

УДК 629.424.1:621.822:621.515.54

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ КОМПЛЕКСНЫХ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ПТМ И СДМ

А.В. Погребняк, доц., к.т.н.,

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Рассмотрены основные принципы анализа вибрационных процессов, основанного на быстром преобразовании Фурье. Описаны методы оценки комплексных частотных характеристик с применением двухканального анализатора спектра фирмы «Брюль и Кьер». Приведены некоторые результаты, позволяющие проследить зарождение и развитие неисправностей в подшипниковых узлах ПТМ и СДМ.

Ключевые слова: преобразование Фурье, подшипник качения, роторные гармоники, лифтрация сигнала.

МЕТОДИ ОЦІНКИ КОМПЛЕКСНИХ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ПТМ ТА БДМ

А.В. Погребняк, доц., к.т.н.,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Розглянуто основні принципи аналізу вібраційних процесів, які базуються на швидком перетворюванні Фур'є. Подано опис методів оцінки комплексних частотних характеристик з використанням двоканального аналізатора спектра фірми «Брюль і К'єр». Наведено деякі результати які дозволяють відслідкувати зародження та розвиток несправностей у підшипникових вузлах ПТМ та БДМ.

Ключові слова: перетворювання Фур'є, підшипник кочення, роторні гармоніки, ліфтрація сигналу.

METHODS OF ESTIMATION OF COMPLEX FREQUENCY DESCRIPTIONS OF LTM AND BRM BEARING KNOTS

A. Pohrebnyak, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),

Kharkov National Automobile and Highway University

Abstract. The method of studying bearing units (ball bearings) of handling and construction of road machines in the low-frequency range of vibration-acoustic signal is presented. It includes: the choice of the method and place of vibration sensors installation, vibration signals registration modes, instruments, algorithms of processing and formation of diagnostic features of the signal, determination of the threshold values of the diagnostic parameter. The characteristic spectra of vibration velocities of zero defect and defect ball bearings demonstrating graphically diagnostic signs of their damage are given.

Key words: fourier transformation, ball bearings, frequency components, capacity of strip portion of spectrum, rotor harmonic components, signal liftration.

Введение

Применение двухканального анализатора сигналов, основанного на быстром преобразовании Фурье при анализе систем, приносит

ряд выгод. Во-первых, дает возможность определения частотных характеристик объектов даже в присутствии паразитных шумов, наложенных на входные и выходные сигналы. Во-вторых, получаемые при помощи

анализатора сигналов частотные характеристики представляют собой наилучшие линейные аппроксимации действительных характеристик исследуемых систем.

Взаимный спектр определяется при всех двухканальных измерениях. Другие функции, в том числе частотные характеристики, функции когерентности, автокорреляционные функции, функции взаимной корреляции, импульсные характеристики и т.д. определяются на основе полученных в результате двухканального анализа спектров, т.е. собственных спектров и взаимного спектра сигналов обрабатываемых каналами анализатора.

Анализ публикаций

Анализ публикаций, связанных с этой темой, показывает, что в большинстве случаев наиболее приемлимым методом контроля технического состояния подшипниковых узлов подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин является виброакустическая диагностика, основанная на спектрально-корреляционном анализе вибрации, а также вероятностным корреляционным спектральном анализе статистической связи сигналов, который дает возможность использовать вибродатчики при минимальном времени их крепления к доступным узлам агрегата [1, 2]. Исходя из этого сформулирована цель, определены задачи для ее достижения и последовательность их решения.

Цель и постановка задачи

Целью статьи является показать основные принципы анализа, основанного на быстром преобразовании Фурье.

Задача заключается в описании методов оценки комплексных частотных характеристик с применением двухканального анализатора сигналов «Брюль и Кьер».

Объектом исследования являются подшипниковые узлы (качения) подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин.

Оценка и обработка вибрационных процессов с помощью аналого-цифрового комплекса «Брюль и Кьер»

Оценка частотной характеристики системы имеющей в своем составе подшипники качения получается в процессе дополнительной

обработки путем деления взаимного спектра сигналов на входе и выходе этой системы на собственный спектр сигнала на ее входе. Путем обратного преобразования Фурье (F^{-1}) определяется импульсная характеристика.

