

нагрузки к зубу колеса 3 (для реверсивной передачи при термообработке «улучшение» $Y_{A3} = 0,65$).

Расчетные напряжения σ_{F3} при изгибе в опасном сечении зуба колеса 3:

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t K_{FB} K_{FV} K_A}{b_3 m} Y_{FS3}. \quad (14)$$

Сопротивление усталости зубьев колеса 3 при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_{F3} \leq [\sigma_F]_3$.

Заключение. Предлагаемые расчетные зависимости для выполнения расчетов на прочность эвольвентных зубчатых передач удобны для применения в учебном процессе, так как включают все

основные факторы, влияющие на прочность зубчатых передач и, что самое важное, не зависят от системы единиц физических величин. Последнее достоинство является приоритетным в расчетной практике деталей машин.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иванов, М.Н. Детали машин: учеб. / М.Н. Иванов, В.А. Финегонов. – М.: Высш. шк., 2010. – 408 с.
2. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: методическое пособие. – Брест: Из-во БрГТУ, 2008. – 120 с.
3. Санюкевич, Ф.М. Планетарные зубчатые передачи: методическое пособие. – Брест: Из-во БрГТУ, 2013. – 128 с.

Материал поступил в редакцию 06.01.15

SANYUKEVICH F.M., MONTIK S.V. Расчет эвольвентных зубчатых передач при курсовом проектировании деталей машин

Предлагаются расчетные зависимости для расчета на прочность цилиндрических, конических и планетарных эвольвентных зубчатых передач при курсовом проектировании деталей машин. Формулы удобны для применения в учебном процессе, так как в них, в отличие от существующих в технической литературе, соблюдаются правила независимости расчетных формул от системы единиц физических величин.

УДК 620.004.5

Драган А.В., Омесь Д.В.

СПОСОБЫ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

Введение. Наиболее распространенными механизмами в машиностроении являются зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением. В процессе эксплуатации непременно происходит появление дефектов зубчатых колес, чрезмерное развитие которых может привести к нарушению работы или поломке привода.

Работа зубчатой передачи сопровождается периодическими ударами при входе пары зубьев в зацепление, что приводит к возникновению виброакустических колебаний, амплитуда которых зависят от таких факторов, как тип зубьев, скорость работы, нагрузка, точность изготовления и сборки, условия эксплуатации, а также от наличия эксплуатационных дефектов и степени их развития. Если первые факторы можно учесть при проектировании, изготовлении, сборке и выборе режимов работы привода, то последний фактор можно выявить при контроле и диагностике в процессе эксплуатации.

Виброакустические колебания зубчатых передач отличаются высокими частотами, малыми амплитудами смещения и значительными ускорениями. Виброакустический сигнал имеет сложную структуру, содержит полезную составляющую и помеху, которая препятствует точной расшифровке информации, содержащейся в сигнале. Кроме того, возникают искажения при прохождении диагностического сигнала по каналам от источника к датчику. Так, исходными сигналами являются совокупность коротких импульсов, вырабатываемых в зубчатой паре при контакте зубьев и соударении, между тем, датчик воспринимает не эти сигналы, а зафиксированные в контрольной точке колебания, затухающие собственные колебания возбужденных элементов привода и демпфированные вынужденные колебания от периодических воздействий. Поэтому при разработке системы диагностики стоит выбирать такой способ обработки сигнала, при котором в наибольшей степени сохраняется информативная составляющая сигнала и минимизируется влияние помех [1].

2. Способы анализа виброакустического сигнала для диагностических целей

2.1 *Спектральный анализ* – один из наиболее распространенных классических методов обработки виброакустических сигналов,

который позволяет охарактеризовать частотный состав измеряемого сигнала. В основе спектрального анализа сигналов лежат преобразования Фурье, которые используют в качестве базисных функций синусы и косинусы, представленные комплексной экспонентой.

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

Анализ боковых полос [1, 6] на спектральных характеристиках, является одним из наиболее широко известных и практикуемых методов для диагностики. Критериями диагностики выступают обусловленные дефектами передач частотные модуляционные эффекты слева и справа от гармоники зубочастоты и более высокие гармоники. С ухудшением состояния наблюдается повышение их амплитуд, что лежит в основе формирования обоснованных диагностических признаков. Эффективность данного критерия напрямую связана с частотным разрешением спектра и динамическим диапазоном измерительных средств.

