

ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО АКУСТИЧЕСКОМУ СИГНАЛУ

*канд. техн. наук, доц. А.Н. ПАРФИЕВИЧ, В.А. СОКОЛ, Б.С. ДАРЧИЧ
(Брестский государственный технический университет)*

Представлены результаты экспериментальных исследований акустического сигнала цилиндрического трехступенчатого редуктора с зубчатыми колесами, имеющими различные виды термической обработки (объемная закалка, закалка ТВЧ, закалка с высоким отпускком) и моделированные локальные дефекты зубьев (отсутствие 25, 50, 75% длины зуба, полное отсутствие зуба). Обоснована необходимость перехода от качественного спектрального анализа к количественным интегральным диагностическим показателям. Предложены и апробированы два относительных показателя: K_z – отношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к эталонным значениям, отражающий энергию ударных процессов; и $K_{\text{бп}}$ – отношение суммы амплитуд боковых полос (комбинационных составляющих) к эталонным значениям, характеризующий глубину модуляции зубцовой частоты. Показано, что совместное использование K_z и $K_{\text{бп}}$ позволяет надежно выявлять локальные дефекты на ранних стадиях, дифференцировать их степень тяжести и исключать ложные срабатывания. Установлено влияние термической обработки на спектральные характеристики сигнала, которое нивелируется за счет относительности предложенных показателей. Разработанная методика автоматизирует процесс диагностики, снижает трудоемкость и может быть интегрирована в системы прогнозного обслуживания промышленного оборудования.

Ключевые слова: акустическая диагностика, зубчатые передачи, локальные дефекты зубьев, интегральные показатели, спектральный анализ, боковые полосы, зубцовая частота, термическая обработка, автоматизация мониторинга, многовальный привод.

Введение. Диагностирование зубчатых передач является одной из ключевых задач технического обслуживания современного промышленного оборудования, поскольку именно эти узлы в значительной степени определяют надежность и ресурс машин. Среди методов контроля наибольшее распространение получил акустический (вибрационный) анализ, позволяющий выявлять дефекты на ранних стадиях их развития. Однако традиционные подходы, основанные на оценке абсолютных амплитуд спектральных составляющих или энергетических характеристик сигнала, обладают ограниченной чувствительностью к начальным стадиям повреждений, не позволяют однозначно локализовать источник дефекта в многовальных приводах и требуют высокой квалификации эксперта. Кроме того, на акустический сигнал существенное влияние оказывают технологические факторы, в частности, вид термической обработки зубчатых колес, что затрудняет создание универсальных диагностических критериев.

В связи с этим актуальной является разработка интегральных диагностических показателей, которые, с одной стороны, обобщали бы ключевую информацию, содержащуюся в спектре, а с другой – нивелировали влияние переменных условий эксплуатации и конструктивно-технологических особенностей. Переход от качественного анализа спектральных «ландшафтов» к количественной оценке состояния по ограниченному набору относительных коэффициентов позволяет формализовать процедуру диагностики, автоматизировать ее и снизить требования к квалификации обслуживающего персонала.

Целью настоящей работы является экспериментальное обоснование интегральных диагностических показателей K_z и $K_{\text{бп}}$ для оценки локальных дефектов зубчатых колес на основе анализа акустического сигнала, а также исследование влияния термической обработки на информативность данных показателей. В задачи исследования входили: проведение стендовых испытаний редуктора с зубчатыми колесами, имеющими различные виды термической обработки и моделированные дефекты; выделение информативных частотных составляющих; разработка алгоритма автоматизированного расчета показателей; оценка их чувствительности и устойчивости к различным степеням повреждения. Практическая значимость работы заключается в создании методики, пригодной для интеграции в системы прогнозного обслуживания промышленного оборудования.

Объект и условия испытаний. Предметом испытаний являлся акустический шум, возникающий при работе зубчатых передач. Для проведения измерений использовался цилиндрический трехступенчатый редуктор с технически исправными подшипниковыми опорами (рисунок 1). Кинематическая схема исследуемого участка приведена на рисунке 2.

Для оценки эффективности компьютерной системы диагностирования многовального зубчатого привода были изготовлены экспериментальные зубчатые колеса ($z = 44$, $m = 3$ мм) с различной твердостью:

- 1) закалка с высоким отпускком (HB 250...320);
- 2) закалка зубьев ТВЧ (глубина 0,8...1,2 мм, HRC 48...52);
- 3) объемная закалка (HRC 48...52).



