

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Синицин Владимир Владимирович

АЛГОРИТМЫ ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ  
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ И ЗУБЧАТЫХ  
ПЕРЕДАЧ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ АСУ ТП

Специальность 05.13.01 – системный анализ, управление и обработка  
информации (промышленность)

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук,  
профессор Шестаков А.Л.

Челябинск – 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ . . . . .	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХА- НИЗМОВ АСУ ТП . . . . .	12
1.1. Стратегии технического обслуживания . . . . .	12
1.2. Методы оценки технического состояния АСУ ТП . . . . .	13
1.3. Вибрационный анализ . . . . .	16
ГЛАВА 2. МЕТОД ПОЛУЧЕНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ ИНФОРМАЦИИ С ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ВАЛА . . . . .	30
2.1. Динамическая модель акселерометра на вращающемся валу	30
2.2. Метод декомпозиции полученной информации . . . . .	38
2.3. Метод определения мгновенного угла поворота . . . . .	44
2.4. Конструкция датчика ускорений . . . . .	56
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2 . . . . .	59
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ ДАТЧИ- КА УСКОРЕНИЙ . . . . .	61
3.1. Прототип датчика и машина-симулятор дефектов . . . . .	61
3.2. Собственные частоты колебаний механической системы . .	65
3.3. Виброакустические сигналы вала и опоры . . . . .	73
3.4. Определение частоты вращения вала . . . . .	76
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3 . . . . .	79
ГЛАВА 4. ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКА УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ДИАГНО- СТИКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ . . . . .	81
4.1. Диагностические модели виброакустических сигналов . . .	81
4.2. Диагностика дефектов подшипников качения . . . . .	84
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4 . . . . .	112

ГЛАВА 5. ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКА УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ДЕФЕКТОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕХАНИЗМОВ	113
5.1. Диагностические модели виброакустических сигналов зубчатых передач	113
5.2. Диагностика дефектов конической зубчатой передачи	119
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5	131
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	132
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	134
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Акт о внедрении результатов диссертационного исследования	154
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Патент на полезную модель №142934	155

## ВВЕДЕНИЕ

Затраты на ремонт и техническое обслуживание промышленного оборудования составляют одну из наиболее важных статей расходов на предприятиях, которая оказывает существенное влияние на себестоимость продукции. В соответствии с отчетом “Затраты и преимущества расширенного технического обслуживания в производстве” (2018) национального института стандартов и технологий США, в зависимости от масштаба предприятия и отрасли производства затраты на ремонт и техническое обслуживание могут составлять от 10 до 40%. В свою очередь, тенденции Индустрии 4.0 и Фабрик Будущего (Factory of the Future - FoF) приводят к интенсивной разработке и применению систем мониторинга состояния и прогнозирования остаточного ресурса промышленного оборудования [10, 152, 83].

Акселерометры, закрепленные на корпусе механизма, служат основным и наиболее распространенным источником информации для диагностики исполнительных механизмов [81, 104]. Акселерометры измеряют линейные ускорения корпуса механизма вдоль своих взаимно-ортогональных осей чувствительности. Последующая обработка измеренных акселерометрами ускорений позволяет обнаруживать и локализовать разнообразные, в том числе зарождающиеся, дефекты [9, 13, 14, 23]. Тем не менее, для некоторых исполнительных механизмов характерна чрезмерная крутильная вибрация, например, насос с приводом от двигателя или центробежный компрессор с турбинным приводом.

