

01.02.06

К 614

Контроль
экземпляр
На правах рукописи

Колосова Ольга Петровна

**ВИБРОДИАГНОСТИКА РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ
НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ**

Специальность 01.02.06 -

"Динамика, прочность машин, приборов и аппаратурь"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск 1999

Научный
читальня № 1 зал

Работа выполнена на кафедре "Теоретическая механика" Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент А.М.Захезин.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор С.А.Тимашев,
кандидат технических наук, доцент О.К.Слива.

Ведущее предприятие – ОАО "УралАЗ", г.Миасс.

Защита состоится "___" 1999 г., в ___ ч, на заседании специализированного диссертационного совета Д053.13.01 при Южно-Уральском государственном университете.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю совета по адресу: 454080, г.Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Автореферат разослан "___" 1999 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д053.13.01,
кандидат технических наук, доцент

Р.И. Конопов

В.М.Конопов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Действенным решением проблемы увеличения времени бесперебойной эксплуатации машинного оборудования является внедрение метода обслуживания по техническому состоянию. Одним из наиболее мощных средств его реализации является вибродиагностика, которая обеспечивает обнаружение многих дефектов, позволяет проследить процесс их развития и спрогнозировать время достижения критического состояния. В результате перехода к обслуживанию по техническому состоянию на основе вибродиагностики обеспечивается увеличение производительности оборудования на 1...3% для различных отраслей промышленности; снижение времени простоев из-за поломок на 20...80%; увеличение срока бесперебойной эксплуатации, в частности, для роторных машин в 2..5 раз (согласно данным фирмы *Bucci & Kjaer*).

Значительная часть машинного оборудования содержит роторные системы на подшипниках качения, причем в 40...80% случаев именно их техническое состояние является решающим фактором обеспечения безаварийной эксплуатации. Применяемые в настоящее время методы диагностики роторных систем на подшипниках качения во многих случаях не обеспечивают получение оперативной и достоверной информации о таких дефектах, как локальные повреждения дорожек подшипника и геометрические дефекты типа дисбаланса ротора, несоосности валов. Поэтому разработка новых простых и эффективных методов вибродиагностики роторных систем на подшипниках качения является весьма актуальной проблемой.

Цель диссертации состоит в разработке более эффективного по сравнению с существующими метода вибродиагностики роторной системы на подшипниках качения в режиме эксплуатации применительно к наиболее распространенным видам дефектов (геометрические дефекты типа дисбаланса, несоосности и локальные повреждения дорожек подшипника). Метод основан на применении диагностической модели, позволяющей определить параметры технического состояния роторной системы на подшипниках качения по экспериментальным характеристикам вибраций.

Научная новизна диссертации заключается в следующем:

1. Разработан метод вибродиагностики роторной системы на подшипниках качения в режиме эксплуатации, который в отличие от существующих предназначен не только для анализа влияния дефектов на характеристики вибраций, но и для решения обратной задачи: оценки параметров тече-

ского состояния по результатам измерения вибраций и разделения влияния различных дефектов на вибросигналы.

2. Разработанная нелинейная диагностическая модель роторной системы на подшипниках качения позволяет по результатам измерения вибраций получить зависимость силового возбуждения, вызванного геометрическими дефектами, и кинематического возбуждения от технологических погрешностей и эксплуатационных повреждений дорожек подшипника качения, что разделяет данные дефекты и существенно упрощает их диагностику.

3. На основе предложенного метода с помощью разработанной модели выявлены новые более чувствительные по сравнению с традиционными симптомы локальных дефектов поверхностей дорожек подшипника качения.

4. Предложен ряд усовершенствований в области обработки вибродиагностической информации (применительно к роторной системе на подшипниках качения) методами частотного и статистического анализа:

- составлена схема алгоритма быстрого преобразования Фурье с двоично-инвертированным входом;
- выбран тип окна взвешивания, наиболее эффективного для спектрального анализа;
- внесены изменения в алгоритм кепстального анализа, исключающие обнаружение ложных периодичностей в спектре;
- применен сигнал частотной модуляции для более точного определения частоты спектральных компонент;
- предложен анализ виброрезкости, как альтернатива фильтрации в высокочастотной области;
- применены непараметрические критерии оценки стационарности и органичности сигнала.

