

УДК 621.833

Д.В. ОМЕСЬ, БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

А.С. СКОРОХОВ, К.Т.Н., ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ
МАШИНОСТРОЕНИЯ НАЦИОНАЛЬНОЙ АКАДЕМИИ НАУК БЕЛАРУСИ

НОВЫЕ МЕТОДЫ ВЫЯВЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В СОСТАВЕ МНОГОВАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ВИБРАЦИИ

Аннотация: Рассмотрены новые подходы в диагностике многовальных зубчатых приводов, основанные на спектральном анализе вибрации. Разработана математическая модель модулированного сигнала, объясняющая появление характерных компонентов на спектре вибрации зубчатой передачи. Предложен новый коэффициент модуляции вибросигнала, который позволяет выявлять поврежденные зубчатые колеса и оценивать степень развития локальных дефектов при отсутствии информации о виброактивности в предшествующем исправном состоянии. Разработан новый метод локализации поврежденного зубчатого колеса по спектру колебаний текущих средних квадратических значений вибрационного сигнала. Эффективность разработанных методик подтверждена экспериментально.

Ключевые слова: зубчатая передача, зубчатое колесо, диагностика, вибрация, модуляция, среднее квадратическое значение

Введение

Увеличение эффективности, надежности и ресурса, а также обеспечение безопасной эксплуатации машин и механизмов тесно связано с необходимостью оценки их технического состояния. Самыми эффективными являются методы неразрушающего контроля, в частности – вибродиагностика. Именно вибросигнал, обладая достаточно емкой информацией о работе

агрегата и его элементов, может являться достоверным показателем его состояния.

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.

Вибрация многоступенчатых зубчатых приводов имеет сложную структуру, а эффективное извлечение из нее информативных диагностических признаков является сложной научно-практической задачей. Диагностический математический аппарат, который должен использовать диагност для оценки состояния и поиска причин повышенной вибрации зубчатых пар в приводах, достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал различных частотно-временных методов анализа сигналов.

Наилучшие результаты при оценке состояния и диагностике причин повышенной вибрации сложных редукторов и мультипликаторов методами вибродиагностики достигаются при комплексном использовании нескольких методов. При таком походе возможности разных методов дополняют друг друга и способны повысить достоверность и эффективность диагностики.

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. Объект исследований, режимы и средства испытаний

Объектом исследований являлся привод главного движения токарного станка СН-501, кинематическая цепь которого состоит из цилиндрических прямозубых передач. Кинематическая схема зубчатого привода показана на рисунке 1. Вращение и крутящий момент передавался от входного вала *I* коробки скоростей на вал шпинделя *II* посредством шести передач, состоящих из одновенцовых зубчатых колес и блоков шестерен.