Рисунок 1. – Общий вид диагностируемого редуктора и используемого ленточного тормоза

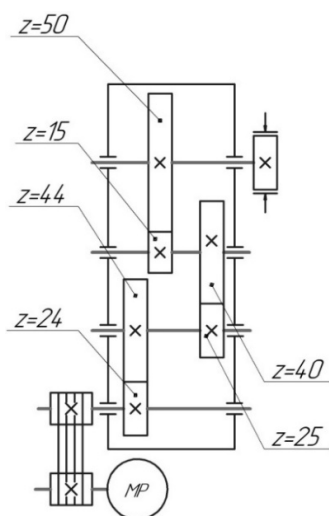


Рисунок 2. – Кинематическая схема диагностируемого цилиндрического трехступенчатого редуктора

На колесах моделировались отклонения от нормального технического состояния: локальный дефект зуба различной степени развитости (отсутствие 25, 50, 75% длины зуба) и полное отсутствие зуба (рисунок 3). Испытания проводились как без нагрузки, так и под нагрузкой, создаваемой ленточным тормозом через систему рычагов и грузов. Для повышения коэффициента трения на рабочую поверхность ленты была закреплена накладка из фрикционного материала.



Рисунок 3. – Локальный дефект в 25% от длины зубчатого венца экспериментального зубчатого колеса $z = 44$

Основная часть. Анализ полученных спектров акустического сигнала показал наличие составляющих, соответствующих работе всех элементов привода [1–3]:

- в области низких частот наблюдаются оборотные f_0 и кратные им составляющие всех валов кинематической цепи;
- в области пересопряжения зубьев наблюдаются зубцовые f_z , кратные им составляющие целого ряда зубчатых колес, а также другие частотные составляющие, которые могут иметь значение для диагностических целей, например, на комбинированных частотах $m \cdot f_z \pm k \cdot f_0$.

Традиционные методы, основанные на анализе абсолютных величин спектральных составляющих, недостаточно чувствительны к начальным стадиям дефектов, субъективны и трудоемки. В связи с этим обоснована необходимость разработки интегральных диагностических признаков, которые суммарно отражали бы изменения сигнала, связанные с появлением и развитием дефектов в зоне зацепления, и позволили формализовать процедуру диагностирования.

Одним из самых распространенных типов интегральных показателей являются энергетические и статистические величины, рассчитываемые во временной области. К ним относятся:

- среднеквадратическое значение (RMS) – классический показатель общего уровня вибрации/акустического шума, отражающий среднюю энергию сигнала;
- коэффициент асимметрии (Skewness) и коэффициент островеершинности (Kurtosis) – показатели формы распределения сигнала. Kurtosis особенно чувствителен к импульсным компонентам, что делает его эффективным для раннего обнаружения локальных повреждений типа сколов и трещин [4];
- интеграл модуля скорости – стандартизированный показатель, используемый для оценки общего состояния подшипников и редукторов по стандартам ISO (ISO 10816)¹.

Эти показатели просты в расчете и широко используются в системах мониторинга состояния (Condition Monitoring). Однако их главный недостаток заключается в том, что они не позволяют точно локализовать источник дефекта в сложной многоступенчатой передаче, поскольку интегрируют энергию всего сигнала.

Для преодоления ограничений энергетических показателей может быть предложен метод анализа огибающей (демодуляции). Он позволяет выделить высокочастотные колебания, модулированные низкочастотными сигналами, вызванными периодическими ударами при прохождении дефекта через зону зацепления. На основе этого метода формируются интегральные показатели, такие как уровень огибающей (Envelope Level) или интеграл огибающей, представляющий собой площадь под кривой огибающего спектра в определенной полосе частот. Эти показатели обладают высокой чувствительностью к начальным стадиям повреждений и позволяют более точно определить частоту повторения ударов, соответствующую конкретному зубчатому колесу [5].