Исходя из требований анализа сложных нестационарных сигналов, можно отметить определенные «недостатки» Фурье-преобразования, которые привели к появлению вначале оконного преобразования Фурье и стимулировали в дальнейшем появление и развитие вейвлет-преобразования [1]:

- недостаточная информативность при анализе нестационарных сигналов и практически полное отсутствие возможностей анализа их особенностей, так как в частотной области происходит «размазывание» особенностей сигналов (разрывов, ступенек, пиков и т.п.) по всему частотному диапазону спектра;
- преобразование Фурье отображает общие сведения о частотах исследуемого сигнала в целом и не дает представления о локальных свойствах сигнала при быстрых временных изменениях его спектрального состава; классический алгоритм преобразования Фурье в принципе не предоставляет возможности анализировать частотные характеристики сигнала в произвольные моменты времени;

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Омесь Дмитрий Владимирович, м.т.н., старший преподаватель кафедры начертательной геометрии и инженерной графики, аспирант кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета. Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

- используя преобразование Фурье, можно работать с нестационарным сигналом либо только во временной области, либо только в частотной; отсутствует возможность получения информации о том, какие частоты присутствуют в сигнале в данный момент времени.

Для временной локализации спектральных компонентов необходимо сконструировать частотно-временное представление сигнала. Эту задачу в некоторой степени может решить так называемое оконное вейвлет-преобразование [2]. В работах И. Добеши [3] показаны фундаментальные ограничения Фурье-преобразования в части представления нестационарных сигналов и сигналов с быстрыми перепадами уровня (амплитуды). Эти серьезные ограничения были преодолены за счет специального аппарата представления произвольных сигналов на основе нового математического базиса – вейвлетов.

2.2 Синхронный анализ применяется для разделения колебательных сигналов, генерируемых отдельными элементами приводов, располагающимися на различных валах и имеющими различную угловую скорость [6, 7 и др.]. Метод заключается в определении временных участков колебательного сигнала, соответствующих повороту исследуемого вала. Применение метода позволяет значительно повысить достоверность распознавания месторасположения дефектных элементов. Для анализа подвергнутого данной обработке сигналов могут применяться любые известные критерии диагностики зубчатых передач. Синхронный анализ может применяться для исследования любого колебательного сигнала, например (кинематической погрешности, шума, вибрации).

Для аппаратной реализации синхронного анализа исследуемого сигнала с угловыми перемещениями необходимо связанное по времени обеспечение двух массивов дискретных данных: об анализируемом процессе и угловых перемещениях валов привода. Второй массив может быть получен с использованием данных с датчиков угловых перемещений, используемых для измерения кинематической погрешности.

Суть метода заключается в том, что при суммировании реализаций сигналов на n периодах детерминированной составляющей процесса амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально n , следовательно, энергия растет пропорционально n^2 , в то время как дисперсия суммы случайных компонент равна сумме дисперсий $n\bar{z}^2$, если время усреднения T больше интервала корреляции шума. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно $E_d/E_w = n(A^2/\bar{z}^2)$, что в n раз превышает то же отношение на входе устройства.

$$y(t) = \sum_{k=1}^n [A(t - kT) + z(t - kT)], \quad (1)$$

где $A(t)$ – периодическая компонента с амплитудой и периодом T ;

$z(t)$ – случайная компонента с дисперсией \bar{z}^2 .

Использование при замерах вибраций, шума и динамических нагрузок информации поступающей с фотоэлектрических датчиков угла поворота, установленных на входном и выходном валах, позволяет на программном уровне реализовать алгоритм синхронного накопления данных. Это обеспечивает возможность не только получать четкие сигналы при известной частоте вращения ведущего вала, но и «раскладывать» сигнал по составляющим, характеризующим каждый из валов механизма, что существенно облегчает его диагностику.