Практическая значимость работы. Применение предложенного метода вибродиагностики позволяет существенно упростить и автоматизировать процедуру индикации и идентификации основных неисправностей роторных систем на подшипниках качения (геометрических дефектов типа дисбаланса, несоосности и дефектов дорожек подшипника – технологических погрешностей и локальных эксплуатационных повреждений).

Разработанные на основе данного метода средства диагностики – программная реализация диагностической модели роторной системы на подшипниках качения и программный комплекс частотного и статистического анализа сигналов – предназначены для использования в автоматических,

основанных на применении ЭВМ, системах контроля технического состояния машинного оборудования, а также для лабораторных исследований вибраций различных машин в целях поиска новых симптомов неисправностей.

Достоверность полученных результатов оценивается путем сопоставления результатов расчета и эксперимента, выполненного на лабораторной установке. Разработанные программные средства – комплекс частотного и статистического анализа и реализация диагностической модели – проверены на тестовых сигналах.

Реализация работы. Полученные результаты применяются в научно-исследовательской работе и практической деятельности вузовско-академической лаборатории "Диагностика машин" Южно-Уральского государственного университета, при разработке систем контроля технического состояния машинного оборудования на промышленных объектах: ПО Сибтяжмаш, "Ижорский завод", Пермская бумажная фабрика.

Программный комплекс частотного и статистического анализа сигналов применялся в Городской клинической больнице №1 г. Челябинска для анализа данных реографии и электроэнцефалографии.

Апробации работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на международных и всероссийских конференциях: Приватна национална конференция "Тъория на механизите и машините" (Болгария, Варна, 1992); Asia-Pacific Vibration Conference (Japan, Kitakyushu, 1993; Malaysia, Kuala Lumpur, 1995; Korea, Seoul, 1997); III Всесоюзная конференция "Вибрация и вибродиагностика. Проблемы стандартизации" (Нижний Новгород, 1991); X Межвузовская школа-семинар "Методы и средства технической диагностики" (Йошкар-Ола, 1992); X Международная школа-семинар "Надежность больших систем" (Екатеринбург, 1995); II и III Научно-техническая конференция "Вибрационные машины и технологии" (Курск, 1995 и 1997), и научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета (Челябинск, 1991–1999).

Публикации. Основное содержание диссертационной работы опубликовано в 10 работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы, включающего 130 наименований; изложена на 150 страницах машинописного текста; содержит 65 рисунков, 27 таблиц, 6 приложений.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ МАШИН И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Применяемые в настоящее время методы вибродиагностики машинного оборудования базируются на фундаментальных работах А.А.Александрова, А.В.Баркова, Ю.Н.Васильева, М.Д.Генкина, В.П.Калявина, А.В.Мозголевского, Э.Л.Мышинского, В.И.Попкова, О.И.Попкова, А.Г.Соколовой, А.К. Явленского, К.Н.Явленского.

Любая методика вибродиагностики основывается на анализе вибросигнала – сигнала виброскорости или виброускорения, снимаемого с датчика, установленного на корпус машины. Существующие системы контроля технического состояния на основе вибродиагностики выносят суждение о присутствии неисправности по наличию и степени проявления ее симптома, выявленного на стадии разработки. Симптомом является определенное изменение информативной характеристики вибросигнала при появлении и развитии дефекта.

После изучения имеющейся литературы по вибродиагностике докторантам был составлен словарь известных симптомов большого числа дефектов машин и механизмов.

Для каждого симптома определяются допустимое значение (граница исправного и дефектного состояния) и предельное значение (граница дефектного и аварийного состояния) информативной характеристики. Эти значения назначаются согласно опыту эксплуатации машины. Таким образом, можно говорить об эмпирическом подходе к контролю технического состояния.

Машины и механизмы, включающие в себя роторные системы на подшипниках качения, широко применяются в технике и отличаются большим многообразием. Основными дефектами роторной системы на подшипниках качения являются геометрические неисправности типа дисбаланса, несоосности и дефекты контактирующих поверхностей подшипников качения, 90% которых приходится на повреждения поверхностей дорожек качения внешнего и внутреннего колец.

Согласно эмпирическому подходу к проблеме вибродиагностики выявляются симптомы этих неисправностей и, в дальнейшем, состояние машины оценивается по значению симптомов. Например, симптомом дисбаланса является рост компонент спектра на частоте вращения, симптомом дефекта подшипника – увеличение компонент в высокочастотной области спектра в районе одной из собственных частот роторной системы.