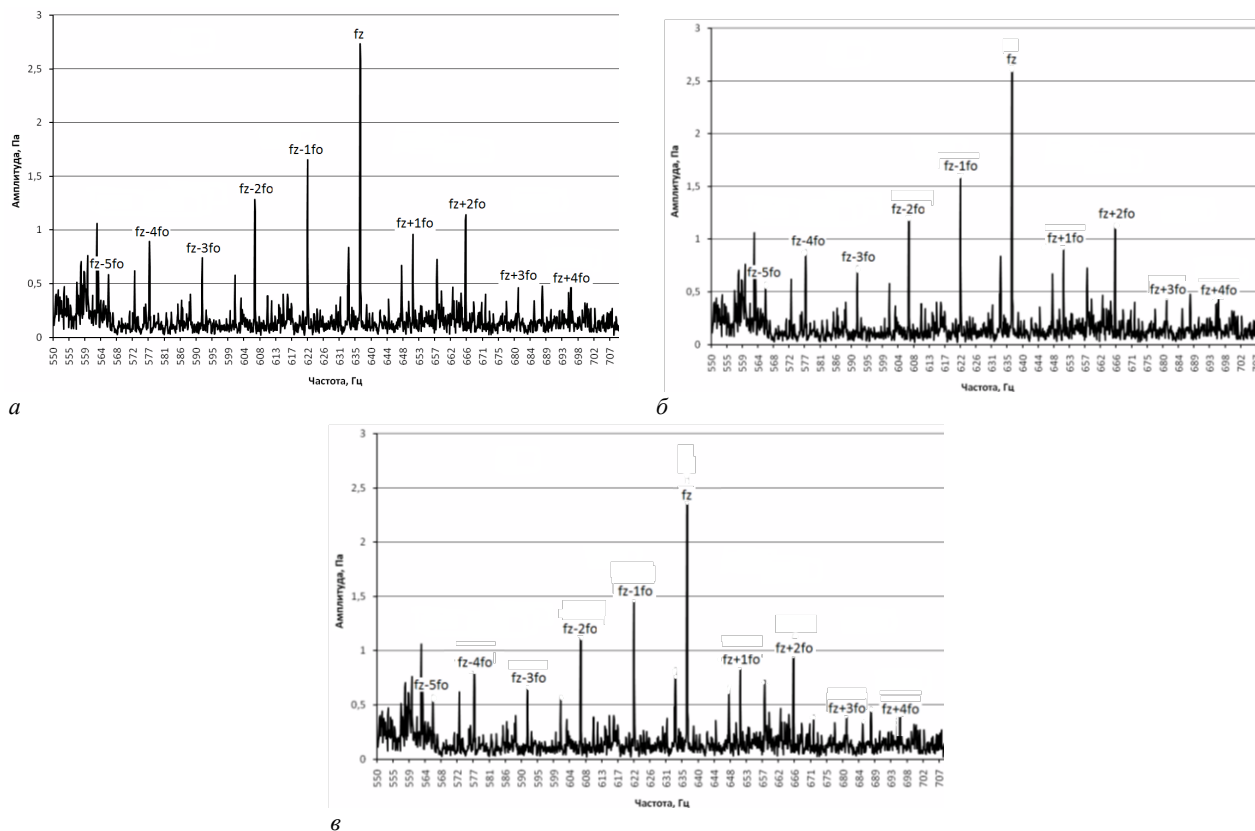
Показатели на основе спектрального анализа формируются на основе представления акустического сигнала в виде спектра посредством преобразования Фурье. Их ключевая особенность – привязка к физически значимым частотам, характерным для процесса зацепления зубьев, что обеспечивает более высокую информативность и локализуемость дефектов по сравнению с временными характеристиками:

- полосовой энергией: суммарной энергией (или среднеквадратическое значение амплитуд) в заданной полосе частот, например, вокруг частоты зацепления f_z или ее гармоник;
- амплитудой боковых полос: появление локального дефекта вызывает модуляцию амплитуды и/или частоты сигнала зацепления, что приводит к появлению боковых полос вокруг f_z , $2f_z$ и т.д. Интегральные показатели могут представлять собой сумму амплитуд этих боковых полос или отношение энергии боковых полос к энергии центральной частоты зацепления [6]. Такие показатели являются прямым признаком наличия локального дефекта;
- коэффициентами гармонического состава: отношением амплитуды первой гармоники к сумме амплитуд всех гармоник или соотношениями между амплитудами различных гармоник. Изменение этих соотношений указывает на изменение характера зацепления.