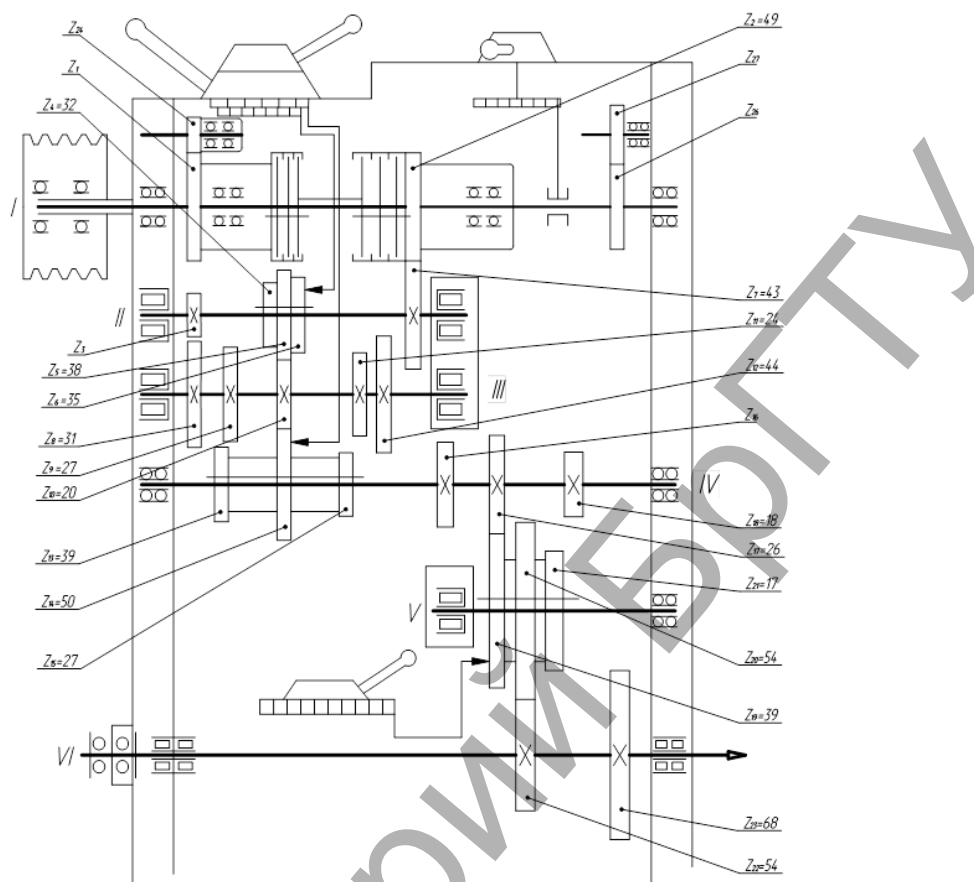


Рисунок 1 – Кинематическая схема коробки передач универсального токарного станка СН-501

На входном и выходном валах коробки скоростей были смонтированы фотоэлектрические преобразователи угловых перемещений ЛИР-158Б для реализации технологии синхронного анализа.

Для разработки и оценки применимости методик диагностики многовального привода были изготовлены экспериментальные зубчатые колеса, имитирующие отклонение от нормального технического состояния и имеющие локальный дефект различного масштаба в виде повреждения рабочей части зуба ведомой шестерни 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 AP-98 с магнитным основанием AM-04.

Управление процессом измерения и исследование параметров вибрации осуществлялось с помощью программно-аппаратного комплекса, состоящего из вибрoанализатора «Викма-2», подключаемых датчиков и персонального компьютера с установленной диагностической системой «Анализатор». Данная система позволяет осуществлять различные виды операций над вибросигналами: интегрирование, дифференцирование, построение спектров и кепстров, октавный анализ, синхронное накопление и пр.

2. Диагностика локальных повреждений зубчатых колес на основе нового параметра оценки модуляции вибросигнала

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_o .

Появление и развитие дефектов контактирующих поверхностей отражается как на частотах пересопряжения зубьев $f_z = zf_o$ и их гармониках mf_z , так и на модуляционных частотах $mf_z \pm kf_o$ в окрестности зубцовых гармоник [1, 2, 3, 4].

На рисунке 2 представлены спектры вибрационных сигналов экспериментального привода, измеренных при различной степени повреждения

зуба экспериментального зубчатого колеса. На спектрах наблюдается рост амплитуд в окрестности зубцовых гармоник mf_z экспериментального колеса.