Для разработки и внедрения эмпирической системы контроля технического состояния на основе вибродиагностики не нужно проводить никаких дополнительных исследований объекта диагностирования. Тем не менее, закономерно появление другого подхода, который может быть назван феноменологическим и направлен на создание диагностической модели машины, связывающей параметры технического состояния машины с вибросигналом или его характеристиками.

Решение задачи контроля технического состояния объекта диагностирования на основе данного подхода ведется следующим образом:

1. Построение системы:

- выявляются параметры состояния машины, являющиеся источниками возбуждения вибраций;
- разрабатывается диагностическая модель машины, позволяющая по измеренному вибросигналу определить источники возбуждения вибраций.

2. Индикация и идентификация неисправности: по измеренному вибросигналу с помощью диагностической модели определяется значение параметра состояния, по которому можно вынести решение о техническом состоянии машины.

Таким образом, феноменологическая система вибродиагностики работает не столько с различными представлениями вибросигнала и симптомами неисправностей, сколько с параметрами состояния машины, определяющими этот вибросигнал и позволяющими оценить степень развития дефекта. Сложность разработки такой системы делает оправданным ее внедрение в двух основных случаях: во-первых, для уникального оборудования с высокими требованиями по надежности, аварийные состояния которого являются недопустимыми; во-вторых, для механизмов, имеющих широкое распространение, в частности, для роторных систем на подшипниках качения.

Хотя во многих публикациях предлагаются математические модели объектов диагностирования, их применение сводится только к поиску симптомов неисправностей и, иногда, к определению их допустимых и предельных значений. Кроме того, большинство предлагаемых моделей объектов диагностирования являются линейными, что позволяет использовать хорошо разработанные в настоящее время методы разделения входных воздействий по одному выходу такие, как анализ гармонических рядов спектра, кепстральный анализ, анализ амплитудных огибающих узкополосных сигналов. Однако, применение подобных методик к объектам, обладающим нелиней-

ными свойствами, может привести к невозможности распознавания дефектов по характеристикам вибrosигнала.

В диссертации применительно к одному из самых распространенных в технике и удобных для диагностирования объектов – роторной системе на подшипниках качения – разрабатывается собственно диагностическая модель, позволяющая перейти от анализа вибrosигнала к анализу параметров технического состояния объекта. Учет в модели нелинейных упругих свойств подшипника качения позволяет разделить эффекты воздействий дефектов различной природы.

Для решения поставленной задачи было проведено исследование вибраций роторной системы на подшипниках качения экспериментальными и расчетными методами.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Целью исследования является получение экспериментальных данных для изучения изменений в вибrosигнале при появлении локальных дефектов поверхностей дорожек подшипника, выявления эффективных симптомов данных дефектов, а также проверки адекватности разрабатываемых моделей роторной системы на подшипниках качения.

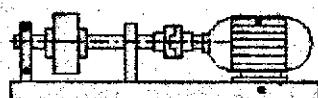


Рис.1. Схема лабораторной установки: * – точки измерения вибраций

(тип 180603 ГОСТ 8882-75). В опорах вращается вал с диском, соединенный муфтой с электродвигателем.

Для изучения вибраций применялась измерительная система, включающая датчик ускорений KD-35, усилитель сигнала Robotron 00 028, осциллограф С1-99, измерительный магнитофон 7001 фирмы Brüel & Kjaer, аналогово-цифровой преобразователь NVL03 и ЭВМ IBM386DX. Магнитограф имеет 4 скорости перемещения ленты и обеспечивает понижение частот.

Экспериментальное исследование вибраций заключалось в измерении виброускорения в вертикальном направлении на корпусе левого подшипника и основании в месте крепления левой опоры для трех случаев технического состояния подшипника качения (исправное, трещина внешнего кольца, выкрашивание дорожек качения) при прочих равных условиях. Кроме того, измерялся отклик системы на ударное воздействие, приложенное к диску, для определения собственных частот системы.

Обработка результатов измерения вибраций осуществлялась с помощью специально разработанного программного комплекса частотного и статистического анализа сигналов, предоставляющий следующие возможности обработки сигналов:

1. Взвешивание во временной области с помощью различных весовых функций: в качестве наиболее эффективных для спектрального анализа выбраны окно \sin^2 и трехчленное окно Блэкмана-Наттолла-Хэрриса, обеспечивающие компромисс между уровнем боковых лепестков и шириной главного лепестка.