Современные исследования направлены на создание показателей, которые были бы не только чувствительными, но и сравнимыми между разными условиями эксплуатации и разными машинами. Для этого все чаще применяются нормированные относительные показатели. Идея заключается в сравнении текущих характеристик с эталонными (базовыми), полученными для исправного состояния того же самого оборудования. Это позволяет исключить влияние переменных факторов, таких как нагрузка и скорость вращения.

В ходе собственных экспериментальных исследований установлено, что на спектре акустического сигнала можно выявить зубцовую частоту f_z и четыре кратные ей гармоники, оборотную частоту f_0 и четыре кратные ей гармоники, а также пять комбинационных частот $m \cdot f_z \pm k \cdot f_0$ по обе стороны от f_z и $m \cdot f_z$, которые несут важную диагностическую информацию (рисунок 4).

¹ ISO 10816-3:2009. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min. – Geneva: ISO, 2009. – 24 p.



a – фрагмент спектра акустического сигнала в области частот $(f_z - k \cdot f_o) - (f_z + k \cdot f_o)$ исследуемой шестерни (объемная закалка до твердости HRC 48...52); ***б*** – фрагмент спектра акустического сигнала в области частот $(f_z - k \cdot f_o) - (f_z + k \cdot f_o)$ исследуемой шестерни (закалка зубьев ТВЧ на глубину $h = 0,8...1,2$ мм до твердости HRC 48...52); ***в*** – фрагмент спектра акустического сигнала в области частот $(f_z - k \cdot f_o) - (f_z + k \cdot f_o)$ исследуемой шестерни (закалка с высоким отпуском до твердости HB = 250...320)

Рисунок 4. – Спектр акустического сигнала многовального зубчатого привода и результат его обработки программными средствами комплекса «ВИКМА»

Влияние термической обработки на акустическую активность в зоне зубозацепления определяется следующими изменяющимися физико-механическими свойствами материала:

1. Твердость и модуль упругости: объемная закалка значительно увеличивает поверхностную и внутреннюю твердость, что приводит к росту модуля упругости (модуля Юнга) материала [7]. Контакт зубьев при входе в зацепление становится более кратковременным и упругим, минимизируя пластические деформации. Энергия удара, которая в менее твердом материале частично поглощается за счет микропластичности, в закаленной шестерне почти полностью переизлучается в виде высокоэнергетической акустической волны.

2. Структура материала и демпфирование: объемная закалка создает структуру мартенсита, обладающую низкими демпфирующими свойствами [8]. Напротив, цементация и азотирование формируют на поверхности слой с высокими остаточными напряжениями сжатия и особой мелкозернистой структурой. Такие слои способны эффективнее поглощать микровибрации и демпфировать ударное воздействие за счет диссипации энергии движением дислокаций и микротрением в границах мелких зерен.

3. Геометрия зоны контакта: термообработка, особенно цементация и азотирование, может приводить к незначительным, но критичным изменениям геометрии зуба (например, вследствие коробления) [9]. Это изменяет кинематику зацепления, точку приложения и характер распределения контактных напряжений, что, в свою очередь, модулирует акустический сигнал.

Эти изменения физико-механических свойств материала напрямую влияют на структуру спектра акустического сигнала. Для шестерен с объемной закалкой характерны ярко выраженная высокоамплитудная гармоника f_z и резкое убывание боковых полос, что является следствием почти идеально упругого контакта [7; 8]. Для цементированных и азотированных колес, напротив, наблюдается снижение амплитуды f_z (часть энергии рассеивается в материале) и более равномерное распределение боковых полос, что связано с нелинейным взаимодействием, включающим микропроскальзывание и упругопластический контакт [6; 9].

Вручную определять значения характерных частотных составляющих для каждого зубчатого колеса – задача трудоемкая. С целью автоматизации этого процесса в программной части комплекса была разработана

и реализована функция «Анализ гармоник», позволяющая автоматически получать значения частот и амплитуд оборотных и зубцовых компонент спектров, а также их кратных гармоник и комбинационных составляющих. На основе полученных данных предложены два интегральных показателя для оценки состояния рабочей поверхности зубьев и нивелирования влияния термической обработки:

- показатель K_z :

$$K_z = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})}{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})_{эм}},$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ; f_{zi} и $f_{zi эм}$ – i -я зубцовая частота анализируемого зубчатого колеса и колеса без дефектов соответственно.