Крутильные колебания несут значительную диагностическую информацию о состоянии механизмов. В частности, крутильные колебания в поршневых машинах указывают на неоднородные входные крутящие моменты от разных цилиндров [39, 96]. Оценка мгновенных угловых скоростей вращения позволяет эффективно извлекать информацию, связанную с локальными дефектами зацепления [56, 106]. Наиболее распространенные методы измерения крутильных вибраций основаны, либо на обработке информации от дорогостоящих торсион-

ных лазерных виброметрах, либо на обработке информации от более дешевых и “массовых” энкодеров. При этом, результаты применения энкодеров и торсионных лазерных виброметров для мониторинга локальных дефектов, как показывают исследования, схожи. Однако, применение энкодера как метод получения диагностической информации сопровождается рядом особенностей, таких как помехи дискретизации и проблема квантования [24], высокие требования к точности энкодера, а также зависимость результатов от метода закрепления энкодера к валу.

Помимо традиционных методов получения диагностической информации с корпуса механизма, а также измерения крутильных колебаний вала механизма предложен метод измерения вибраций вала при помощи закрепленных непосредственно на вращающемся элементе, обычно на валу, механизма акселерометров [34, 51, 74]. Такой подход позволяет получать информацию о движении вала непосредственно с самого вала в широком динамическом диапазоне [28]. В свою очередь, сравнение данных, полученных тангенциально-ориентированным акселерометром с вала и энкодером, во временной и частотных областях показало, что измеренные акселерометром данные менее зашумлены, чем данные от энкодера [28]. Однако, описанные в литературе разнообразные методы и конструкции, содержащие различное число датчиков с различной ориентацией и внутренней структурой (одноосевые, двухосевые), предполагают, прежде всего, обработку не декомпозированных измеренных сигналов. С другой стороны, не декомпозированные сигналы акселерометра на валу в действительности содержат тангенциальное (угловое), центростремительное и линейные ускорения вала. В свою очередь, разнообразные дефекты могут по-разному проявляться не только на различных частотах, но и по измерительным осям. Таким образом, декомпозиция измеряемых сигналов и последующий взаимный анализ декомпозированных сигналов позволит существенно расширить возможности интегрального анализа технического состояния исполнительных механизмов.

В литературе описаны попытки декомпозиции измеренных с вращающе-

гося вала ускорений. Однако для целей “выделения” углового ускорения из не декомпозированного сигнала требуют измерения центростремительного ускорения, что ограничивает допустимую частоту вращения вала, либо требуют установки в геометрическом центре вала, что приводит к существенному ограничению применения метода и усечению возможности получения полезной диагностической информации. Таким образом, актуальным является исследование методов, расширяющих возможности метода получения и обработки вибрационных сигналов непосредственно с вращающегося вала для решения задач системного анализа и диагностики технического состояния механических элементов АСУ ТП.

**Цель работы** – предложить новые алгоритмы обработки информации для оценки технического состояния подшипников качения и зубчатых передач исполнительных механизмов АСУ ТП на основе расширения методов получения комплексной диагностической информации непосредственно с вращающегося вала.

**Задачи исследования**, решенные в соответствии с указанной целью:

- 1) Разработать математическую модель и метод получения высокочувствительной к дефектам диагностической информации о техническом состоянии механических элементов АСУ ТП.
- 2) Разработать метод обработки полученной информации на основе построенной математической модели для декомпозиции полученной информации на координаты движения.
- 3) Разработать методы и алгоритмическое обеспечение для обработки измеренной информации и критериев обнаружения и локализации дефектов в подшипнике качения.
- 4) Разработать метод обработки измеренной информации и критерии обнаружения локального дефекта зубчатой передачи.

- 5) Выполнить экспериментальную оценку применения разработанных методов обработки информации и критериев обнаружения и локализации дефектов.

**Предметом исследования** являются методы и алгоритмы обработки информации для оценки технического состояния механических элементов АСУ ТП.

**Методология и методы исследования** основаны на теории механических колебаний, системного анализа, теории автоматического управления, алгоритмов, цифровой обработки сигналов, а также методах теоретической механики, спектрального анализа сигналов, вычислительной математики, элементов теории планирования эксперимента. Для моделирования и обработки сигналов был применен высокоуровневый язык и интерактивная среда для программирования, численных расчетов и визуализации результатов MATLAB.