2. Частотный анализ:

- вычисление комплексных спектров;
- оценивание спектра мощности методом Уэлча с возможностью изменения параметров усреднения и выбора окна взвешивания;
- определение автокорреляции, комплексных кепстров и кепстров мощности, причем кепстры рекомендуется вычислять по односторонним спектрам, что исключает выявление ложных периодичностей в спектрах, кроме того, кепстры мощности предпочтительнее комплексных кепстротов;
- фильтрация сигнала в полосе частот;
- расчет преобразования Гильберта через аналитический сигнал;
- снятие и анализ амплитудной огибающей узкополосных сигналов;
- вычисление фазовой огибающей и сигнала частотной модуляции, позволяющего более точно определять частоту пиков в спектре через несущую частоту узкополосного сигнала.

3. Численное интегрирование и дифференцирование во временной и частотной области.

4. Статистический анализ сигналов:

- проверка стационарности и эргодичности реализации сигнала с помощью непараметрических критериев серий, ковариант и критерия Уил-

коксона соответственно;

- вычисление моментных характеристик и безразмерных амплитудных дискриминантов, определяемых по центральным моментам плотности распределения мгновенных значений вибrosигнала и равных отношению момента высокого порядка к соответствующей степени дисперсии.
- построение функции и плотности распределения вероятностей.

Анализ Фурье проводится на основе алгоритма быстрого преобразования Фурье Cooley-Tukey по основанию 2. Составлена схема алгоритма с двоично-инвертированным входом, обеспечивающая уменьшение числа операций на $\approx (\frac{3}{4} \dots \frac{3}{2})N$ при вычислении спектров и на $\approx (\frac{9}{4} \dots \frac{9}{2})N$ при вычислении автокорреляции, кепстров и преобразования Гильберта.

Точность вычисления характеристик сигнала определяется форматом представления численных данных при программировании на языке СИ и, так же как и скорость обработки, определяемая характеристиками ЭВМ, соответствует известным мировым аналогам. Разрешающая способность при оценке спектра мощности зависит от применяемого окна взвешивания и для выбранных окон \sin^3 и трехчленное окно Блэкмана-Наттолда-Хэрриса оказывается выше, чем для традиционно применяемых окон Ханна и Хэмминга. В отличие от аналогичных программ, являющихся интерпретаторами командной строки, программный комплекс автоматически вычисляет все специфические характеристики сигналов, применяемые в вибродиагностике.

В процессе обработки результатов измерения вибраций проверка гипотезы стационарности и эргодичности выявила отсутствие свидетельств в пользу тренда и соответствие гипотезе эргодичности при значении коэффициента частотного преобразования 2.5.

Исследование вибrosигналов – откликов системы на ударное воздействие – показало, что собственные частоты роторной системы не зависят от технического состояния подшипника качения, что явилось существенным для разработки диагностической модели роторной системы.

3. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Вопросы динамики роторных систем на подшипниках качения основаны на фундаментальных работах в области динамики, надежности машин и теории колебаний В.В.Болотина, В.А.Светлицкого, Я.Г.Пановко, В.Л.Бидермана и рассматриваются В.Б.Бальмонтом, А.Н.Бурнистровым,

М.А.Галаховым, В.Ф.Журавлевым, М.П.Ковалевым, Г.С.Масловым,
М.З.Народецким, С.В.Пинегиным, К.М.Рагульским, А.К.Яленским,
К.Н.Яленским, П.И.Ящерицыным.

Расчетными методами требовалось определить частоты проявления локальных повреждений поверхностей дорожек подшипника качения, что необходимо для назначения частотного диапазона экспериментальных исследований вибраций. Появление и развитие данного типа неисправностей приводит к ударному взаимодействию тел и дорожек качения и вызывает появление в вибросигнале колебаний на собственных модах. Наибольшие амплитуды будут иметь моды с наибольшими перемещениями колец подшипника качения, особенно те, у которых перемещения внешнего и внутреннего кольца имеют противоположный знак. Следовательно, требуется определить собственные частоты и формы колебаний системы, включая низшие моды, характеризующиеся преимущественными перемещениями в подшипнике.

