной величины [3]. Дисперсию дискретного сигнала в общем виде можно определить по формуле:

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_j - x_{cp})^2, \quad (3)$$

где N – количество отсчетов дискретного сигнала x ;
 x_j – дискретное значение сигнала;
 x_{cp} – среднее значение.

Среднее значение вибрационных сигналов в большинстве случаев $x_{cp}=0$. Дисперсия является количественной оценкой мощности переменных составляющих вибросигнала, но часто вместо дисперсии используется корень из дисперсии, называемый средним квадратическим отклонением, а при анализе вибросигналов – среднеквадратическим значением, которое можно определить по формуле:

$$СКЗ = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (4)$$

Классическое определение СКЗ вибрации, представляющее собой дискретное число, подходит лишь для экспресс-оценки состояния привода путем сравнения с допускаемыми значениями для данного типа оборудования или конкретного привода.

В результате появления локальных повреждений поверхностей зубьев происходит перераспределение мощности вибрации по частотам. Энергия вибрации, генерируемая при прохождении поврежденного зуба зоны зацепления возрастает, и такой всплеск происходит периодически с частотой вращения зубчатого колеса. Таким образом, анализ полосы частот, в которой концентрируется мощность, может дать диагностическую информацию о расположении в многовальном приводе поврежденного зубчатого колеса.

Применяемая в настоящих исследованиях экспертная система позволяет вычислять мгновенные СКЗ вибрационного сигнала, разбивая его на интервалы с взаимным наложением. Величина интервала выбирается таким образом, чтобы охватить колебательные процессы в диапазоне значимых частот.

Результат вычисления колебаний СКЗ представляет собой сигнал (рисунок 2а), состоящий из мгновенных значений. Учитывая его нестационарность и природу взаимодействия зубьев, можно построить спектр колебания СКЗ, другими словами определить спектральную плотность мощности по частотам вибрационного процесса. На рисунке 2б показаны спектры колебания СКЗ виброускорения.

Можно отметить постепенное увеличение амплитуды колебания СКЗ на частоте 14,82 Гц. Эта частота соответствует частоте вращения второго вала экспериментального привода f_{o2} , на котором было установлено экспериментальное зубчатое колесо. Гармоники остальных валов зубчатого привода на спектре колебания СКЗ не проявляются.

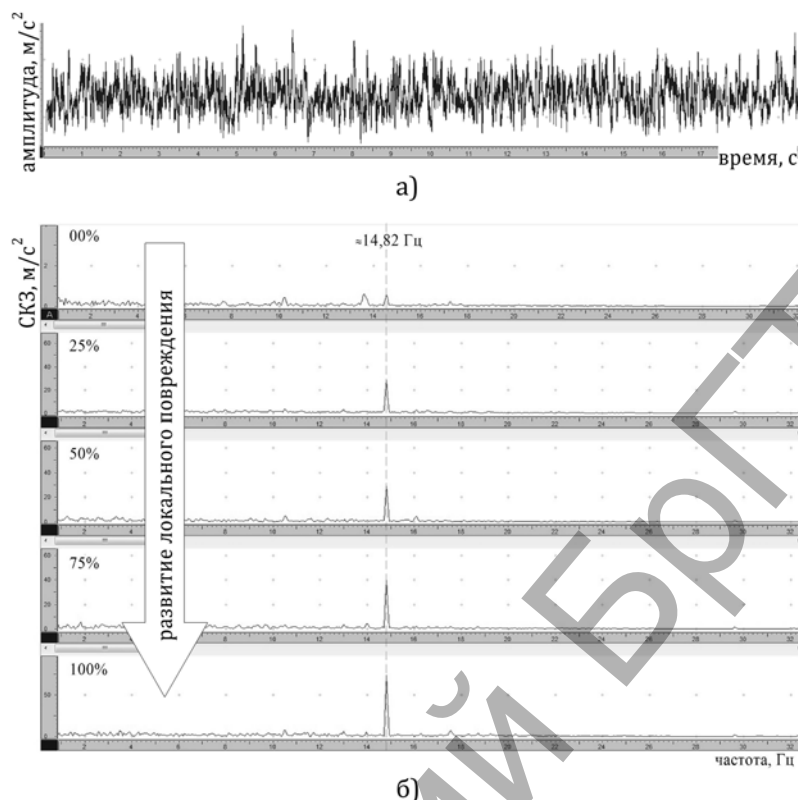


Рис. 2. Колебания СКЗ (а) и спектры колебания СКЗ (б) виброускорения при различной степени локального повреждения экспериментального зубчатого колеса

Предложенный метод анализа колебаний мгновенных СКЗ вибросигнала путем построения спектра позволил упростить процесс идентификации поврежденного зубчатого колеса в составе многовального привода, сузить область поиска, сократить объем анализируемой информации. Данный метод может служить дополнительным инструментом диагностики зубчатых механизмов по параметрам вибрации.