2.3 Кепстральный анализ. 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. Возможные варианты упрощения в виде уменьшения разрешения спектров по частоте являются неприемлемыми, так как это может привести к потере данных. 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, как доказано и в собственных исследованиях, в подавляющем большинстве

случаев свидетельствуют о нарушениях состояния элементов колес. Кепстр вибросигнала позволяет выявлять наиболее дефектные зубчатые пары в многовальных приводах, сравнивать их между собой по степени поврежденности или уровню износа и вероятности наличия дефекта. Однако временная локализация кепстрального представления вибрационного сигнала также невозможна, поскольку для получения кепстра исходным является спектр сигнала.

2.4 Вейвлетный анализ позволяет оценить распределение общей колебательной энергии одновременно по частоте и времени и показать, когда и с какой частотой происходят всплески колебательной энергии.

Технология вейвлетов базируется на обобщенном представлении сигналов $s(t)$ в векторном пространстве в виде базисных функций $\Psi_{a,b}(t)$ помноженных на коэффициенты $C_{a,b}$:

$$s(t) = \sum_{a,b} C_{a,b} \Psi_{a,b}(t), \quad (2)$$

где a, b – временной масштаб и временная локализация.

Такие функции $\Psi_{a,b}(t)$ предельно локализованы в частотной области, вырождаясь на спектре в вертикальную линию, но не локализованы во временной области [4]. Способность вейвлет-спектрограмм обнаруживать артефакты (перепады) сигналов не имеет прецедентов в технике спектрального анализа. Вейвлеты локализованы как во временной, так и в частотной областях: Дискретное и непрерывное вейвлет-преобразование нашло широкое применение в обработке виброакустических сигналов. В частности, вейвлет-анализ дает уникальные возможности распознавать локальные и «тонкие» особенности сигнала.

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

$$C_{a,b} = \int_{a,b} s(t) \Psi_{a,b} \left(\frac{t-b}{a} \right) dt. \quad (3)$$

Результатом вейвлет-преобразования сигнала является двумерный массив значений коэффициентов $C_{a,b}$. Распределение этих значений в пространстве (a,b) дает информацию об изменении во времени относительного вклада в сигнале вейвлетных компонент разного масштаба и называется спектром коэффициентов вейвлет-преобразования, масштабно-временным (частотно-временным) спектром или просто вейвлет-спектром. На рисунке 1 показан принцип «сканирования» сигнала при вычислении вейвлетных коэффициентов.

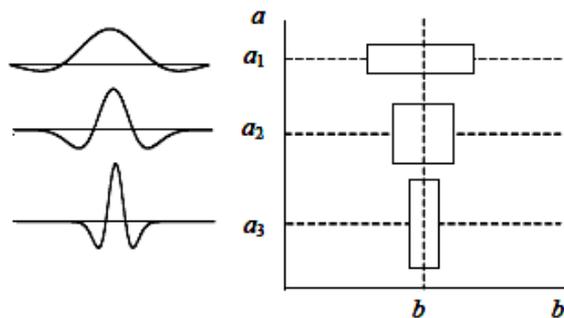


Рис. 1. Принцип определения вейвлетных коэффициентов $C_{a,b}$

Малые значения a соответствуют мелкому масштабу $\Psi_{a,b}(t)$ или высоким частотам ($\omega \sim 1/a$), большие параметры a – крупному масштабу $\Psi_{a,b}(t)$, т.е. растяжению вейвлета $\Psi(t)$ и сжатию его спектра.

С помощью вейвлетов можно осуществить анализ и синтез локальной особенности любого сигнала. Выбор конкретного вейвлета, будь то непрерывный или дискретный, целиком зависит от характера поставленной задачи и от конкретного анализируемого сигнала. Разные сигналы удается анализировать тем или иным способом, и критерием успеха обычно служит простота получаемого разложения [5].

Вейвлет-преобразование позволяет смотреть на исследуемый процесс с другой точки зрения. Поэтому при анализе нестационарных сиг-

налов за счет свойства локальности вейвлетов получают существенное преимущество перед преобразованием Фурье. Локальные особенности сигнала (разрывы, ступеньки, пики и т.п.) дают едва заметные составляющие фурье-спектра, по которым обнаружить эти особенности, и тем более их место и характер, практически невозможно [5].