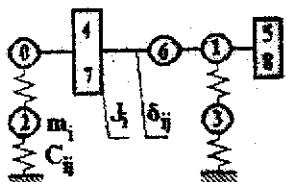


Рис.2. Расчетная схема установки

мешениями колец подшипника качения. Учет большего числа степеней свободы позволяет определить высшие собственные моды системы, которые не попадают в частотный диапазон измерительной системы, следовательно, отсутствуют в измеренном вибросигнале и не могут быть проверены по результатам эксперимента.

Инерционные и жесткостные характеристики лабораторной установки определены расчетными методами. Упругие свойства подшипника качения, если пренебречь прочими факторами, проявляются в контакте тел и дорожек качения, а упругая характеристика подшипника – зависимость сближения колец от нагрузки – имеет, согласно теории контактных деформаций, существенно нелинейный характер. Кроме того, радиальная жесткость подшипника зависит от положения комплекта тел качения относительно направления нагрузки и меняется с частотой мельчания тел качения по неподвижному

(внешнему) кольцу. Таким образом, зависимость между радиальной нагрузкой F_r и сближением колец подшипника y имеет вид

$$F_r = C_b \cdot [\cos(\phi)^{5/2} + \cos(\phi - \gamma)^{5/2} + \cos(\phi + \gamma)^{5/2}] \cdot y^{3/2} = \\ = C_b \cdot c(\phi) \cdot y^{3/2} = C_r(\phi) \cdot y^{3/2}, \quad (1)$$

где C_b – коэффициент упругой характеристики контакта тел и дорожек подшипника качения;

C_r – радиальная жесткость подшипника;

ϕ – угол поворота сепаратора, меняющийся в пределах $-\gamma/2 \dots +\gamma/2$;

γ – угловой шаг сепаратора, для подшипника 180603 равный $\pi/3$.

После линеаризации упругой характеристики подшипника в соответствии с условиями проведения эксперимента определены собственные частоты и формы свободных колебаний. Сопоставление результатов расчета и эксперимента показало удовлетворительную точность определения собственных частот системы с помощью предложенной расчетной схемы.

Наибольший интерес для целей вибродиагностики подшипника левой опоры представляют 7-я и 9-я моды, характеризующиеся наибольшими перемещениями колец подшипника левой опоры, причем у последней перемещения внешнего и внутреннего колец имеют разный знак.

Источники возбуждения вибраций роторной системы на подшипниках качения могут быть разделены на две основные группы. К первой относится силовое возбуждение, внешнее по отношению к подшипнику качения. Причинами силового возбуждения являются конструктивные особенности роторной системы и машины в целом, неточности изготовления и монтажа типа дисбаланса и несоосности, а также эксплуатационные дефекты системы, например, изгиб вала, ослабление связей, нарушение режима смазки и так далее. Применительно к лабораторной установке, закон силового возбуждения $F(t)$ выражается гармоническим рядом частоты вращения ротора. Вторая группа представляет собой внутренние источники возбуждения колебаний в подшипнике качения – нерегулярности дорожек качения, имеющие как технологический (овальность, гранность, шероховатость), так и эксплуатационный характер (трещины и выкрашивание поверхности). Данный тип возбуждения $\xi(t)$ может считаться условно кинематическим, поскольку зави-

сит не только от отклонения формы дорожек качения от идеальной, но и от жесткости в контакте тел и дорожек качения.

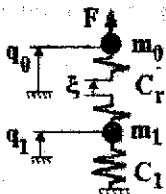


Рис.3. Модель роторной системы с двумя степенями свободы

Поскольку в области высоких частот влияние нелинейности упругой характеристики подшипника становится значительным, для целей диагностики локальных дефектов дорожек подшипника предлагается модель с двумя степенями свободы (рис.3), учитывающая нелинейные упругие свойства подшипника и наличие силового и кинематического возбуждения. Уравнения движения для показанной на рис.3 схемы имеют вид:

$$m_0 \ddot{q}_0 + C_g \cdot c(\phi) \cdot (q_0 - q_1 - \xi(t))^{3/2} = F(t), \quad (2)$$

$$m_1 \ddot{q}_1 - C_g \cdot c(\phi) \cdot (q_0 - q_1 - \xi(t))^{3/2} + C_1 \cdot q_1 = 0,$$

где q_0, q_1 – обобщенные координаты системы: смещения шейки вала с внутренним кольцом подшипника и корпуса подшипника с его внешним кольцом соответственно;

m_0, m_1 – инерционные параметры;

C_1 – жесткость корпуса опоры;

F – вынуждающая сила;

ξ – суммарные неровности дорожек качения подшипника.