**Научная новизна:**

- 1) Создана новая математическая модель получения информации непосредственно с вращающегося вала исполнительного механизма, которая использует мгновенные ускорения закрепленных на валу взаимно-ориентированных акселерометров, позволяющая определить линейные и угловое ускорения вала с учетом его мгновенного угла поворота.
- 2) Разработаны новые метод и критерий, основанные на математической модели получения информации, позволяющие декомпозировать измеренную непосредственно с вращающегося вала информацию на линейные и угловые компоненты. Декомпозиция выполняется через линейную комбинацию и взаимную фильтрацию измеренных ускорений.
- 3) Разработаны новые метод обработки информации и критерий, позволяющие по декомпозированному угловому ускорению обнаруживать дефект в подшипнике качения. Обнаружение дефекта основано на оценке значения

суммы спектральных компонент декомпозированного углового ускорения в области одной из крутильных частот вала.

- 4) Разработаны алгоритмическое обеспечение для обработки информации и критерии, позволяющие по декомпозированным линейным ускорениям локализовать дефект в подшипнике качения. Локализация дефекта основана на совместной оценке амплитуд частотных компонент сигналов, полученных применением метода огибающей в области каждой собственной частоты механизма, выявленной методом ударного отклика, каждого декомпозированного линейного ускорения.
- 5) Разработаны новые методы обработки информации и критерии, позволяющие по декомпозированному угловому ускорению выходного вала обнаруживать локальные дефекты ведущего колеса зубчатой передачи типа “скол” и “поломка” зуба. Обнаружение дефекта основано на оценке значения амплитуд гармоник частоты вращения ведущего колеса в декомпозированном угловом ускорении.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

- 1) Модель датчика, позволяющего получать расширенную, в сравнении с традиционными методами, высокочувствительную к дефектам диагностическую информацию о состоянии узлов механизмов;
- 2) Метод обработки информации, который позволяет декомпозировать измеренные ускорения на угловое и линейные ускорения, а также декомпозировать линейные ускорения на ортогональные оси в поперечном сечении вала, что позволяет повысить достоверность обнаружения и локализации дефектов;
- 3) Метод обработки информации и критерий обнаружения дефекта в подшипнике качения по сигналам декомпозированного углового ускорения;



- 4) Алгоритмическое обеспечение для обработки информации и критерии локализации дефекта в подшипнике качения по сигналам декомпозированных линейных ускорений;
- 5) Метод обработки информации и критерий обнаружения локального дефекта ведущего колеса зубчатой передачи по сигналам декомпозированного углового ускорения.

**Достоверность результатов работы** подтверждена корректной постановкой задачи; взаимным соответствием результатов математического и физического моделирования датчика; экспериментальными результатами обнаружения и локализации дефектов.

**Теоретическая значимость работы** заключается в созданной математической модели получения информации непосредственно с вращающегося вала, которая позволяет определить мгновенные линейные и угловые ускорения вала с учетом его мгновенного угла поворота, в разработанных методе измерения (патент РФ №142934) с вращающегося вала ускорений, в разработанных методе и критерии декомпозиции измеренной информации на угловые и линейные компоненты, а также в разработанных методах и критериях обнаружения и локализации дефектов по декомпозированным угловому и линейным ускорениям.

**Практическая значимость работы** заключается в созданном программно-аппаратном комплексе, в котором реализованы разработанные методы и алгоритмическое обеспечение для обнаружения дефектов механических элементов АСУ ТП. Программно-аппаратный комплекс был внедрен в деятельности ЗАО «Завод Минплита» (г. Челябинск), а также были использованы при выполнении НИР по проекту «Разработка, исследование и реализация алгоритмов обработки данных динамических измерений пространственно-распределенных объектов» (в рамках базовой части государственного задания Минобрнауки РФ, техническое задание 8.9692.2017/8.9 от 17.02.2017).