5. Применение непрерывного вейвлет-преобразования вибрационных сигналов

Прямое непрерывное вейвлет-преобразование сигнала $s(t)$ задается по формальной аналогии с преобразованием Фурье, путем вычисления вейвлет-коэффициентов по формуле [10]:

$$C_{a,b} = \int_{a,b} s(t) \psi_{a,b} \left(\frac{t-b}{a} \right) dt, \quad (5)$$

где $\psi_{a,b}(t)$ – анализирующий вейвлет;
 a – временной масштаб;
 b – временная локализация.

Результатом вейвлет-преобразования сигнала является двумерный массив значений вейвлетных коэффициентов. Распределение этих значений в пространстве (a,b) дает информацию об изменении во времени относительного вклада в сигнале вейвлетных компонент разного масштаба.

В результате пересопряжения зубьев в передаче возбуждаются затухающие колебания с широким спектром, кроме того при наличии локальных дефектов зубцовые гармоники модулируются частотами вращения колес. Поэтому можно предположить, что вейвлет-преобразование должно показать всплески коэффициентов в узком диапазоне временной локализации и с широким диапазоном во временном масштабе.

Для вибросигналов, измеренных при работе экспериментального зубчатого привода, было произведено непрерывное вейвлет-преобразование с использованием вейвлета Морле, который имеет форму наиболее подобную форме ударного импульса и явно выраженную центральную частоту на своем частотном образе. Интервал частот просмотра выбран таким образом, чтобы зубцовая частота экспериментального колеса оказалось в середине этого интервала.

На скейлограммах, приведенных на рисунке 3а, наблюдается неоднородность в диапазоне временных масштабов $a_{40} < a < a_{60}$, что соответствует окну частот просмотра $400 < f_a < 600$ Гц, в который попадает зубцовая частота. Во всех случаях максимальные значения вейвлетных коэффициентов наблюдаются на временном масштабе $a_{52} = 78$, что соответствует частоте просмотра $f_{a52} = 490$ Гц совпадающей с зубцовой частотой f_z .

Развитие локального дефекта колеса проявляется в возрастании вейвлетных коэффициентов на коротких промежутках временной локализации. На рисунке 3б приведена выборка из максимальных коэффициентов вейвлет-преобразования вибросигналов при различном масштабе локального дефекта зубчатого колеса, соответствующих частоте просмотра пересопряжения зубьев.

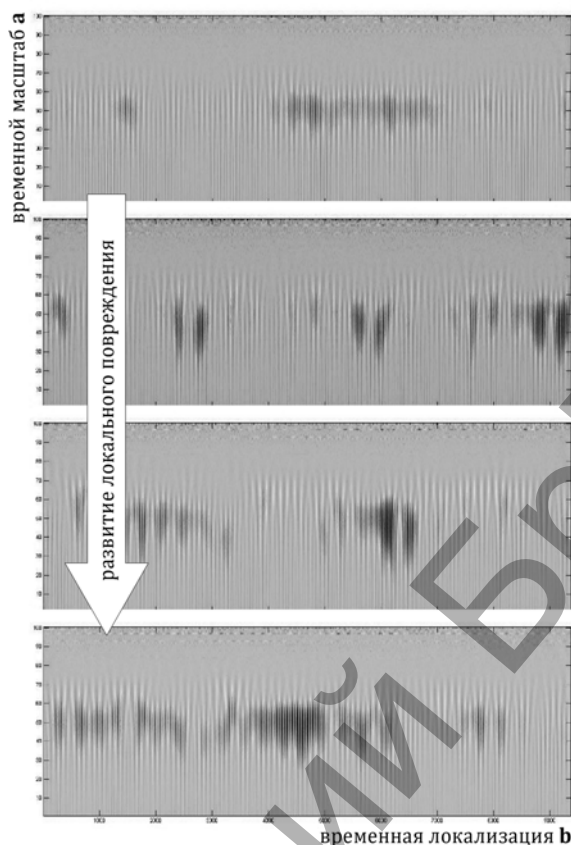


Рис. 3. Скейлограммы вибросигнала (а) и максимальные значения вейвлетных коэффициентов $C_{a,b}$ на частоте просмотра f_z (б) при развитии локального дефекта зубчатого колеса

Для практических целей необходимы количественные критерии отмеченных изменений изображений, соответствующих разному состоянию элементов привода. С этой целью предложено вычислить стандартное отклонение для исходного вибросигнала и синхронных сигналов для каждого вала в отдельности. В таблице 1 приведены результаты вычислений.