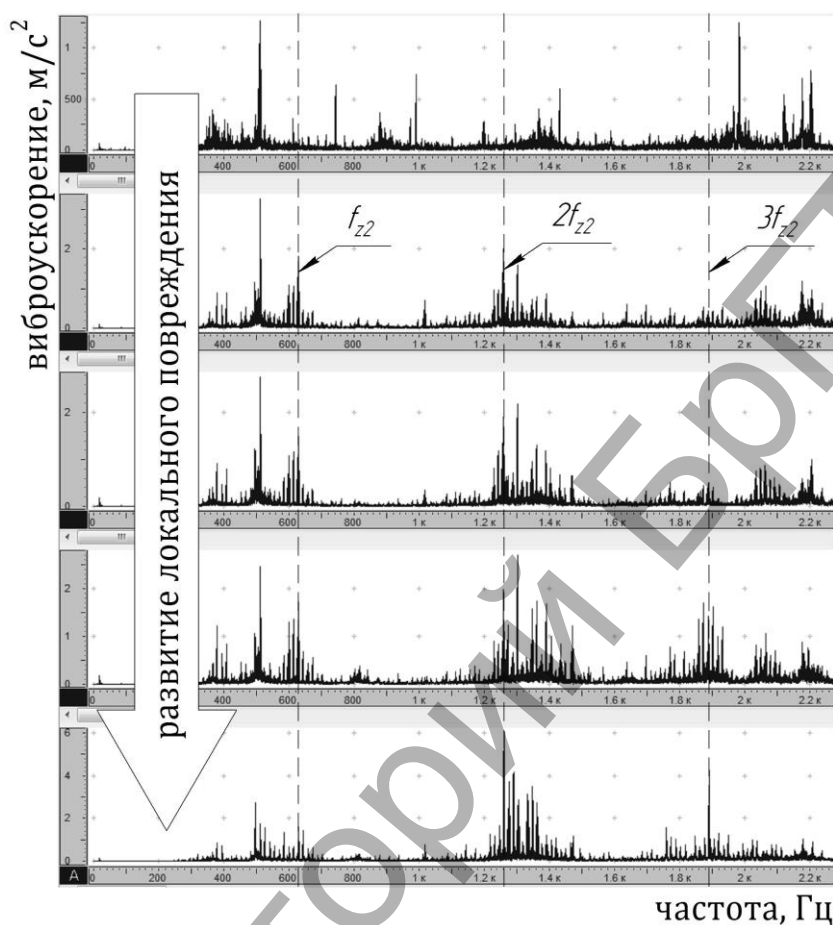


Рисунок 2 – Спектры вибросигналов многовального привода при развитии локального повреждения экспериментального зубчатого колеса

Спектры вибрации многовальных приводов имеют сложную форму, что затрудняет их непосредственный анализ, так как зубцовые гармоники mf_z могут быть окружены другими компонентами, чередующимися с боковыми полосами kf_o . Общее число различных боковых гармоник k может колебаться в пределах от четырех до шести и более [2]. Их амплитуды не всегда симметричны относительно зубцовой частоты.

В работах по исследованию модуляций вибросигналов не раскрыт механизм формирования комбинационных частот на спектре. Поэтому при разработке нового параметра оценки состояния зубчатых колес было

исследовано само явление модуляции и механизмы формирования модулированного сигнала. Наиболее развернуто явление модуляции рассматривается в теории передачи радиосигналов, когда несущий сигнал намеренно модулируется информационным сигналом [5].

В теории передачи сигналов среди прочих 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 [6]:

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

где A_0 – начальная амплитуда импульса;

$J_{in}(m)$ – Бесселева функция при разложении в ряд Фурье.

ω_0 – частота следования импульсов;

Ω – частота модулирующего сигнала;

m – индекс угловой модуляции.

В выражении (1) можно наблюдать семейство гармоник импульсно-модулированного сигнала $n\omega_0 \pm k\Omega$ подобное семейству частот $mf_z \pm kf_o$ в спектре вибрационного сигнала зубчатой передачи. В результате проведенных исследований установлено, что модуляция вибросигнала, исследуемая в вибродиагностике и приводящая к появлению характерных составляющих на

