

Д.В. Омель, А.В. Драган

Брестский государственный технический университет

**ПРОБЛЕМЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ПОВРЕЖДЕНИЙ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МНОГОВАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ**

Рассмотрены результаты исследований в вибродиагностике зубчатых передач, а также проблемы идентификации и локализации повреждений зубчатых колес и сформулированы пути их решения.

Ключевые слова: диагностика, виброакустика, зубчатая передача, повреждение, вибросигнал.

Рис. 1. Лит. 9.

D. Omes, A. Dragan

**PROBLEMS VIBROACOUSTIC DIAGNOSTICS DAMAGE GEARS DRIVES
MULTISHAFT**

The results of research in vibration diagnostics of gears, as well as the problems of identification and localization of lesions gears and articulated solutions.

Keywords: diagnostics, vibroacoustics, gear, damage to vibrate.

Введение. Зубчатые передачи – наиболее распространенные механизмы машин и агрегатов, ввиду своей надежности и долговечности. В процессе работы даже исправная зубчатая передача производит шум и вибрацию, измерив которые можно решать вопросы определения технического состояния зубчатых колес. В процессе эксплуатации непременно происходит появление дефектов зубчатых колес, чрезмерное развитие которых может привести к нарушению работы или поломке привода.

Виброакустическая диагностика позволяет осуществлять безразборный контроль, при котором сокращаются затраты ресурсов и времени. Техническое состояние любой зубчатой пары может быть оценено при помощи анализа вибросигналов [1]. Такое заявление справедливо как для единичной зубчатой пары, так и для сложных многовальных зубчатых приводов (редукторов, мультипликаторов).

Виброакустический сигнал имеет сложную структуру, зависящую от динамики механизма и набора комплектующих его узлов, содержит полезную составляющую и помехи, которые препятствуют точной расшифровке информации, содержащейся в сигнале. Во-первых, энергия, выделяемая в процессе зубозацепления не очень велика; во-вторых, места установки вибродатчиков, в силу конструктивных особенностей приводов, значительно удалены от зоны зубозацепления. В результате путь передачи энергии вибрации зубозацепления большой и сигналы в нем сильно затухают. Поэтому для повышения информативности необходимо использовать специальные программные и аппаратные средства, высококвалифицированных диагностов, а также учитывать конструктивные и нагрузочные особенности конкретного объекта при разработке методики контроля.

В настоящее время накоплен достаточно существенный набор методов эффективной виброакустической диагностики и анализа элементов механических зубчатых приводов. Они основаны на Фурье-преобразовании и дают обобщенную картину виброактивности исследуемой системы и позволяют в ряде случаев успешно выявить и локализовать дефект. Однако в реальных условиях эксплуатации механизмов, когда режимы их работы непостоянны, чувствительность и достоверность этих методов снижается. Наибольшее распространение получили методы спектрального, кепстрального и синхронного анализа вибросигнала, а в последнее время – вейвлетного анализа.

1. Эксплуатационные дефекты зубчатых колес и их проявление в вибросигнале.

К дефектам многовальных зубчатых приводов относятся как дефекты изготовления и сборки, так и дефекты появляющиеся в процессе эксплуатации, нарушающие условия функционирования зубчатого зацепления. Дефекты изготовления и сборки определяют исходные характеристики виброакустических процессов для последующего сравнения их с текущими характеристиками в эксплуатационный период. Эксплуатационные дефекты контактирующих поверхностей зубьев являются дополнительными возмущающими факторами, которые приводят к изменению свойств виброакустического сигнала зубчатого привода. К таким дефектам относят абразивный износ рабочей поверхности зубьев, выкрашивание зубьев, заедание рабочих поверхностей, трещины и излом зубьев (рис.1).

Самым быстроразвивающимся и поэтому опасным видом повреждения зубьев является их разрушение, начинающееся с образования трещины и заканчивающееся сколом или поломкой зубьев. Кроме того весьма частым эксплуатационным дефектом является нарушение режима смазки контактирующих поверхностей, приводящее к шумовому наполнению спектра вибросигнала. Изменения, к которым приводят дефекты зубчатых колес, касаются всех характеристик вибросигнала, в том числе и спектра колебаний, при этом меняется энергетическое соотношение компонент спектра.