При работе спектроанализатора 2034 в режиме усреднения спектральных данных автокорреляционная функция определяется на основе выражения

$$R_{zaa}(n) = F^{-1} [W(f) \cdot \bar{G}_{AA}(f)], \quad (1)$$

$$0 < n < N-1; \quad 0 < f < N-1; \quad N = 2048,$$

где $W(f)$ – весовая функция, используемая при взвешивании собственного спектра; $\bar{G}_{AA}(f)$ – собственный спектр канала А анализатора спектра 2034.

На экране ЭЛТ 2034 изображается нормированная аналитическая функция ρ_{zaa}

$$\rho_{zaa}(n) = R_{zaa}(n) / R_{aa}(0), \quad (2)$$

где $R_{aa}(0) = \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} W(f) \cdot \bar{G}_{AA}(f)$.

Необходимо отметить, что ρ_{zaa} изображается с учетом неравенства $0 < n < 1023$.

При работе 2034 в режиме синхронного усреднения формула для усреднения автокорреляционной функции имеет следующий вид

$$R_{zaa} = F^{-1} [|G_A(f)|^2], \quad (3)$$

$0 < n < N-1; \quad N = 4096; \quad a(n) = 0$
для $N/2 < n < N-1$.

На экране ЭЛТ 2034 изображается нормированная автокорреляционная функция $\rho_{zaa}(n)$ для $0 < n < 2048$. Изображению на экране ЭЛТ 2034 подлежит: действительная часть, мнимая часть, модуль, фаза.

При работе 2034 в режиме усреднения спектральных данных функция взаимной корреляции дается выражением

$$R_{zab}(n) = F^{-1} [W(f) \cdot \bar{G}_{AB}(f)], \quad (4)$$

$0 < n < N-1; \quad 0 < f < N-1; \quad N = 2048$.

Также на экране изображается нормированная функция корреляции

$$\rho_{zab}(n) = \frac{R_{zab}(n)}{\sqrt{R_{aa}(0) \cdot R_{bb}(0)}}, \quad (5)$$

где $R_{aa}(0) = \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} W(f) \cdot \bar{G}_{AA}(f)$,

$R_{bb}(0) = \frac{1}{N} \sum_{f=0}^{N-1} W(f) \cdot \bar{G}_{BB}(f)$.

Функция когерентности определяется путем деления возведенного в квадрат взаимного спектра на произведение собственных спектров

$$\gamma^2_{AB}(f) = \frac{|G_{AB}(f)|^2}{\bar{G}_{AA}(f) \cdot \bar{G}_{BB}(f)} \quad (6)$$

где $\bar{G}_{AA}(f)$ – собственный спектр канала А анализатора спектра 2034 (на экране ЭЛТ 2034 изображается для $0 < f < 800$). При этом учитываемые единицы относятся к СКЗ, мощности, спектральной плотности мощности; $\bar{G}_{BB}(f)$ – собственный спектр канала В анализатора (аналогично каналу А).

Функция когерентности $\gamma^2(f)$ отображает на шкале от 0 до 1 количественную меру присущей отдельным значениям частоты степени линейной зависимости между двумя процессами (сигналами) $a(t)$ и $b(t)$. Свойства функции когерентности аналогичны свойствам коэффициента корреляции после возведения в квадрат. Сигнал регистрируется одновременно в вертикальном, продольном и поперечном (осевом) направлениях. В качестве объекта исследований был выбран крановый электродвигатель типа *MTF* ($n_{дв} = 855 \text{ мин}^{-1}$) с подшипниками качения средней серии типа 309. Расчетные частоты этого подшипника: f_p – частота вращения ротора, $f_p = 14,25 \text{ Гц}$; $f_{сеп}$ – частота вращения сепаратора, $f_{сеп} = 5,6 \text{ Гц}$; $f_{т.к}$ – частота вращения тел качения, $f_{т.к} = 31,1 \text{ Гц}$; f_n – частота мелькания тел качения по наружному кольцу, $f_n = 40,4 \text{ Гц}$; f_b – частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу, $f_b = 59,4 \text{ Гц}$. Измерение виброскорости проводились на корпусах обоих подшипников при вращении ротора электродвигателя по часовой и против часовой стрелки. Исследована партия электродвигателей с исправными и неисправными подшипниками, поломка которых произошла за несколько минут до разрушения (исследования проводились на реальных объектах).