Многие исследователи называют вейвлет-анализ «математическим микроскопом» [2]. Это название хорошо отражает замечательные свойства метода сохранять хорошее разрешение на разных масштабах. Параметр сдвига b фиксирует точку фокусировки микроскопа, масштабный коэффициент a – увеличение, и, наконец, выбором материнского вейвлета $\psi(t)$ определяют оптические качества микроскопа.

3. Результаты экспериментальных исследований. В ходе проведенных экспериментов были апробированы методики обработки сигнала и критерии оценки технического состояния многовального зубчатого привода, вида и степени дефекта и его локализация.

Ниже приведены результаты обработки и представления виброакустического сигнала, измеренного при работе коробки скоростей универсального токарного станка СН-501. Частота вращения выходного вала составляла 32, 400, 1000 мин⁻¹. Сперва была измерена виброактивность исправного привода. Затем на второй вал устанавливалось зубчатое колесо ($z=43$) с частичным сколом одного зуба. Величина скола составляла 25, 50, 75% ширины зуба (рис. 2).

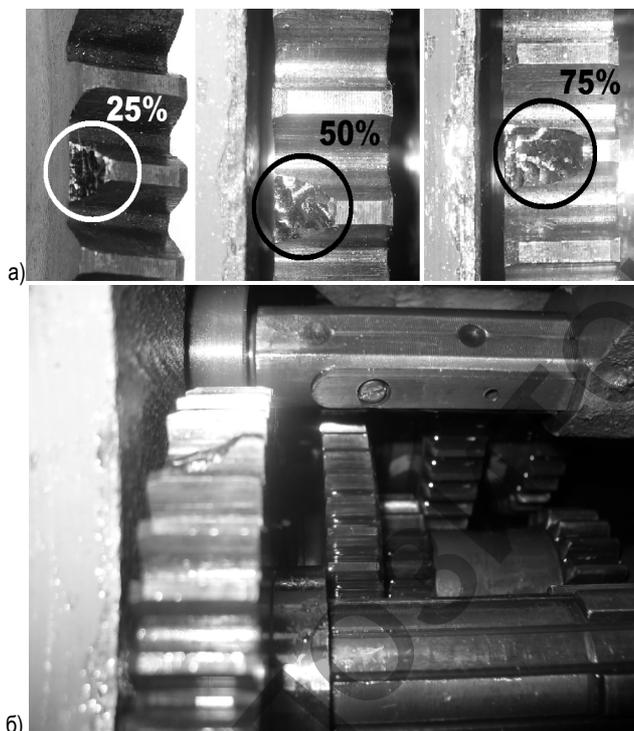


Рис. 2. Скол зуба опытного колеса $z=43$ 2-го вала привода в 25%, 50% и 75% от ширины зубчатого венца (а) и колесо с дефектом 75% в коробке скоростей станка СН-501 (б)

3.1 Спектральный анализ. На рисунке 3 приведен фрагмент вибрационного сигнала при наличии повреждения колеса и его спектр. При проведении измерений колесо с локальным дефектом вращалось с частотой $f_0 \approx 14,82$ Гц, при этом частота пересопряжения зубьев была $f_z \approx 637,1$ Гц. Спектральный анализ производился на основе классического Фурье-преобразования сигнала в программной среде VibroAnalizator, разработанной совместно БрГТУ и БГУ.

На графике сигнала (рис. 3а) видны всплески амплитуд, источник которых определить невозможно без дополнительной обработки. По такому графику можно лишь судить об общем уровне вибрации. На спектре (рис. 3б) можно наблюдать пик на частоте пересопряжения зубьев f_z , окруженный боковыми частотами с интервалом рав-

ным обратной частоте второго вала f_0 . Это признаки частотной модуляции сигнала при наличии дефекта в зубчатой паре. Интервалы боковых полос $\Delta f = f_0$ позволяют судить о том, что колесо с дефектом расположено именно на втором валу. Ранее проведенные исследования показали, что с увеличением степени дефекта амплитуда колебаний на частотах $mf_z \pm kf_0$ возрастает, где m и $k=1, 2, \dots$, также увеличивается количество различных боковых полос k .