Параметры предложенной модели – инерционные m_0 и m_1 и жесткостный C_1 – должны быть определены следующим образом:

- радиальная жесткость подшипника C_g , с помощью которой можно затем учесть нелинейность системы, принимается равной расчетному линеаризованному значению;
- за исходные данные берутся экспериментальные (или расчетные при отсутствии экспериментальных данных) значения собственных частот и коэффициент собственной формы, соответствующей наибольшему проявлению локального дефекта дорожек подшипника;
- искомые значения параметров m_0 , m_1 и C_1 находятся из системы уравнений динамического равновесия масс в положении амплитудных отклонений,

обеспечивающей равенство расчетных значений собственных частот и коэффициента собственной формы исходным данным.

Таким способом может быть построена модель реальной роторной системы на подшипниках качения для решения задачи вибродиагностики локальных повреждений дорожек подшипника. Поскольку собственные частоты системы не зависят от технического состояния подшипника качения, динамические свойства самой механической системы ротор-опоры-корпус, а следовательно параметры модели, считаются независимыми от наличия и степени развития дефекта.

4. РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ВИБРОДИАГНОСТИКИ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

В случае появления локального дефекта на поверхностях контакта подшипника (как правило, внешняя или внутренняя дорожка), взаимодействие дефектных поверхностей приобретает ударный характер. И в вибросигнале, измеренном на корпусе подшипника, появляются колебания на собственных частотах роторной системы. Традиционным симптомом такого дефекта является пик-фактор - отношение максимального значения сигнала к его среднему квадратичному значению. Значение пик-фактора изменяется от ≈ 3 при исправном состоянии подшипника до ≈ 10 при появлении локального дефекта поверхности дорожки качения.

А.М.Захаровым была предложена идея использования в качестве симптома повреждения поверхностей подшипника безразмерных амплитудных дискриминантов высоких четных порядков, например 6-го D_6 и 8-го D_8 , которые представляют собой компромисс между чувствительностью к появлению дефекта и объемом вычислений.

В процессе обработки результатов эксперимента установлено, что на появление локального дефекта подшипника качения безразмерные амплитудные дискриминанты высоких четных порядков реагируют раньше и в значительно большей степени, чем пик-фактор. Кроме того, при использовании дискриминантов исключается появление ложных сигналов тревоги.

Наибольшее повышение информативности безразмерных амплитудных дискриминантов было достигнуто путем фильтрации в $1/3$ -октавной полосе собственной частоты системы или вычислением их по виброрезонсности - третьей производной вибросмещения. Результаты изучения изменения амплитудных дискриминантов при появлении трещины внешнего кольца подшип-

ника качения в виде отношения значений дискриминантов для дефектного и исправного состояния подшипника приведены в таблице.

Таблица

Тип сигнала	Пик-Ф.	D ₄	D ₆	D ₈
Широкополосный сигнал виброускорения	2	2	10	100
Узкополосный сигнал виброускорения	4.5	10	170	3000
Широкополосный сигнал виброрезкости	4	10	150	2500

Применение традиционных методик вибродиагностики, основанных на линейной диагностической модели и заключающихся в анализе изменений частотных характеристик вибrosигнала при появлении дефектов поверхностей подшипника качения, показало:

- невозможность индикации дефекта по спектру, то есть неэффективность спектра, как средства диагностики;
- одинаковые возможности индикации и локализации дефекта при использовании традиционных характеристик: спектра амплитудной огибающей узкополосного сигнала виброускорения в районе собственной частоты роторной системы, кепстра мощности широкополосного сигнала виброускорения, и предложенной характеристики – спектра амплитудной огибающей широкополосного сигнала виброрезкости, преимуществом которой является меньший объем вычислений;
- сложности при идентификации вида дефекта (трещина, выкрашивание) и оценке степени его развития при использовании данных характеристик вибrosигнала.

Таким образом, нелинейность подшипника качения как упругого элемента приводит к значительным затруднениям при использовании линейных моделей и традиционных методов оценки различных входных воздействий по одному выходному сигналу, такие как анализ гармонических рядов спектра, кепстральный анализ, анализ огибающих. Поэтому для целей диагностики локальных дефектов дорожек подшипника используется разработанная в главе 3 модель роторной системы с двумя степенями свободы, учитывающая нелинейные упругие свойства подшипника (рис.3).