Показатель отражает энергию высокочастотных ударов при входе зубьев в зацепление. Рост K_z свидетельствует о появлении локального дефекта, усиливающего ударные импульсы;

- показатель $K_{\delta n}$:

$$K_{\delta n} = \frac{\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} \pm n f_o)}{\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} \pm n f_o)_{эм}},$$

где $A(f_{zi} \pm n f_o)$ – амплитуды комбинационных частот анализируемого колеса; $A(f_{zi} \pm n f_o)_{эм}$ – амплитуды комбинационных частот колеса без дефектов.

Показатель характеризует глубину амплитудной и фазовой модуляции зубцовой частоты, вызванной периодическим возмущением от дефектного зуба. Рост $K_{\delta n}$ указывает на усиление модуляционного эффекта.

При отсутствии повреждений в спектре наблюдаются преимущественно зубцовые гармоники $m f_{zi}$, амплитуды комбинационных составляющих незначительны. По мере возникновения и развития локального повреждения зуба энергия, рассеиваемая в зоне контакта, возрастает, что приводит к увеличению амплитуд как зубцовых, так и комбинационных гармоник.

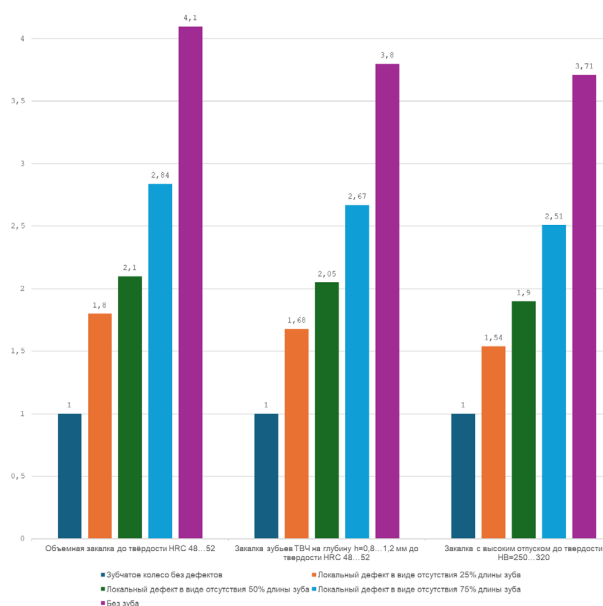
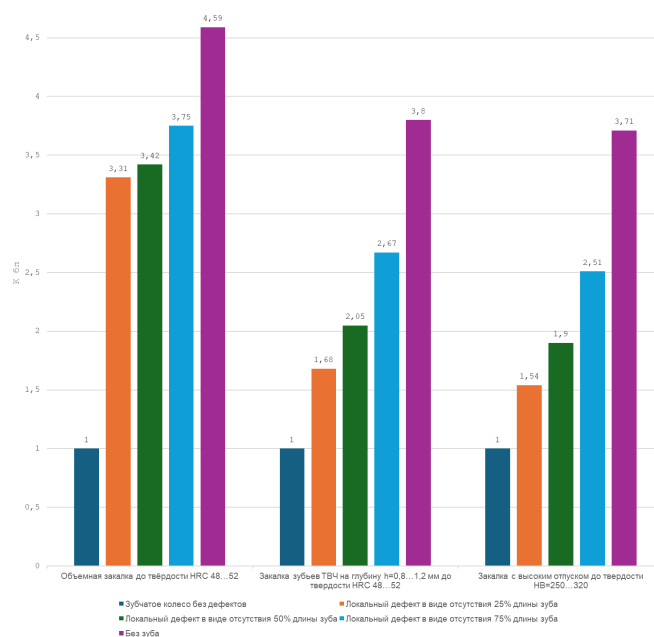
В таблицах 1 и 2 представлены значения K_z и $K_{\delta n}$ для различных видов термообработки и степеней повреждения. Диаграммы изменений показателей (рисунки 5 и 6) демонстрируют устойчивые тренды.