Проведенные исследования на объекте позволили проследить зарождение и развитие неисправностей в подшипниках качения. Были получены спектры вибрации корпусов бездефектных подшипников. Затем нормировались уровни выделенных частотных составляющих и определялась мощность поло-

совых участков спектра, где находились диагностические признаки. Самым информативным оказался низкочастотный диапазон (до 100 Гц). В этом частотном диапазоне спектра явно выражены амплитуды роторных гармоник (частоты, кратные частоте вращения ротора: $f_p = 14 \text{ Гц}$, 28 Гц , 42 Гц , $56 \text{ Гц} \dots$). Присутствуют частоты: тел качения, $f_{т.к} = 31 \text{ Гц}$; мелькания тел качения по наружному кольцу, $f_n = 40,5 \text{ Гц}$; мелькания тел качения по внутреннему кольцу, $f_b = 60 \text{ Гц}$ (рис. 1).

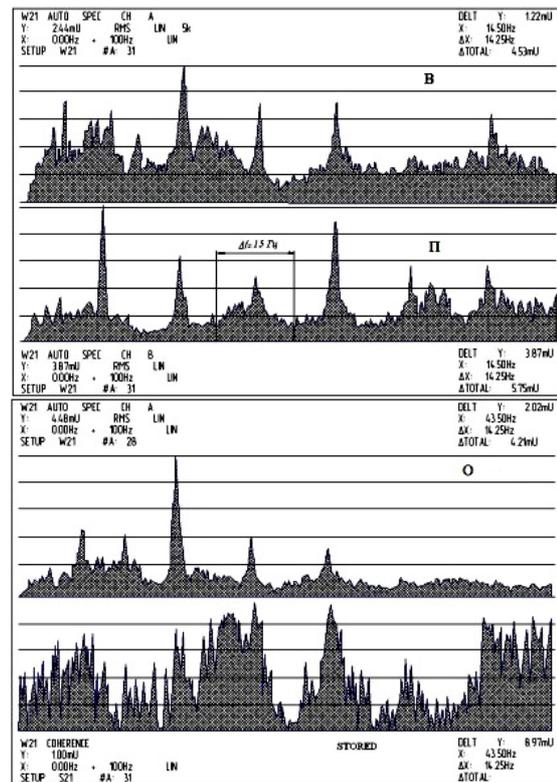


Рис. 1. Спектр виброскорости корпуса бездефектного подшипника (три направления и функция когерентности)

Обнаруженные частоты спектра хорошо согласуются с расчетными значениями. Следует отметить, что частотные составляющие, которые определены в спектре, могут значительно отличаться от расчетных из-за флуктуации частоты вращения ротора электродвигателя при разных нагрузках, направлениях вращения ротора, а также из-за разрешающей способности анализатора спектров 2034 в заданном частотном диапазоне.

Из приведенных виброспектров видно, что уровни виброскорости дискретных частотных составляющих не превышают 2,5 мм/с, что соответствует норме [3]. Распределение роторных гармоник спектра в вертикальном и осевом направлениях носит экспоненци-

альный убывающий характер. В осевом направлении преобладает вторая роторная гармоника, что свидетельствует о двоякой жесткости ротора. Приведенная функция когерентности свидетельствует, что вибрационные спектры в окрестности третьей роторной гармоники сильно когерентны, а это является признаком подшипниковых частот. Бездефектное состояние подшипника также подтверждается низким уровнем мощности сигнала (не превышает 4 мм/с) в частотном диапазоне $\Delta f = 15$ Гц с центральной частотой на третьей роторной гармонике $3f_p = 41$ Гц.