При появлении и развитии дефектов изменяются входные воздействия – характеристики силового и кинематического возбуждения, которые принимаются за параметры технического состояния системы. Таким образом, за-

дача идентификации дефектов заключается в разделении и вычислении соответствующих двух входных воздействий – вынуждающих сил, источниками которых являются геометрические дефекты типа дисбаланса, несоосности, и суммарных неровностей поверхностей дорожек качения.

Если входные воздействия на систему $F(t)$ и $\xi(t)$ известны, то с помощью уравнений (2) можно получить закон движения системы $q_0(t)$ и $q_1(t)$. Задача диагностики представляет собой обратную задачу и заключается в оценке входных воздействий по измеренным дискретным конечным временным реализациям выходных сигналов.

Зависимость вынуждающей силы, приведенной к левой опоре роторной системы, от времени имеет следующий вид:

$$F(t) = m_0 \cdot q_0 + m_1 \cdot q_1 + C_1 \cdot q_1 . \quad (3)$$

Зависимость суммарной неровности дорожек подшипника от времени описывается выражением

$$\xi(t) = q_0 - q_1 - 3 \sqrt{\frac{(m_1 \cdot q_1 + C_1 \cdot q_1)^2}{C_6 \cdot c(\phi(t))}} . \quad (4)$$

В качестве диагностической модели роторной системы для вибродиагно-

стики роторной системы на подшипниках качения предлагается показанная на рис.4 нелинейная система с двумя входными и двумя выходными процессами. Решение задачи диагностики с помощью этой модели проводится в следующем порядке:

1. Измерение двух сигналов виброускорения в вертикальном

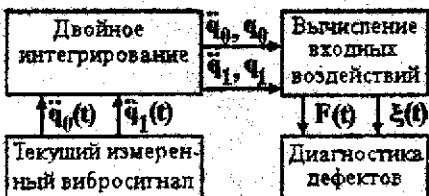


Рис.4. Диагностическая модель с двумя входами и выходами

направлении на корпусе подшипника и на основании.

2. Получение по сигналам виброускорения сигналов вибросмещения.
3. Вычисление входных воздействий – зависимостей вынуждающей силы $F(t)$ и неровностей дорожек подшипника $\xi(t)$ от времени – по выходным сигналам виброускорений и смещений по формулам (3) и (4).
4. Дальнейший частотный и статистический анализ сигналов $F(t)$ и $\xi(t)$ позволяет идентифицировать дефект и вынести решения о техническом со-

стояния роторной системы.

Для реализации этого алгоритма в программный комплекс частотного и статистического анализа выбросигналов был включен модуль, выполняющий все указанные выше вычисления.

Обработка с помощью построенной модели результатов измерения вибраций лабораторной установки для трех случаев технического состояния подшипника качения (исправного, с трещиной внешнего кольца, с выкрашиванием поверхностей дорожек) при прочих одинаковых условиях показала:

1. Входное силовое воздействие от внешних дефектов системы в низкочастотной области практически одинаково для всех случаев, что соответствует действительности.

2. В высокочастотной части спектра для исправного подшипника компоненты отсутствуют. Для дефектных состояний, вызывающих ударное взаимодействие поверхностей подшипника, – трещины кольца и выкрашивания дорожек – в спектрах вынуждающих сил появляются слабые, но хорошо заметные пики на собственной частоте роторной системы $\approx 5400\text{Гц}$, характеризующейся преимущественными смещениями внешнего и внутреннего колец подшипника.

3. Суммарные неровности поверхностей дорожек качения в случае исправного и поврежденного подшипника существенно отличаются:

- при наличии трещины внешнего кольца – в сигнале $\xi(t)$ появляются импульсы с частотой прохождения трещины телами качения, плотность распределения вероятности значений амплитудной огибающей неровностей становится двухмодальной, спектры неровностей отличаются ростом компонент на частоте попадания дефекта в зону контакта – частоте мельжания шариков по внешнему кольцу;
- при развитом выкрашивании поверхностей дорожек наблюдается расширение плотности распределения вероятности значений амплитудной огибающей и появление в спектре большого числа высших гармоник некруглостей внешней и внутренней дорожки.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан метод вибродиагностики роторной системы на подшипниках качения в режиме эксплуатации, который в отличие от существующих предназначен не только для анализа влияния дефектов на характеристики вибраций, но и для решения обратной задачи: оценки параметров техниче-

ского состояния по результатам измерения вибраций и разделения влияния разных дефектов на вибросигналы. Данный метод обеспечивает большую достоверность по сравнению с традиционными методами при идентификации геометрических дефектов типа дисбаланса, несоосности и неисправностей поверхностей дорожек подшипника качения.