Таблица 1. – Величины K_z спектра акустического сигнала для колеса $z = 44$

Диагностируемое зубчатое колесо	Объемная закалка до твердости HRC 48...52	Закалка зубьев ТВЧ на глубину $h = 0,8...1,2$ мм до твердости HRC 48...52	Закалка с высоким отпуском до твердости HB = 250...320
Зубчатое колесо без дефектов	1,0	1,0	1,0
Локальный дефект в виде отсутствия 25% длины зуба	1,8	1,68	1,54
Локальный дефект в виде отсутствия 50% длины зуба	2,1	2,05	1,9
Локальный дефект в виде отсутствия 75% длины зуба	2,84	2,67	2,51
Без зуба	4,1	3,8	3,71

Таблица 2. – Величины $K_{\delta n}$ спектра акустического сигнала для колеса $z = 44$

Диагностируемое зубчатое колесо	Объемная закалка до твердости HRC 48...52	Закалка зубьев ТВЧ на глубину $h = 0,8...1,2$ мм до твердости HRC 48...52	Закалка с высоким отпуском до твердости HB = 250...320
Зубчатое колесо без дефектов	1,0	1,0	1,0
Локальный дефект в виде отсутствия 25% длины зуба	3,31	1,68	1,54
Локальный дефект в виде отсутствия 50% длины зуба	3,42	2,05	1,9
Локальный дефект в виде отсутствия 75% длины зуба	3,75	2,67	2,51
Без зуба	4,59	3,8	3,71

Рисунок 5. – Диаграмма изменения показателя K_z для колеса $z = 44$ Рисунок 6. – Диаграмма изменения показателя K_{bn} для колеса $z = 44$

Заключение. В результате выполнения экспериментальных исследований акустического сигнала цилиндрического трехступенчатого редуктора с зубчатыми колесами, имеющими различные виды термической обработки и моделированные локальные дефекты, были получены данные, позволившие обосновать и разработать новый подход к диагностированию зубчатых передач на основе интегральных показателей. Традиционные методы анализа, ориентированные на абсолютные амплитуды спектральных составляющих или энергетические характеристики сигнала, обладают недостаточной чувствительностью к начальным стадиям повреждений, не позволяют однозначно локализовать дефект в многовальных приводах и требуют высокой квалификации эксперта. Предложенный в работе подход направлен на преодоление указанных ограничений путем перехода от качественной интерпретации спектральных «ландшафтов» к количественной оценке состояния по ограниченному набору относительных коэффициентов.

На основе анализа физических процессов, сопровождающих работу зубчатого зацепления, были выделены две ключевые группы спектральных составляющих, чувствительных к появлению локальных дефектов: кратные зубцовые гармоники mf_{zi} , отражающие энергию высокочастотных ударных импульсов, и комбинационные составляющие $f_{zi} \pm nf_o$, характеризующие глубину амплитудной и фазовой модуляций сигнала вращением

дефектного колеса. Для количественного выражения этих явлений разработаны два интегральных показателя: K_z – отношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к эталонным значениям; $K_{\delta n}$ – отношение суммы амплитуд боковых полос к эталонным значениям. Оба показателя являются относительными, что позволяет нивелировать влияние переменных эксплуатационных факторов (нагрузки, скорости) и технологических особенностей (вида термической обработки). Экспериментально подтверждено, что показатель K_z монотонно возрастает с увеличением степени локального повреждения зуба (от отсутствия 25% длины зуба до полного удаления зуба) для всех исследованных видов термической обработки, демонстрируя четкую корреляцию с энергией ударного процесса. Показатель $K_{\delta n}$ обладает более высокой чувствительностью к начальным стадиям дефектов, что делает его особенно ценным для раннего обнаружения зарождающихся повреждений (например, при дефекте 25% для объемной закалки $K_z = 1,8$, а $K_{\delta n} = 3,31$). Совместное применение обоих показателей обеспечивает перекрестную валидацию диагноза: синхронный рост K_z и $K_{\delta n}$ однозначно указывает на локальный дефект конкретного зуба, тогда как изолированный рост одного из показателей позволяет отличить дефект от помех (например, общего увеличения нагрузки или биения вала).

В работе также исследовано влияние термической обработки на акустическую активность зубчатых колес. Установлено, что различия в твердости, структуре материала и геометрии зуба, обусловленные технологическими процессами (объемная закалка, закалка ТВЧ, цементация, азотирование), приводят к изменению абсолютных амплитуд и характера распределения спектральных составляющих. Однако предложенные относительные показатели K_z и $K_{\delta n}$ в значительной степени компенсируют эти различия за счет нормирования на эталонное состояние того же колеса, что подтверждается наличием четких и сопоставимых трендов во всех исследованных группах.

