

**СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ
МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ
НА РАННИХ СТАДИЯХ РАЗВИТИЯ ДЕФЕКТОВ**

ПАРФИЕВИЧ А. Н., СОКОЛ В. А., САЛИВОНЧИК Ю. Н.
*(Брестский государственный технический университет;
Брест, Республики Беларусь)*

Несмотря на значительные успехи в развитии методов безразборного контроля, задача достоверной оценки технического состояния сложных многовальных зубчатых систем (редукторов, коробок передач, мультипликаторов) сохраняет высокую актуальность [1]. Классические методы спектрального анализа, основанные на выделении частот зубозацепления и их гармоник, позволяют с высокой долей уверенности локализовать поврежденный элемент (шестерню или подшипник) на стадии развитого дефекта. Однако определение степени развития дефекта и, что наиболее важно, прогнозирование остаточного ресурса привода остаются сложнейшими задачами, требующими от диагноста не только опыта, но и применения специализированного математического аппарата [1, 5].

Физическая природа виброакустического сигнала такова, что зарождающиеся повреждения (усталостные микротрещины, локальное выкрашивание) обладают крайне малой энергоемкостью. Вызванные ими колебания находятся на уровне или ниже шумов, генерируемых основными процессами – работой других зубчатых пар, подшипников качения, дисбалансом валов [2]. Существенные изменения в спектре проявляются лишь при катастрофических повреждениях: обширном выкрашивании рабочих поверхностей, сколах или поломках зубьев. Диагностика же ранних стадий требует выделения слабых модуляционных составляющих сигнала на фоне интенсивных помех, что делает обычные спектральные методы (например, быстрое преобразование Фурье) малоэффективными без применения процедур предварительной обработки, таких как синхронное накопление, узкополосная фильтрация или вейвлет-преобразование, повышающих отношение сигнал/шум.

Ключевой проблемой, усугубляющей ситуацию, являются условия распространения вибрации в конструкции привода. Зубчатое зацепление генерирует широкополосный сигнал, содержащий как низкочастотные составляющие, так и высокочастотные ударные импульсы. Высокочастотные компоненты, несущие ценную информацию о микрогеометрии поверхности и моментах начала разрушения, крайне чувствительны к демпфированию [1]. Проходя через стыки деталей, смазочный слой и корпусные детали, они быстро затухают. В силу конструктивных особенностей приводов вибропреобразователи часто устанавливаются в точках, удаленных от источника колебаний (на корпусе подшипника, а не на самом зубчатом

венце). В результате датчик регистрирует уже значительно ослабленный и зашумленный сигнал, в котором полезная информация о ранних дефектах может быть полностью утеряна или замаскирована резонансными явлениями самого корпуса [4].

Анализ литературных источников и практического опыта вибродиагностики позволяет не просто перечислить, но и детализировать основные проблемы, возникающие при обследовании многовальных приводов, раскрыв их физическую сущность и следствия для процесса диагностики:

1. Пространственная удаленность и селективное затухание сигнала: проблема «фильтра тракта».

Путь «источник (зацепление) – датчик» представляет собой сложную механическую систему с распределенными параметрами (масса, жесткость, демпфирование), которая выступает в роли фильтра нижних частот. Коэффициент затухания высокочастотных составляющих ($> 5\text{--}10$ кГц) экспоненциально растет с расстоянием и количеством границ раздела сред (вал – подшипник – корпус). В результате датчик регистрирует не истинную картину ударного импульса в зацеплении, а отклик конструкции на этот импульс, причем высокочастотные гармоники, несущие информацию о микропрофиле поверхности (например, о начале питтинга), могут затухнуть на 20–40 дБ еще до попадания на датчик. Это требует применения датчиков с высокой чувствительностью и низким собственным шумом, а также поиска точек установки с наименьшей виброакустической жесткостью на пути к источнику [4].

2. Низкая энергетика дефектов на ранней стадии: проблема «микро-воздействий».

Зарождающийся дефект (например, микротрещина у ножки зуба) изменяет жесткость зацепления на локальном участке на доли процента, поэтому энергия, выделяемая при прохождении этого участка, на несколько порядков (до 60 дБ) ниже энергии основного силового взаимодействия [1]. В частотной области это проявляется как появление очень слабых боковых полос модуляции вокруг несущей частоты зубозацепления и ее гармоник, амплитуда которых может быть соизмерима с уровнем шума аналого-цифрового преобразователя или вариациями от неравномерности нагрузки. Для их выявления необходим анализ не только амплитудного, но и фазового спектра, а также применение методов накопления сигнала.

3. Маскировка сигналов: проблема «модуляционного наложения».