2. Параметры технического состояния (зависимость силового возбуждения, вызванного геометрическими дефектами, и кинематического возбуждения от повреждений дорожек подшипника качения), определяемые по результатам измерения вибраций с помощью построенной и программно реализованной нелинейной диагностической модели, существенно упрощают диагностику рассматриваемых дефектов роторной системы по сравнению с диагностикой по характеристикам вибросигнала.

3. Адекватность диагностической модели подтверждена результатами измерения вибраций на специально сконструированной лабораторной установке при различном техническом состоянии подшипника качения (исправное, с трещиной внешнего кольца, с выкрашиванием дорожек).

4. Специализированный, использующий ряд усовершенствований алгоритмов анализа программный комплекс частотного и статистического анализа вибросигналов обеспечивает автоматизацию процесса сбора и обработки вибродиагностической информации, удовлетворяя требованиям к точности, разрешающей способности и скорости обработки.

5. Составлен словарь известных симптомов большого числа дефектов различных типов машин и механизмов.

6. На основе предложенного метода с помощью разработанной модели и программного комплекса частотного и статистического анализа сигналов выявлены новые более чувствительные по сравнению с традиционными симптомы локальных дефектов поверхностей дорожек подшипника качения.

7. Разработанная диагностическая модель, выявленные симптомы неисправностей и программное обеспечение используются для создания систем контроля технического состояния машинного оборудования на промышленных объектах: ПО Сибтяжмаш, ПО "Ижорский завод", Пермская бумажная фабрика.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Захезин А.М., Юшина О.П., Афанасьев Ю.А. Вычислительный комплекс частотного анализа и мониторизации технического состояния механизма поворота экскаватора ЭКТ-20 // Тезисы докладов III Всесоюзной конференции "Вибрация и вибродиагностика. Проблемы стандартизации".

- Нижний Новгород: ВНИИНМАШ, 1991. - С.49-51.
2. Захезин А.М., Юшина О.П. Диагностирование виброакустическим методом и мониторизация параметров технического состояния механизма поворота экскаватора ЭКТ-20 // Тезисы докладов X Межвузовской школы-семинара "Методы и средства технической диагностики". - Йошкар-Ола, 1992. - С.17.
3. Захезин А.М., Юшина О.П. Идентификация дефектов с использованием системы MATLAB// Сборник докладов Пръвата национална конференция "Тъория на механизмите и машините". - Варна (Болгария), 1992. - С.102.
4. Yushina O. Fault Diagnostics of Rolling Element Bearings // Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference'93. - Kitakyushu, Japan, 1993. - P.1786-1789.
5. Юшина О.П. Феноменологический подход к проблеме контроля технического состояния подшипников качения // Сборник докладов и материалов II научно-технической конференции "Вибрационные машины и технологии". - Курск: КГТУ, 1995. - С.65-70.
6. Юшина О.П., Маскаев А.В. Изучение вибраций подшипника качения в целях выявления симптомов неисправностей // Сборник докладов и материалов II научно-технической конференции "Вибрационные машины и технологии". - Курск: КГТУ, 1995. - С.70-73.
7. Yushina O. Computer Programme for Frequency and Statistical Analysis of Signals // Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference'95. - Kuala Lumpur, Malaysia, 1995. - P.623-628.
8. Yushina O., Zakhezin A.M. The Phenomenological Approach to Rolling Element Bearings Diagnostics // Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference'95. - Kuala Lumpur, Malaysia, 1995. - P.769-774
9. Kolossova O. Non-linear Diagnostical Model of a Rotor System on Rolling Element Bearings // Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference'95. - Kyongju, Korea, 1997. - P.650-653.
10. Колосова О.П. Диагностическая модель роторной системы на подшипниках качения // Сборник докладов и материалов III научно-технической конференции "Вибрационные машины и технологии". - Курск: КГТУ, 1997. - С.70-73.


Издательство Южно-Уральского государственного университета

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 20.08.99. Формат 60×84 1/16.
Печать офсетная. Усл.печ.л. 0,93. Уч.-изд. л. 0,90. Тираж 80 экз. Заказ 237/324.

УОП Издательства. 454080. г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.