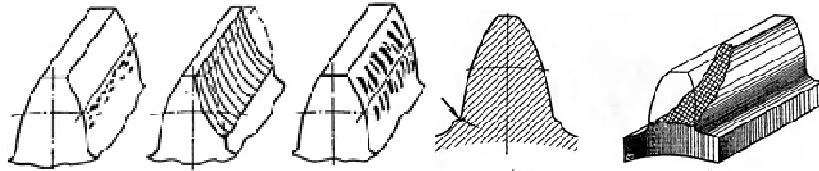


Рис. 1. Виды повреждений зубьев: выкрашивание, абразивный износ, заедание, трещина, поломка

Абразивный износ зубчатого зацепления относится к категории распределенного эксплуатационного дефекта [2, 3, 4]. Приводит к увеличению бокового зазора, к отрыву профилей зубьев в зацеплении и ударному режиму возбуждения колебаний. Это ведет к увеличению энергии гармонического ряда частот, кратных частоте зацепления, и перераспределению энергии между компонентами этого ряда в пользу высокочастотных компонент.

Влияние на характер вибрации абразивного изнашивания контактирующих поверхностей выражается в уменьшении шумовой компоненты и увеличении амплитуд гармонического ряда частот зубозацепления кинематического узла [5]. Равномерный абразивный износ всегда сопровождается ростом общего уровня спектральных составляющих вибрации практически во всем диапазоне измеряемых частот. Общее увеличение уровней спектральных компонентов, особенно в высокочастотной области, определяет степень развития износа поверхностей зубьев, что при сильном износе приводит к появлению в спектре широкополосных областей с высоким уровнем шума, которые могут поглощать составляющие основных частот возбуждения. Однако каждая зубчатая пара характеризуется своими частотами возбуждения: частотами вращения валов, зубцовой частотой и их гармониками [3].

Следует отметить, что увеличение амплитуды первой гармоники зубцовой частоты при увеличении степени изнашивания незначительное, и только при существенных нарушениях геометрии зубьев наблюдается рост составляющей зубцовой частоты. Поэтому необходимо учитывать изменение всех значимых компонент ряда kf_z , особенно при $k \geq 2$.

Выкрашивание зубьев (питтинг) часто становится причиной вторичных разрушений, поэтому важно своевременно диагностировать данный вид повреждения. Развитие локального повреждения типа ямок выкрашивания сопровождается изменением виброакустического сигнала как в диапазоне рабочих частот, так и за его пределами – в зоне высокочастотных резонансов механической системы, вызванным амплитудной модуляцией колебательного процесса в зубчатой передаче периодической последовательностью ударных импульсов, возникающих при попадании дефекта в зону контакта [2]. Изменения в виброакустическом сигнале зубчатой передачи при возникновении ямок выкрашивания наблюдаются как на вынужденных, так и на собственных частотах [4].

В работах [3, 6] отмечено, что выкрашивание приводит к увеличению деформации зубьев, а точнее – к росту ее контактной составляющей. В силу этого жесткость зацепления передачи в момент контактирования зуба, имеющего дефект, уменьшается, что происходит один раз за оборот вала. Питтинг приводит также к флуктуации давления в момент контактирования поврежденного зуба, следствием чего является увеличение глубины амплитудной модуляции – рост амплитуд гармоник оборотной частоты kf_{op} , комбинационных частот $mf_z \pm kf_{op}$, а также появление и существенный рост амплитуд субгармоник $0,5f_z \pm kf_{op}$. Следует обратить внимание на немонотонность изменения глубины модуляции вибросигнала при развитии питтинга со временем наработки механизма [2] – глубина модуляции резко возрастает в начальной стадии развития дефекта, когда повреждены только один-два зуба; далее с деградацией состояния зацепления значение индекса модуляции стабилизируется и даже уменьшается, когда локальный дефект преобразуется в распределенный по периметру зубчатого колеса.

При питтинге, т.е. усталостно-контактном выкрашивании, боковых поверхностей зубьев возникает широкий круг гармоник до 10-го и более высоких порядков [5]. Влияние на характер вибрации выкрашивания контактирующих поверхностей выражается в появлении периодических всплесков вибросигнала, модулирующих основной процесс возбуждения колебаний.

Заедание рабочих поверхностей зубчатых колес – это наиболее распространенный вид разрушения при высоких температурах, который со временем наработки может принимать лавинный характер, в результате чего передача выходит из строя. Заедание обычно сопровождается нерегулярными выбросами во временном сигнале, флуктуациями амплитуд гармоник зубцовой частоты kf_z , ростом амплитуд комбинационных частот $mf_z \pm kf_{ep}$, ростом виброактивности привода в окрестности собственных частот f_{ci} с расширением полосы за счет появления комбинационных частот вида $f_{ci} \pm (mf_z \pm kf_{ep})$ [2]. Важно, что перечисленные признаки могут сопровождать появление и других повреждений зубчатых колес и не являются характерными признаками заедания.