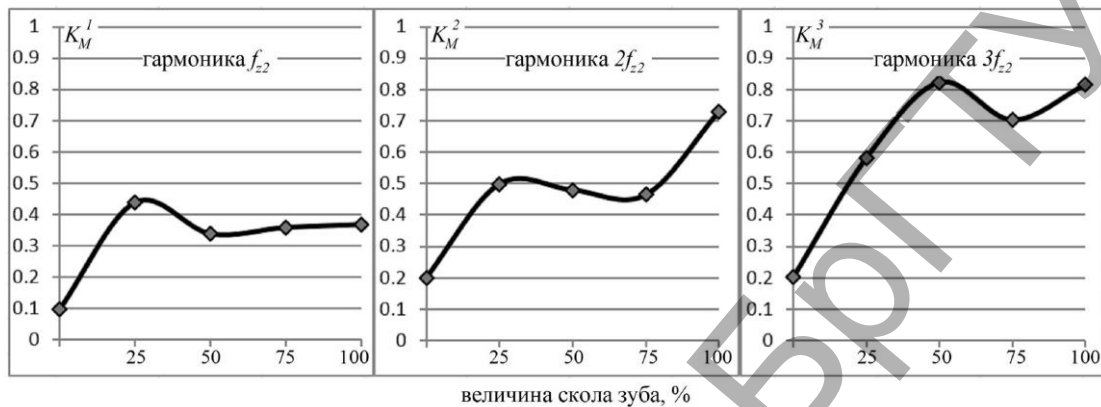
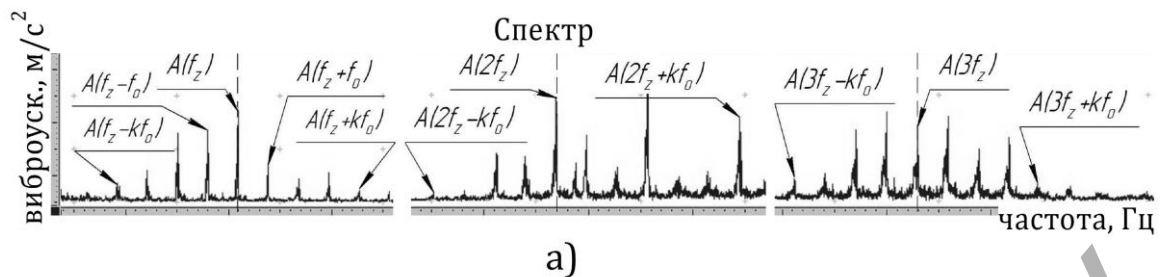
спектре, является комбинацией частотно-импульсной, амплитудной и частотной модуляций. Различные виды модуляций возникают одновременно и приводят к увеличению амплитуд боковых полос и их несимметричности.

Эффект возникновения модулированных гармонических составляющих, отмечаемый в работах [2, 3, 7], нашел подтверждение и в результатах проведенных исследований вибрационных характеристик экспериментального привода. 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 сведений 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 «Анализ гармоник» программной части диагностического комплекса [8] из спектров вибрационных сигналов были извлечены значения амплитуд характерных модуляционных гармоник (рисунок 3а) и рассчитаны коэффициенты модуляции по выражению (2). На рисунке 3б представлены графики изменения коэффициентов модуляции вибросигнала при развитии локального дефекта экспериментального зубчатого колеса.



б)

Рисунок 3 – Модуляционные компоненты спектра виброускорения (а) и графики изменения коэффициента модуляции при развитии локального дефекта экспериментального зубчатого колеса (б)

Анализ изменения коэффициентов модуляции вибросигнала в полосе частот в окрестности зубцовой и кратным ей гармоник mf_z (рисунок 3б) показал, что даже в исправном состоянии экспериментального привода наблюдается небольшая модуляция $K_m = 0,1 \dots 0,2$, которая объясняется наличием погрешностей изготовления и сборки зубчатых передач; при зарождении локального повреждения зубчатого колеса коэффициент модуляции резко возрастает для зубцовой и кратным ей гармоник; модуляция наиболее отчетливо проявляется на высокочастотных составляющих сигнала в окрестности второй и третьей зубцовых гармоник $2f_z$, $3f_z$. Результаты собственных исследований [8] 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.

3. Анализ колебаний текущих среднеквадратических значений вибрационного сигнала

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 [7]. 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 текущие СКЗ вибрационного сигнала, разбивая его на интервалы Δt с взаимным наложением. Алгоритм вычисления текущих СКЗ вибрационного сигнала представлен на рисунке 4. Величина интервала выбирается таким образом, чтобы охватить колебательные процессы в диапазоне значимых частот.