Таким образом, получен характерный спектр виброскорости бездефектного подшипника, включающий три роторные гармоники и полосу шириною $\Delta f = 15$ Гц с центром на третьей роторной гармонике $3f_p = 41$ Гц. Уровень первой роторной гармоники виброскорости составляет $V = 2,5$ мм/с, а уровень мощности в полосе частот $\Delta f = 15$ Гц (Δ total на графиках, рис. 1) – 4,5 мм/с.

Следующим этапом исследований являлся отбор спектров с повышенным уровнем вибрации для агрегатов в предаварийном состоянии на различной стадии повреждения подшипника. Такие спектрограммы отбирались по данным замеров, производимых за несколько десятков минут до разрушения подшипника в условиях эксплуатации агрегатов. Момент разрушения не фиксировался, поскольку в этом случае возможно повреждение виброизмерительной аппаратуры.

На рис. 2 представлен вибрационный спектр трех направлений аварийного состояния подшипника (измерения проводились за 15 минут до разрушения). Амплитуды виброскорости характерных подшипниковых частот четко просматриваются и возрастают до уровня 5,6 мм/с. Наличие разрушения в подшипнике характеризуется еще увеличением амплитуды третьей роторной гармоники до величины 11,4 мм/с, что значительно превышает норму [3].

В этом случае происходит сильное возрастание мощности сигнала в частотном диапазоне $\Delta f = 15$ Гц, в окрестности третьей роторной гармоники до величины 30 мм/с. Лифтрация виброспектра (рис. 2) наглядно иллюстрирует и подтверждает наличие явного диагностического признака полностью локализованного на третьей роторной гармонике в частотном диапазоне $\Delta f = 15$ Гц.

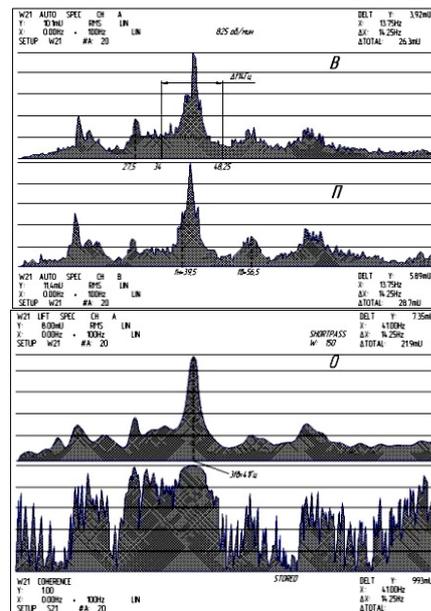


Рис. 2. Спектр виброскорости корпуса подшипника за 15 минут до разрушения (три направления, лифтрация и функция когерентности)

С целью локализации дефекта и исследования влияния разрушения подшипника на виброактивность второго бездефектного подшипника, датчики устанавливались одновременно на двух корпусах подшипников. На рис. 3 представлены виброспектры трех направлений бездефектного (второго) подшипника электродвигателя.

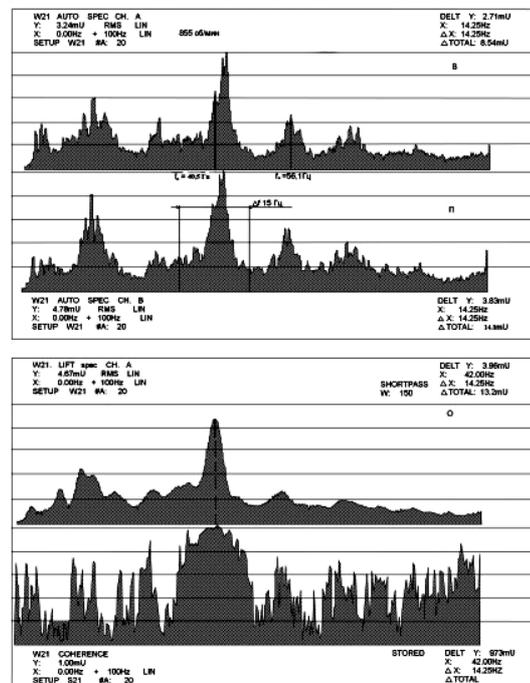


Рис. 3. Спектр виброскорости корпуса второго подшипника за 15 минут до разрушения первого