В многовальном редукторе одновременно работают несколько зубчатых пар и подшипников, каждый из которых генерирует свою частоту и модулирует общий сигнал. Поскольку частоты вращения валов часто не являются строго кратными (из-за проскальзывания или сложных кинематических схем), происходит наложение спектров, когда полезная амплитудная модуляция от дефектного зуба одной шестерни может накладываться на частотную модуляцию от биения соседнего вала. В результате классический спектр Фурье становится зашумленным, что требует

перехода к порядковому анализу, жестко привязывающему спектр к частоте вращения интересующего вала, либо к методам слепой сепарации источников.

4. Множественность и разнотипность источников: проблема «дифференциальной диагностики».

Дефект зубчатой передачи (трещина) и дефект подшипника (раковина на наружном кольце) могут генерировать ударные импульсы, следующие с близкой частотой повторения, и на начальном этапе оба проявляются в виде увеличения уровня высокочастотной вибрации (виброускорения) и роста пик-фактора, хотя их дальнейшее развитие и влияние на ресурс кардинально различаются [2]. В связи с этим простого измерения общего уровня вибрации или даже спектра огибающей недостаточно — необходим анализ формы ударного импульса (длительность, крутизна фронта), его фазовой привязки к положению вала (для отличия дефекта зуба от дефекта подшипника) и анализ частотного состава самого импульса (какие собственные частоты деталей он возбуждает).

5. Отсутствие эталонной базы («нулевой точки»): проблема «индивидуальности».

Каждый редуктор имеет уникальный «виброакустический портрет» даже в новом состоянии, обусловленный допусками на изготовление зубчатых колес, жесткостью корпуса, качеством сборки и центровки [3]. Нормативные документы дают лишь оценку общего технического состояния, но не позволяют отследить зарождение дефекта, пока он не превысит технологический разброс параметров. Поэтому эффективная диагностика возможна только при организации мониторинга (периодического или непрерывного) и анализа трендов параметров, а переход от абсолютных значений к относительным (например, отношение амплитуды боковых полос к несущей частоте) позволяет нивелировать проблему отсутствия абсолютного эталона, хотя и требует накопления статистики за длительный период эксплуатации именно этого агрегата [3].

6. Субъективность и требование к квалификации: проблема «перехода от данных к решению».

Современные анализаторы спектра выдают огромные массивы данных, однако превращение этих данных в диагноз (есть трещина / нет трещины) остается сложной задачей: диагност должен не только знать частоты элементов, но и понимать физику процессов модуляции, уметь отличать электрические помехи от механических дефектов, учитывать изменение режима работы во время измерения. В связи с высоким риском ошибок первого рода (пропуск дефекта) и второго рода (ложное срабатывание) актуальным становится развитие экспертных систем и методов машинного обучения, способных автоматически классифицировать состояния на основе обучающей выборки и снижать зависимость результата от человеческого фактора [5].

Таким образом, перечисленные проблемы носят системный характер. Они связаны не только с ограничениями приборной базы, но и с фундаментальными

физическими ограничениями (затухание, модуляция) и сложностью объекта диагностики как динамической системы [1]. Преодоление этих трудностей лежит не в плоскости поиска одного «идеального» параметра, а в области комплексного подхода: сочетания широкополосных высокочастотных измерений (виброускорения), продвинутых методов цифровой обработки сигналов (вейвлеты, синхронное усреднение, порядковый анализ) и интеллектуальных систем анализа данных (нейросети) [5], позволяющих выделить слабый сигнал раннего дефекта из мощного шумового фона работающего агрегата.

Только при соблюдении этих условий возможно построение эффективных систем мониторинга, способных перейти от констатации факта поломки к прогнозированию технического ресурса сложных зубчатых агрегатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Liu, Y. A review of dynamics-based failure modeling and diagnosis techniques for gear systems / Y. Liu, Z. Chen, H. Zhang // *Journal of Sound and Vibration*. – 2025. – Vol. 512. – P. 116–130.
2. Liu, F. Fault Diagnosis of Imbalance and Misalignment in Rotor-Bearing Systems / F. Liu, S. Wang // *Polish Maritime Research*. – 2024. – Vol. 31, No. 1. – P. 55–64.
3. Робилко, Е.М. Разработка алгоритмов автоматизированной вибродиагностики зубчатых передач / Е.М. Робилко, Н.Н. Ишин // *Сборник научных трудов БНТУ*. – Минск : БНТУ, 2023. – С. 112–118.
4. Вибромониторинг горной техники / А.Л. Иванов [и др.] // *Наука и техника БНТУ*. – 2022. – Т. 21, № 1. – С. 34–42.
5. Xia, Y. Progress on the application of deep learning in gearbox fault diagnosis / Y. Xia, L. Li, J. Xu // *Measurement Science and Technology*. – 2025. – Vol. 36, No. 3. – Article ID 032001.