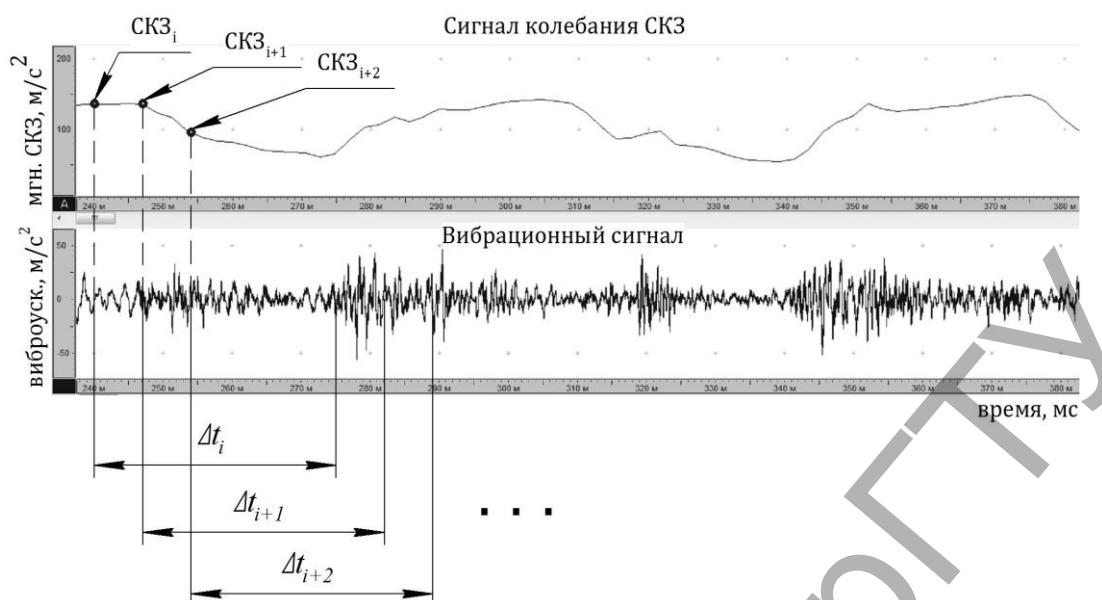


Рисунок 4 – Принцип вычисления текущих СКЗ вибросигнала

Результат вычисления колебаний СКЗ представляет собой нестационарный сигнал (рисунок 5а), состоящий из текущих значений. Как и любой другой, такой сигнал имеет амплитудно-частотные характеристики, определяемые его спектром. Фурье-образ полученного сигнала позволит определить спектральную плотность мощности по частотам вибрационного процесса.

На рисунке 5б показаны спектры колебания СКЗ виброускорения, на которых наблюдается 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.

Предложенный метод анализа колебаний текущих 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.