Таблица 1. Стандартные отклонения вейвлет-коэффициентов

Масштаб повреждения, %	Вал 1 (синхронное накопление)	Вал 2 (синхронное накопление)	Вал 3 (синхронное накопление)	Вал 4 (синхронное накопление)	Вал 5 (синхронное накопление)	Вибросигнал без обработки
00	3,13	4,13	1,75	4,62	4,17	2,43
25	4,27	9,88	2,19	4,2	3,84	7,67
50	4,08	9,62	2,66	4,52	4,33	7,51
75	4,4	10,74	3,65	4,6	4,33	8,11
100	4,37	11,31	3,82	4,41	3,88	8,52

Данные в таблице 1 показывают, что стандартные отклонения вейвлет-коэффициентов второго вала возрастают при появлении дефекта. Для элементов остальных валов эти значения либо постоянны, либо изменяются незначительно. Учитывая, что дефектное колесо размещено именно на втором валу, полученные результаты позволяют получить количественную оценку степени повреждения и могут иметь диагностическую значимость.

Полученные результаты при определении зависимости между частотой сигнала и временным масштабом при вейвлетном анализе вибросигналов, а также использовании равномерной шкалы частоты при проведении вейвлет-преобразования и построении скейлограмм позволяют более объективно подходить к анализу полученных результатов, перейти от оценки зрительных образов к числовым характеристикам вейвлетных коэффициентов. Результаты натурального эксперимента на реальном многовальном зубчатом приводе с последующим вейвлет-анализом вибросигналов показали взаимосвязь вейвлетных коэффициентов и степени развития локального дефекта одного из колес привода.

6. Дискретный кратномасштабный вейвлет-анализ и исследование шумовой составляющей вибросигнала

Чтобы сократить избыточность коэффициентов, полученных при непрерывном вейвлет-преобразовании, но сохранить возможность реконструкции исходного сигнала в результате обратного преобразования, значения временного масштаба и временной локализации дискретизируются через степень двойки [10]. В силу определенных особенностей вычисления коэффициентов при прямом преобразовании и при необходимости точной реконструкции сигнала используют ортогональные вейвлеты $\psi(t)$ в паре со связанными с ними масштабирующими функциями $\varphi(t)$.

При обратном вейвлет-преобразовании сигнал представляет собой сумму скалярных произведений коэффициентов и анализирующих вейвлетов. При такой интерпретации реконструированный сигнал представляется в виде:

$$s(t) = \sum_k CA_k \varphi_k(t) + \sum_{m,k} CD_{m,k} \psi_{m,k}(t) \quad (6)$$

где m и k – целые числа;
 CA_k – коэффициенты аппроксимации;
 $CD_{m,k}$ – коэффициенты детализации.

Для измеренных вибрационных сигналов $s(t)$ было произведено дискретное вейвлет-преобразование с целью выделения шумовой составляющей. При разложении применялся вейвлет Symlet седьмого порядка и уровень декомпозиции $m=6$.

Применив аппарат дискретного разложения, модификацию детализирующих вейвлет-коэффициентов и реконструкцию исходного сигнала, получены шумовые составляющие $N(t)$ вибрационных сигналов.

Таким образом, появляется возможность анализировать вибрационный сигнал в соотношении с его шумовой составляющей, что может нести важную диагностическую информацию.

Для исходного сигнала и его шумовой составляющей предложено рассчитать параметр R_{SN} , который будет являться безразмерной величиной, равной отношению мощности исходного сигнала к мощности шумовой составляющей:

$$R_{SN} = \frac{P_{signal}}{P_{noise}} = \left(\frac{CK3_{signal}}{CK3_{noise}} \right)^2, \quad (7)$$

где P – средняя мощность.

Как было отмечено ранее, среднеквадратическое значение для вибросигнала $s(t)$ есть не что иное, как корень из дисперсии. Для повышения чувствительности к колебаниям аргументов параметр R_{SN} , выраженный в децибелах (дБ), следует определять по формуле:

$$R_{SN}^{dB} = 20 \lg \left(\frac{CK3_{signal}}{CK3_{noise}} \right). \quad (8)$$

Таким образом, для каждого состояния экспериментального колеса (от исправного до полной поломки одного зуба) получены сигнал и его шумовая составляющая, по выражению (8) определены параметры R_{SN} в децибелах. Результаты расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2. Значения критерия R_{SN}

Масштаб повреждения зуба, %	R_{SN} , дБ
00	11.58
25	13.23
50	15.03
75	16.54
100	17.74

На рисунке 4 представлен характер изменения параметра R_{SN} вибрационного сигнала при появлении дефекта зуба и его развитии вплоть до полной поломки этого зуба. Можно наблюдать зависимость близкую к линейной, что значительно предпочтительнее других форм зависимости.