Однако исследуя модуляцию на зубцовых частотах, а точнее изменение уровней (глубину модуляции) спектральных составляющих на частотах вращения валов, можно распознавать заедание на начальном этапе [6]. Эксперименты, описанные в [4], показали, что при возникновении заедания в виброакустическом сигнале наблюдаются нерегулярные выбросы с амплитудами, превышающими среднее квадратическое значение вибрации, однако такие изменения в вибросигнале практически не влияют на его усредненную спектральную картину.

Трещины и излом зубьев зубчатых колес – наиболее опасный вид повреждения зубчатых колес, который может привести к отказу всего зубчатого механизма при попадании продуктов разрушения в зацепление, подшипники или другие рабочие органы механизма. При появлении трещины в основании зуба (или в другом месте) жесткость зацепления в момент контактирования с этим зубом резко падает. Это приводит к преждевременному входу в зацепление следующей пары зубьев, сопровождаемым ударом [2, 4, 7]. В виброакустическом сигнале появляются импульсы, амплитуда которых будет расти с увеличением трещины. Причем число импульсов за один оборот колеса будет равно числу поврежденных зубьев.

Помимо колебаний на вынужденных частотах в спектре вибрации присутствует ярко выраженная реакция механической системы на собственных частотах на воздействие периодической последовательности ударных импульсов при попадании локального дефекта в зону контакта зубьев [2]. При сильных повреждениях происходит существенный подъем виброактивности в зонах комбинационных частот $f_c \pm f_z$.

В работе [4] отмечена парадоксальность поведения спектральных характеристик виброакустических сигналов при появлении и развитии трещин и сколов зубьев. Рост амплитуд гармонического ряда зубцовых частот, как и рост общего уровня вибраций при деградации передачи, наблюдается с приработкой механизма лишь до определенного времени, после чего уровни дискретных составляющих начинают падать. При этом глубина модуляции процесса в зоне гармоник зубцовой частоты продолжает нарастать.

2. Проблемы выявления и идентификации повреждений зубчатых колес. Несмотря на достаточно большое количество известных на сегодняшний день диагностических признаков, в ходе собственных многочисленных экспериментальных исследований реальных силовых зубчатых приводов, а также по результатам исследований из литературных источников, можно выделить целый ряд довольно существенных проблем виброакустической диагностики многоваловых зубчатых передач, сдерживающих ее широкое применение:

а) Сигнал от зубозацепления быстро затухает, а датчик, как правило, расположен «далеко». Энергия, выделяемая в процессе обкатывания зубьев, сама по себе не очень велика, а места установки вибродатчиков в силу конструктивных особенностей зубчатых приводов, значительно удалены от самой зоны зубозацепления. В результате путь передачи энергии вибрации достаточно велик и сигналы в нем сильно затухают. В быстроходных мультипликаторах частота зубозацепления может быть очень высокой, в следствие чего она очень сильно затухает в конструкции и на спектре опускается в «белый шум», поэтому ее невозможно даже зарегистрировать.

Поэтому необходимо использование для диагностики состояния зубчатых передач сигналов, как минимум, в размерности виброскорости, а в большинстве случаев, для повышения информативности, необходимо использовать вибросигналы в размерности виброускорения. Также необходимо учитывать конструктивные особенности привода ввиду сложности путей передачи вибрации от источника к вибродатчику и обоснованно выбирать места установки датчиков.

б) «Засорение» полезной информации шумовой составляющей сигнала. Вибрации от зубозацепления имеют в своем составе несколько фаз проскальзывания зуба по зубу, каждая из которых возбуждает колебания своей частоты, не связанной с частотой зубозацепления. Более того, каждый зуб генерирует свои частоты, а пары взаимно обкатываемых зубьев постоянно меняются. Это приводит к появлению в вибрации неоднородного «белого шума» вблизи частоты зубозацепления. Изменения в спектре вибросигнала, вызываемые зарождающимися дефектами, перекрываются шумовыми составляющими и остаются незамеченными. Также при конечной стадии деградации передачи происходит поднятие спектра от «белого шума».

Чтобы решить проблему шума можно пользоваться диагностикой состояния зубчатой пары не по частоте зубозацепления, а по частотам собственного резонанса элементов зубчатого привода. Современные программные и аппаратные средства обработки сигналов позволяют производить очистку сигнала от шума с незначительной потерей или без потери полезной составляющей сигнала.

в) *Отсутствие данных о первоначальном уровне вибрации исправного механизма.* Отсутствие нормативной информации по допустимым уровням как всего вибросигнала, так и отдельных его составляющих и гармоник, а также отсутствие информации об уровне вибрации имевшем место при заведомо исправном зубчатом приводе вызывает большие проблемы при диагностировании дефектов. Создание универсальных норм на спектральный состав вибросигналов применительно к различным объектам невозможно. Практически приемлемых норм на предельный уровень вибрации зубчатых приводов нет.