Из спектров видно, что наличие неисправности в первом подшипнике проявляется и на втором. Уровни виброскорости спектральных составляющих подшипниковых частот меньше, чем в первом подшипнике и соответствуют норме [3]. Однако мощность сигнала в окрестности третьей роторной гармоники в полосе частот $\Delta f = 15$ Гц превышает нормативные уровни и свидетельствует о наличии неисправности.

Диагностическим признаком локализации дефекта является превышение уровня мощности сигнала шума в полосе частот $\Delta f = 15$ Гц с центром $3f_p = 41$ Гц на одном подшипнике по сравнению с другим [4].

Выводы

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Набранный статистический материал позволяет при наличии различных дефектов определить техническое состояние подшипниковых узлов по диагностическому признаку, присущему большинству видов дефектов. Таким диагностическим признаком является рост третьей роторной гармоники вибрационного спектра. Это обусловлено следующими причинами: в этом диапазоне присутствует частота мелькания тел качения, $f_{т.к}$ и частота мелькания по наружному кольцу подшипника, f_n ; здесь происходит явление резонанса для всех видов частот.

2. С целью объединения всех резонансных гармоник в частотном диапазоне $\Delta f = 15$ Гц с центром на $3f_p = 41$ Гц была проведена лифтрация сигнала в пик огибающей сигнала, что наглядно демонстрирует диагностические признаки разрушения подшипника.

3. Необходимо контролировать уровень вибрации одновременно на двух подшипниках, чтобы различить в каком подшипнике происходит разрушение или зарождение неисправности. Диагностическим признаком локализации неисправности является превышение уровня мощности сигнала шума в полосе ча-

стот $\Delta f = 15$ Гц с центром на $3f_p = 41$ Гц на одном подшипнике по сравнению с другим. Если локализация неисправности подшипника не планируется, то для диагностирования достаточно установить вибродатчик на одном из двух подшипников.

Литература

1. Белдай Дж. Применение корреляционного и спектрального анализа / Дж. Белдай, А. Пирсол. – М.: Мир, 1972. – 197 с.
2. Белдай Дж. Измерение и анализ случайных процессов / Дж. Белдай, А. Пирсол. – М.: Мир, 1971. – 408 с.
3. Критерий сбалансированности и нормы вибрации / инструкция VD1 2056. Стандарт ISO 2372. – М.: Стандарт, 1985. – 18 с.
4. Тартаковский Э.Д. Вибрационные исследования подшипников качения в низкочастотном спектре виброакустического сигнала / Э.Д. Тартаковский, А.В. Погребняк, Е.А. Игуменцев / Межвуз. сб. науч. тр. – 1991. – Вып. 16. – С. 70–76.

References

1. Beldaj Dzh., Pirsol A. *Primenenie korrelyatsionnogo i spektralnogo analiza*. Moscow, Mir Publ., 1972. – 197 p.
2. Beldaj Dzh. Pirsol A. *Izmerenie i analiz sluchajnykh processov*. Moscow, Mir Publ., 1971. 408 p.
3. Kriterij sbalansirovannosti i normy vibracii / instrukciya VD1 2056. Standart ISO 2372. – М.: Standart, 1985. 18 p.
4. Tartakovskij E.D., Pogrebnyak A.V., Igumencov E.A. *Vibracionnye issledovaniya podshipnikov kacheniya v nizkochastotnom spektre vibroakusticheskogo signala*. Mezhvuz. sb. nauch. tr. 1991. Vol. 16. pp. 70–76.

Рецензент: Мигаль В.Д., профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 01 октября 2015 г.