Разработанная методика автоматизирована путем внедрения в программный комплекс функции «Анализ гармоник», позволяющей автоматически выделять характерные частоты и рассчитывать значения показателей. Это резко сокращает время анализа, исключает субъективность и снижает квалификационные требования к персоналу, осуществляющему рутинный контроль. Применение двух компактных числовых параметров вместо полного спектрального анализа открывает возможности для интеграции методики в промышленные системы прогнозного обслуживания (Condition Monitoring), где требуется формализованный и алгоритмизируемый подход к оценке состояния оборудования.

Таким образом, результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработанные интегральные показатели K_z и $K_{\delta n}$ являются информативными, чувствительными и устойчивыми диагностическими признаками локальных дефектов зубчатых колес, отражающими энергетические и модуляционные аспекты процесса зацепления.

2. Предложенные показатели, благодаря своей относительной природе, обеспечивают сопоставимость результатов при различных режимах нагружения, скоростях вращения и видах термической обработки, что расширяет область их применения.

3. Комплексное использование K_z и $K_{\delta n}$ позволяет не только выявлять дефекты на ранних стадиях, но и дифференцировать степень их тяжести, а также исключать ложные срабатывания, что повышает надежность диагностики.

4. Автоматизация расчета показателей и переход от качественного анализа спектров к количественной оценке по двум параметрам создают предпосылки для создания эффективных систем автоматического мониторинга технического состояния зубчатых передач.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на расширение базы экспериментальных данных для различных типов редукторов, уточнение пороговых значений показателей для практического применения, а также на разработку методов прогнозирования остаточного ресурса на основе динамики изменения K_z и $K_{\delta n}$. Полученные результаты имеют практическую ценность для машиностроительных предприятий, эксплуатирующих сложное оборудование с зубчатыми передачами, и могут быть использованы при создании систем технического диагностирования и прогнозного обслуживания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Randall R. B. Vibration-Based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications. – Chichester: Wiley, 2011. – 308 p.
2. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 156 с.
3. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
4. Dyer D., Stewart R. M. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis // Journal of Mechanical Design. – 1978. – Vol. 100, No. 2. – P. 229–235. DOI: 10.1115/1.3453905
5. McFadden P. D., Smith J. D. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing // Journal of Sound and Vibration. – 1984. – Vol. 96, Iss. 1. – P. 69–82. DOI: 10.1016/0022-460X(84)90595-9
6. Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2000. – Vol. 14, Iss. 3. – P. 387–412. DOI: 10.1006/mssp.1999.1294

7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
8. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
9. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухов Е.Г. Конструкция и расчет зубчатых передач. – Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.

Поступила 04.04.2026

INTEGRAL DIAGNOSTIC INDICATORS FOR ASSESSING THE TECHNICAL CONDITION OF GEAR TRANSMISSIONS BY ACOUSTIC SIGNAL

A. PARFIEVICH, V. SOKOL, B. DARCHICH
(Brest State Technical University)

The paper presents the results of experimental studies of the acoustic signal of a cylindrical three-stage gearbox with gears having various types of heat treatment (bulk hardening, induction hardening of teeth, hardening with high tempering) and simulated local tooth defects (absence of 25, 50, 75% of the tooth length, complete tooth absence). The necessity of transition from qualitative spectral analysis to quantitative integral diagnostic indicators is substantiated. Two relative indicators are proposed and tested: K_z – the ratio of the sum of the amplitudes of multiple gear mesh harmonics of the analyzed gear to the reference values, reflecting the energy of impact processes; and K_{bp} – the ratio of the sum of the amplitudes of sidebands (combination components) to the reference values, characterizing the depth of modulation of the gear mesh frequency. It is shown that the combined use of K_z and K_{bp} makes it possible to reliably detect local defects at early stages, differentiate their severity, and eliminate false alarms. The influence of heat treatment on the spectral characteristics of the signal is established, which is compensated due to the relative nature of the proposed indicators. The developed methodology automates the diagnostic process, reduces labor intensity, and can be integrated into predictive maintenance systems for industrial equipment.

Keywords: acoustic diagnostics, gear transmissions, local tooth defects, integral indicators, spectral analysis, sidebands, gear mesh frequency, heat treatment, monitoring automation, multi-shaft drive.