Поэтому задача практических диагностов сводится к принятию решения на основе собственного опыта и практики. В этом случае следует прибегать к тонкому и глубокому исследованию вибросигнала с использованием синхронного накопления для выделения составляющих вибрации, генерируемых отдельными элементами зубчатого привода, анализу соотношений амплитуд характерных гармоник, применения других специальных методов обработки сигнала, повышающих его информативность (например, кепстрального анализа, время-частотного анализа и других).

г) *Требования к высокой квалификации диагноста для тонкого анализа сигнала.* Глубинное знание опытным диагностом физических процессов в оборудовании, пусть даже в некоторых случаях интуитивное, безусловно приносит свои положительные плоды. Однако таких специалистов мало и, как правило, они специализируются на определенных типах оборудования. Диагностический математический аппарат, который должен использовать диагност для оценки состояния зубчатых передач достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал методов анализа вибросигнала.

Менее опытный диагност способен дать ложное заключение о наличии серьезных и развитых дефектов и необходимости проводить ремонтные работы. При этом часть действительно серьезных дефектов он способен упустить, так как они достигли такой степени развития, что просто перестали диагностироваться по спектрам вибросигналов.

Способствовать решению данной проблемы может совершенствование средств диагностики, предполагающее внедрение в круг решаемых ими задач алгоритмов обработки сигнала, снижающих субъективность принятия решения [8, 9].

д) *Большое число источников вибрации, в том числе не связанных с контактом зубьев.* Поскольку в состав многовального зубчатого привода входит 2 и более зубчатые передачи, подшипниковые опоры, соединительные муфты, виброакустический сигнал значительно усложняется и встает проблема идентификации поврежденного элемента в большом количестве гармонических составляющих. Диагностически значимые гармоники спектра могут перекрываться и накладываться друг на друга, приводить к появлению резонансных зон, что усложняет процесс диагностики.

При затрудненной идентификации дефектов в силу отмеченной причины эффективно себя показал метод синхронного накопления, реализация которого в функциональных возможностях средств диагностики позволяет разделить частотные составляющие от различных источников. Кроме того следует произвести измерения вибрации в нескольких точках привода и сопоставить спектры; изменить нагрузку передаваемую приводом; в отдельных случаях необходимо провести измерения при разгоне ведущего вала.

Кроме описанных выше также можно отметить еще ряд проблем: различные повреждения зубчатых колес имеют схожие проявления в вибросигнале, часто происходит одновременное развитие в разной степени нескольких видов повреждений.

Заключение. Точность оценки текущего технического состояния, а также достоверность диагностики дефектов зубчатых пар многовальных зубчатых приводов по виброакустическому сигналу во многом зависит от опыта вибродиагнosta, его знаний о внутреннем устройстве контролируемого оборудования и природы происходящих вибрационных процессов. Несмотря на широкое развитие многочисленных методов обработки и анализа вибросигнала, программных и аппаратных средств диагностики, постановка диагноза содержит большую долю субъективности, процесс диагностики продолжительный и трудоемкий.

Наличие изложенных проблем вынуждает продолжать исследования, направленные на разработку таких методов виброакустической диагностики, которые бы позволили повысить ее объективность и эффективность, автоматизировать процесс измерения, обработки и постановки диагноза. Этому способствует развитие вычислительной техники, систем программирования и компьютерной математики, открывающие широкие возможности для реализации поставленных целей.

1. Русов В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. – Пермь, 2012. – 252 с.
2. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. ред. В. В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Балицкий Ф. Я., Барков А. В., Баркова Н. А. и др. Вибродиагностика. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.
3. Ширман А.Р., Соловьев А.Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. – Москва, 1996. – 276 с.
4. Генкин М.Д. Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
5. 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.
6. Герике Б.Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов: Учебное пособие: В 2 ч.: Ч. 2. Диагностика технического состояния на основе анализа вибрационных процессов. – Кемерово, 1999. – 230 с.
7. Ишин Н.Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач. – Минск: Беларус. Навука, 2013. – 432 с.
8. Драган А.В. Обработка спектральных характеристик колебательных процессов при диагностике и мониторинге многовальных зубчатых приводов / А.В. Драган, Ю.Н. Саливончик, В.А. Сокол // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2009. – №4: Машиностроение.
9. Dmitry Omes, Alexandr Dragan. Vibroacoustic diagnostics of gear drives by using of wavelet analysis // 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)

Стаття прийнята до редакції 12.03.2015.