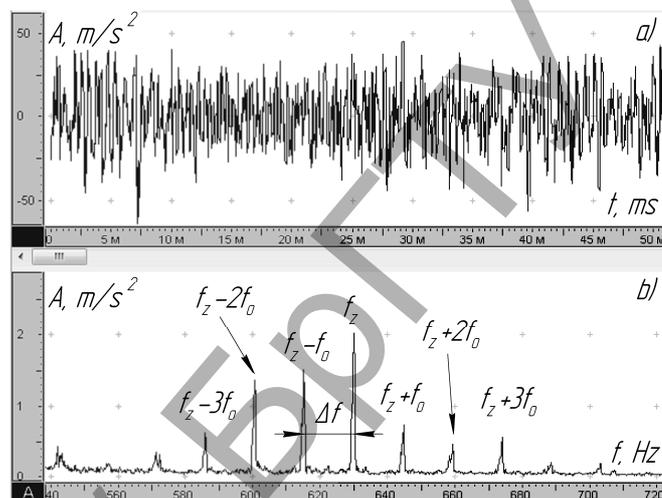


Рис. 3. Сигнал (а) и его спектр (б)

3.2 Синхронный анализ. Пример использования методики практической реализации синхронного анализа приведен на рисунке 4.

Так, местный дефект зуба, практически не фиксируемый на вибрационном сигнале во временном базисе, четко фиксируется на синтезированной характеристике исследуемого вала после проведения синхронного анализа в виде всплеска характеристики.

Применение функции синхронного накопления позволило исследовать взаимосвязь степени дефекта и количественного изменения величины отклика в вибрационном сигнале. Установлено, что наиболее явно проявление степени дефекта отражает характеристика, получаемая при дифференцировании сигнала виброускренений, что отражено на рисунке 4. Если при отсутствии дефекта на характеристике резкости сигнала отсутствуют какие-либо всплески, то при дефекте зуба всплеск за один оборот не вызывает сомнений, а при отсутствии целого зуба размах характеристики увеличивается более чем на 200% по сравнению со случаем частичного дефекта зуба.

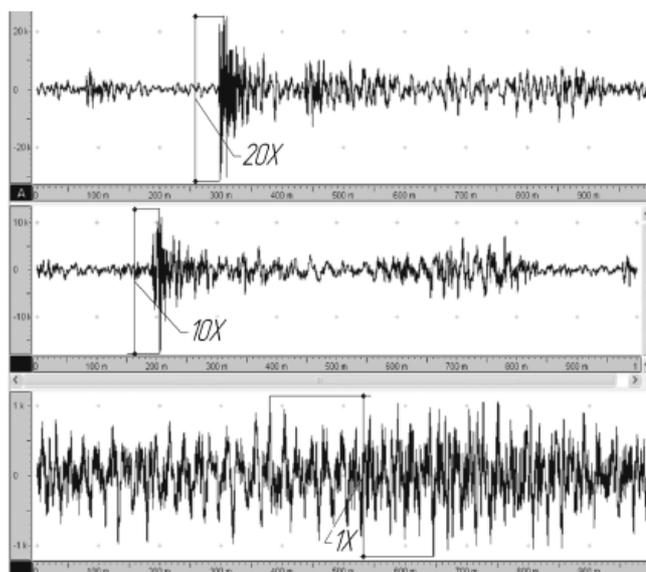


Рис. 4. Вибрационный сигнал, создаваемый элементами второго вала с колесом $z=43$ 2-го вала привода без зуба, с дефектом зуба и без дефекта (сверху вниз) (частота вращения шпинделя 400 мин⁻¹)

3.3 Кепстральный анализ. На рисунке 5 приведены спектр и полуженный из него кепстр акустического сигнала, полученного при работе указанного многовального привода. На кепстре четко различима рахмоника, имеющая значение кьюфренси 67,73 мс, а также менее выраженную – со значением кьюфренси 71,15 мс. Их наличие говорит о том, что в амплитудно-частотном представлении присутствует семейство гармоник, отстоящих друг от друга на величину 14,8 Гц и ряд гармоник на расстоянии 12,9 Гц друг от друга. Расчет частот вынужденных колебаний показал, что эти значения соответствуют частотам вращения первого и второго вала привода, на которых установлены дефектные шестерни – с погрешностью профиля и с локальным дефектом зуба. Причем большая величина составляющей, имеющая значение кьюфренси 67,73 мс, свидетельствует о том, что комбинированные составляющие от погрешности зуба шестерни на втором валу более выражены. Эта же информация может быть получена и в результате спектрального анализа в ходе анализа большого количества составляющих спектра от различных источников.