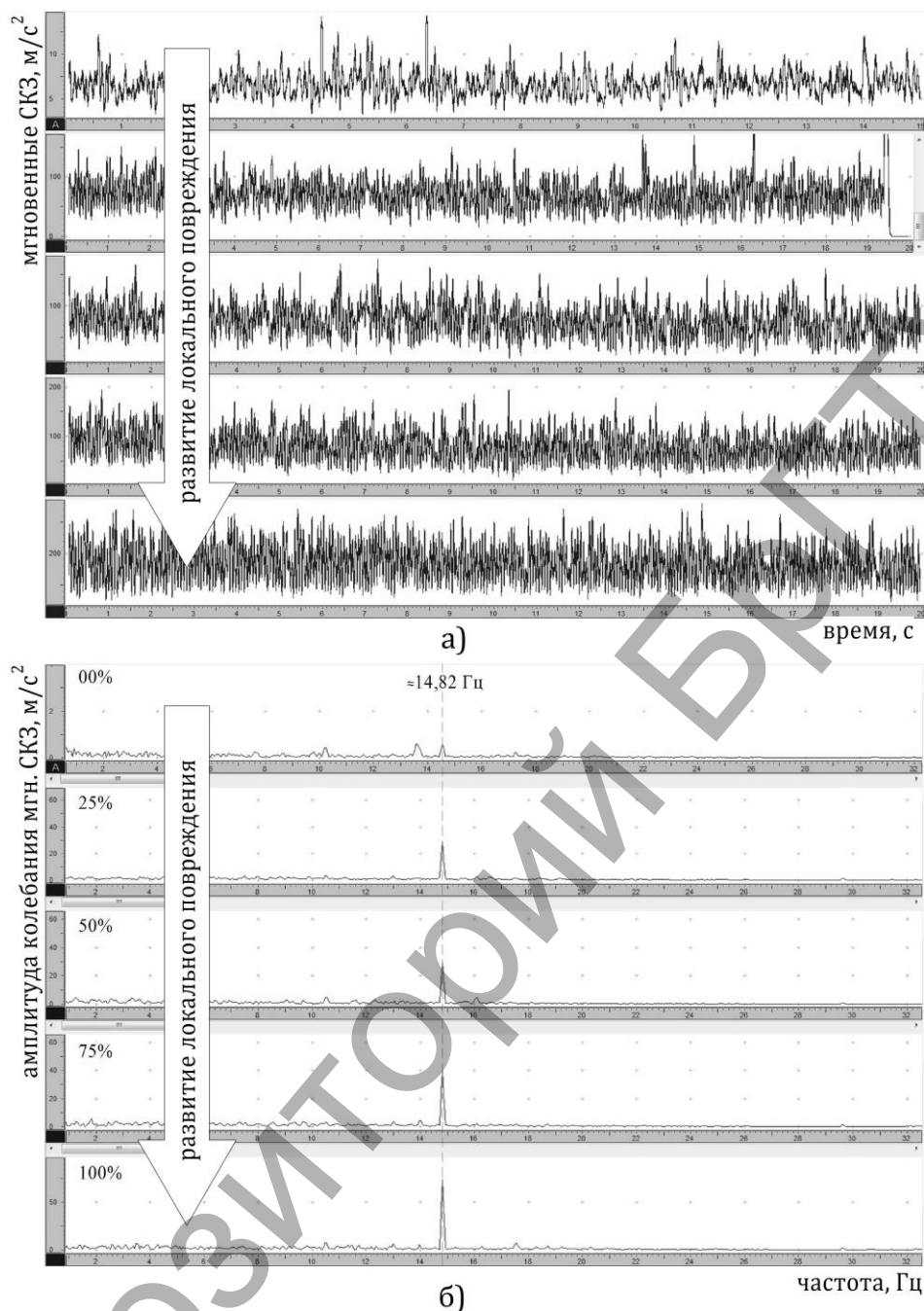


Рисунок 5 – Колебания СКЗ (а) и спектры колебания СКЗ (б) виброускорения при различной степени локального повреждения экспериментального зубчатого колеса

Заключение

В результате проведенных исследований достигнуто повышение эффективности диагностики многовальных зубчатых приводов по параметрам вибрации путем разработки и применения новых методик обработки вибросигналов и вычисления числовых критериев.

Предложенные численные критерии, определяемые на основе спектрального 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. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – М. : Вибро-Центр, 1996. – 175 с.
4. Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М. : Наука, 1996. – 276 с.
5. 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.
6. 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.
7. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / Генкин М.Д., Соколова А.Г. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.

8. 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.

OMES D.V., SKOROHODOV A.S.

NOVEL METHODS OF MULTI-SHAFT GEAR DRIVES DAMAGED COGWHEELS DETECTION BASED ON VIBRATION ANALYSIS

The article considers new approaches in diagnostics of multi-shaft gear drives based on spectral analysis of vibration. The mathematical model of an modulated signal is developed. It explains the appearance of typical components on the gear transmission vibration spectrum. A new modulation factor of the vibration signal is proposed. It allows to detect damaged cogwheels and to rate the local damage degree when the information on vibratory activity in the previous working state is absent. A new method of damaged cogwheel localization is developed using the oscillations spectrum of vibration signal root mean square values. Effectiveness of the developed methods is confirmed through the experiments.

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