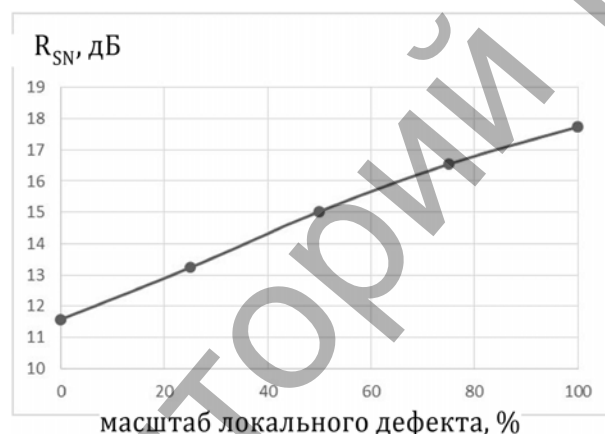


Рис. 4. График изменения R_{SN} вибросигнала при появлении и развитии локального повреждения зубчатого колеса

Данная методика исключает визуальную оценку какого-либо представления сигнала, будь то временное представление, спектр, кепстр, вейвлет-скейлограмма. Предложенный метод анализа вейвлетных коэффициентов на временных масштабах, соответствующих частотам пересопряжения зубьев, показал высокую информативность и способен дополнить существующий набор критериев для выявления повреждений зубчатых колес в составе многовальных приводов.

Заключение

В результате проведенных исследований достигнуто повышение эффективности диагностики многовальных зубчатых приводов по па-

раметрам вибрации путем разработки и применения новых методик обработки вибросигналов и вычисления числовых критериев.

Предложенные численные критерии, определяемые на основе спектрального и вейвлетного анализа вибрационных сигналов, позволяют повысить объективность оценки технического состояния зубчатых приводов, перейти от трудоемкого экспертного анализа большого объема информации к сравнению числовых параметров вибрации, а также дополняют существующие методы вибрационной диагностики.

Список литературы

1. Неразрушающий контроль : Справочник : в 7 т. ; под общ. ред. В.В. Клюева. Т.7 : ч 2 кн. Кн. 1 : В.И. Иванов, И.Э. Власов. Метод акустической эмиссии / Кн. 2 : Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика. – М. : Машиностроение, 2005. – 829 с.
2. Барков А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации : учеб. пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб. : Изд. центр СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
3. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / Генкин М.Д., Соколова А.Г. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – М. : Вибро-Центр, 1996. – 175 с.
5. Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М. : Наука, 1996. – 276 с.
6. Dmitry Omes. Vibroacoustic diagnostics of gear drives by using of wavelet analysis / Dmitry Omes, Alexandr Dragan // Proceedings of XVI International Scientific Conference on INDUSTRIAL SYSTEMS – IS '14, Novi Sad, October 15-17 2014 / University of Novi Sad - Faculty of Technical Sciences, Department of Industrial Engineering and Management, 2014 (Novi Sad : GRID). – pp. 195-198.
7. Зюко А.Г. Теория электрической связи : учебник для вузов / А.Г. Зюко, Д.Д. Кловский, В.И. Коржик, М.В. Назаров; под ред. Д.Д. Кловского. – М. : Радио и связь, 1999. – 432 с.
8. Омесь Д.В. Механизмы формирования комбинационных частот в спектре вибросигнала зубчатой передачи / Д.В. Омесь, А.В. Драган, // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : материалы междунар. науч.-техн. конф., Брест, 2–3 ноября 2016 г. / УО «Брестский государственный технический университет». – Брест, 2016. – с. 89–94.
9. Омесь Д.В. Исследование модуляции виброакустического сигнала при зарождении и развитии дефекта зубчатого колеса / Д.В. Омесь, А.В. Драган // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2013. – №4(82) : Машиностроение. – с. 39–43.
10. Дьяконов В. MATLAB. Обработка сигналов и изображений. Специальный справочник / В. Дьяконов, И. Абраменкова. – СПб. : Питер, 2002. – 608 с.

Статья поступила в редакцию 20.06.17