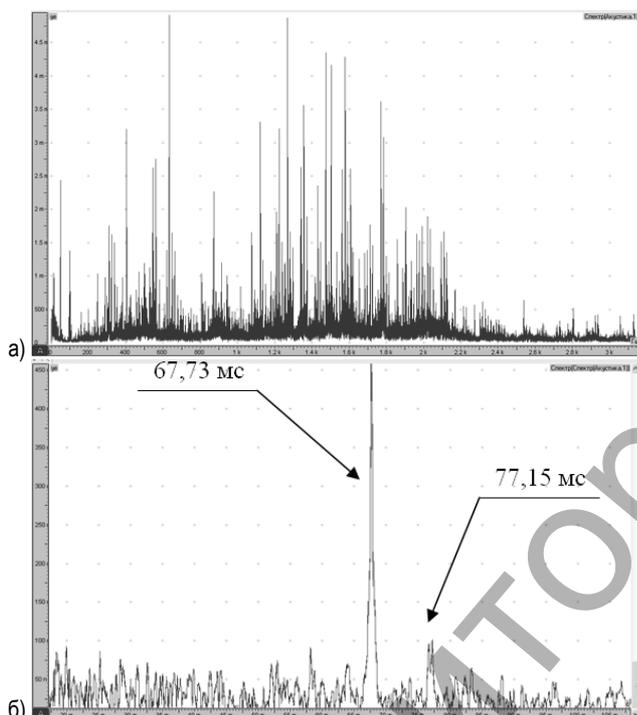


Рис. 5. Спектр (а) и кепстр (б) акустического сигнала многовального привода с дефектом зуба и погрешностью профиля зубчатых колес на разных валах

3.4 Вейвлетный анализ. С помощью VibroAnalyzer производилось преобразование сигнала «Синхронное накопление» для выделения составляющих, генерируемых элементами привода, установленными на каждом валу. Затем производился экспорт сигнала для последующей обработки в среде MatLab. С помощью расширения MATLAB Wavelet Toolbox выполнено непрерывное вейвлет-преобразование данного сигнала. Преобразование производилось с помощью вейвлета Морле, имеющего центральную частоту $f_c=0,8125$ Гц. На рисунке 6 приведена вейвлет-спектрограмма сигнала, подвергнутого синхронному накоплению с вращением второго вала. Ось X – временная локализация

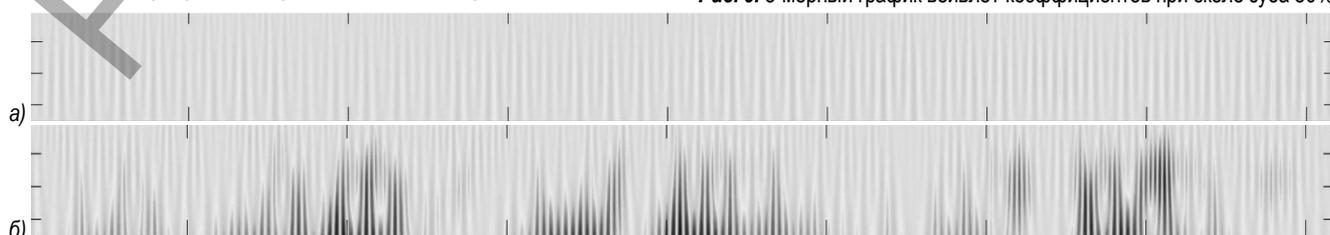


Рис. 6. Вейвлет-спектрограмма виброакустического сигнала работы коробки скоростей, измеренного при исправном колесе (а) и при частичном сколе одного зуба (б)

ция b (время), ось y – временной масштаб a (частота).

Можно отметить явное изменение картины. Равномерность вейвлет-спектрограммы при исправном зубчатом колесе сменилась неравномерностью при появлении скола одного зуба. Также значительно возросли коэффициенты $C_{a,b}$ практически для всех временных масштабов a , что подтверждает теорию удара, согласно которой ударный импульс формирует широкополосные затухающие колебания. Количество темных областей на рисунке 6а при масштабе $a \approx 130$ соответствует количеству зубьев исследуемого колеса. При наличии скола в вибросигнале появились высокочастотные составляющие, которые можно видеть на рисунке 4б в диапазоне масштабов $a \approx 1 \dots 30$.

Поэтому построим 3-мерные графики с одинаковыми пределами вдоль осей (рисунки 7, 8, 9 и 10): x – временная локализация (время), y – временной масштаб (частота), z – коэффициент (амплитуда). Эти графики отражают увеличение амплитуд колебаний.

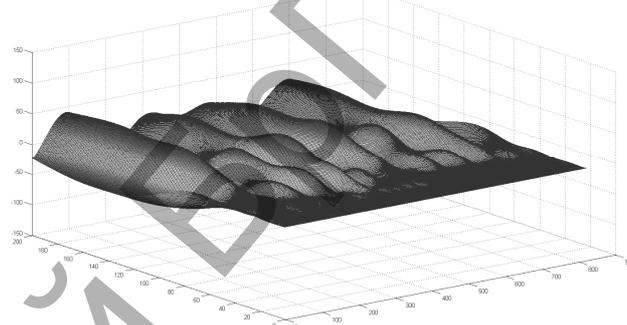


Рис. 7. 3-мерный график вейвлет-коэффициентов при сколе зуба 00%

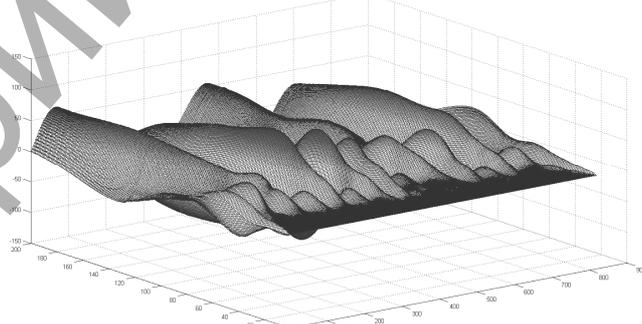


Рис. 8. 3-мерный график вейвлет-коэффициентов при сколе зуба 25%

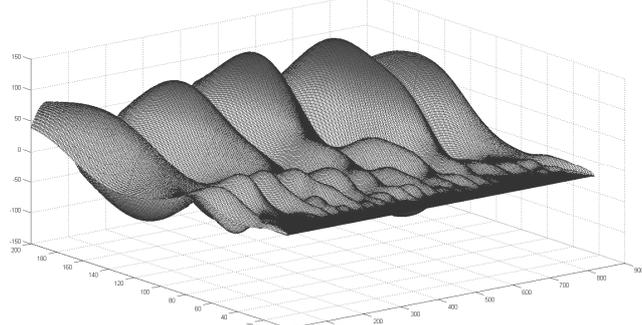


Рис. 9. 3-мерный график вейвлет-коэффициентов при сколе зуба 50%

Таблица 1. Статистические характеристики S вейвлет-коэффициентов

Степень 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

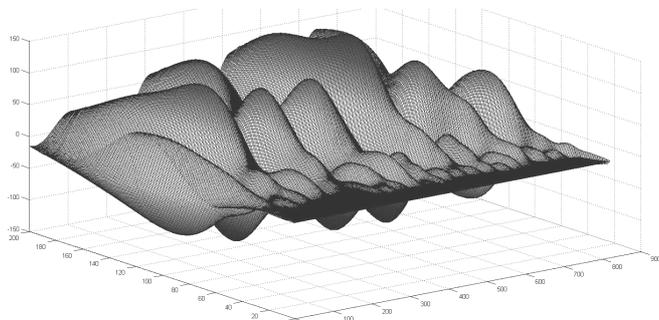


Рис.10. 3-мерный график вейвлет-коэффициентов при сколе зуба 75%

Имеется ярко выраженная визуальная разница графиков вейвлет-коэффициентов. Однако для практических целей необходимы количественные критерии отмеченных изменений изображений, соответствующих разному состоянию элементов привода. Для этого исходный вибросигнал (всего привода) и синхронные сигналы (1, 2, 3, 4, 5 валов) были подвергнуты дискретному разложению вейвлетом Добеши 4-го порядка до 3-го уровня.

В таблице 1 приведены статистические характеристики вейвлет-коэффициентов синхронных сигналов, а также измеренного необработанного вибросигнала.

Данные таблицы 1 показывают, что стандартные отклонения вейвлет-коэффициентов вала 2 сильно возрастают при появлении дефекта; для элементов остальных валов эти значения либо постоянны либо изменяются незначительно. Учитывая, что дефектное колесо размещено именно на валу, полученные результаты позволяют получить количественную оценку степени повреждения и могут иметь диагностическую значимость.

Заключение. В настоящее время накоплен достаточно существенный набор методов эффективного анализа и диагностики элементов механических зубчатых приводов. Они основаны на Фурье-преобразовании, которые дают обобщенную картину виброактивности исследуемой системы и позволяют в ряде случаев успешно выявлять и локализовать дефект.

Однако в реальных условиях эксплуатации механизмов, когда режимы их работы непостоянны, чувствительность и достоверность этих методов снижается.

Дискретное и непрерывное вейвлет-преобразование дает новые возможности в вибродиагностике, позволяет получать совершенно новые результаты, интерпретация которых позволяет решать новые задачи и получать новые информативные количественные показатели для оценки степени повреждения элементов механических приводов. Современные системы компьютерной математики снабжены функциями вейвлет-преобразования и содержат большой аппарат вейвлетов, а также позволяют проектировать собственные вейвлеты для исследования особенностей виброакустических сигналов различных механических объектов в ходе их диагностики.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Костюков, В.Н. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учебное пособие / В.Н. Костюков, А.П. Науменко, С.Н. Бойченко, Е.В. Тарасов; под ред. В.Н. Костюкова. – Омск: НПЦ «Динамика», 2007. – 286 с.
2. Нагорнов, О.В. Вейвлет-анализ в примерах: учебное пособие / О.В. Нагорнов, В.Г. Никитаев, В.М. Простокишин [и др.]; под ред. О.В. Нагорнова. – М.: НИЯУ МИФИ, 2010. – 120 с.
3. Добеши, И. Десять лекций по вейвлетам. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 464 с.
4. Дьяконов, В.П. Вейвлеты. От теории к практике. – СПб.: Питер, 2008. – 440 с.
5. Яковлев, А.Н. Введение в вейвлет-преобразования: учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 104 с.
6. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. – 159 с.
7. Применение метода синхронного накопления при вибродиагностике зубчатых передач в условиях эксплуатации / Н.Н. Ишин [и др.] // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. темат. вып.: проблемы механического привода. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2014. – № 31 (1074). – С. 53–56.

Материал поступил в редакцию 27.01.15

DRAGAN A.V., OMES D.V. The methods of vibroacoustic signal representation for increase in the effectiveness of gear drives diagnostics

The main methods of vibroacoustic signal representation at diagnostics multishaft gear drives are considered. Merits and demerits of these methods are proved by results of experiments. Wavelet analysis is allocated as the most perspective in a kind of essential advantages. However to exclude other methods of the analysis not reasonably as they allow to expand possibilities of gear drives diagnostics.

УДК 539.3

Веремейчик А.И., Гарбачевский В.В., Сазонов М.И., Хвисевич В.М.

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБИВНОГО ПУАНСОНА ПРИ ПОВЕРХНОСТНОЙ ПЛАЗМЕННОЙ ЗАКАЛКЕ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ И ИНТЕНСИВНОМ ТЕПЛОТВОДЕ

Введение. С созданием электронно-лучевой, лазерной, плазменной технологий начали развиваться методы с использованием локальных высокотемпературных источников нагрева [1–5], позволяющие разработать технологические процессы упрочнения изде-

Веремейчик Андрей Иванович, доцент кафедры сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Гарбачевский Виталий Владимирович, магистр технических наук, аспирант кафедры сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Сазонов Михаил Иванович, д.т.н., профессор, профессор кафедры сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета.

Хвисевич Виталий Михайлович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой сопротивления материалов и теоретической механики Брестского государственного технического университета
Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.