**Апробация результатов работы.** Основные результаты диссертационной работы были доложены на следующих конференциях и семинарах:

- II международная научно-техническая конференция Пром-Инжиниринг (г. Челябинск, 2016г.);
- 14-й международный семинар по технической диагностике ИМЕКО TC10: новые перспективы в измерениях, инструментах и методах для надежности, ремонтпригодности и безопасности систем (14th IMEKO TC10 Workshop on Technical Diagnostics 2016: New Perspectives in Measurements, Tools and Techniques for Systems Reliability, Maintainability and Safety, г. Милан, Италия, 2016г.);
- 15-й международный семинар по технической диагностике ИМЕКО TC10: техническая диагностика в кибер-физическую эпоху (15th IMEKO TC10 Workshop on Technical Diagnostics 2017: Technical Diagnostics in CyberPhysical Era, г. Будапешт, Венгрия, 2017г.);
- Международная конференция ИМЕКО TC21 – Передовые математические и вычислительные инструменты в метрологии и тестировании (IMEKO TC21 Conference 2017 – Advanced Mathematical and Computational Tools in Metrology and Testing, г. Глазго, Великобритания, 2017г.);
- 1-я IEEE Международная конференция по промышленным кибер-физическим системам (1st IEEE International Conference on Industrial Cyber-Physical Systems, г. Санкт-Петербург, 2018г.);
- XXII Всероссийская научно-техническая конференция по неразрушающему контролю и технической диагностике (г. Москва, 2020г.).

**Публикации результатов работы.** По материалам диссертационной работы опубликовано 10 работ, в том числе 3 в изданиях из перечня ВАК [18, 130,

132], 5 статей в рецензируемых зарубежных изданиях, индексируемых наукометрической базой Scopus [131, 129, 128, 68, 69]. Получен патент на полезную модель [1], копия патента представлена в Приложении Б.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 156 источников. Диссертационная работы изложена на 156 страницах, включая 84 рисунка, 4 таблицы и 2 приложения.

**Соответствие паспорту специальности.** Диссертационная работа соответствует паспорту специальности 05.13.01 “Системный анализ, управление и обработка информации (промышленность)” в следующих областях исследования:

- 1) теоретические основы и методы системного анализа, оптимизации, управления, принятия решений и обработки информации;
- 2) разработка методов и алгоритмов решения задач системного анализа, оптимизации, управления, принятия решений и обработки информации;
- 3) разработка специального математического и алгоритмического обеспечения систем анализа, оптимизации управления, принятия решений и обработки информации.

**Реализация результатов исследования.** Полученные результаты диссертационной работы внедрены в деятельности ЗАО “Завод Минплита”, г. Челябинск. Полученные в работе результаты использованы при выполнении НИР по проекту «Разработка, исследование и реализация алгоритмов обработки данных динамических измерений пространственно-распределенных объектов» (в рамках базовой части государственного задания Минобрнауки РФ, техническое задание 8.9692.2017/8.9 от 17.02.2017).

# ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ АСУ ТП

Существует три наиболее распространенные стратегии технического обслуживания оборудования, в том числе АСУ ТП: наработка на отказ (реактивная), регламентное техническое обслуживание (превентивная), техническое обслуживание по состоянию (предсказательная) [143].

## 1.1 Стратегии технического обслуживания

Реактивная стратегия (наработка на отказ) – традиционная стратегия, где механизмы продолжают работать пока не выйдут из строя. Такой подход обеспечивает механизму наибольшую продолжительность непрерывной работы. Однако, выход из строя может приводить к существенным как прямым и косвенным потерям, так и к катастрофическим ситуациям.

Превентивная стратегия (регламентное обслуживание) – техническое обслуживание, проводимое через равные промежутки времени - интервалы, которые меньше, чем ожидаемое “время отказа”. Традиционно, величина интервала определена таким образом, чтобы в течение его отказывало не более 1-2% механизмов. Такой подход, в соответствии с [99], приводит к тому, что подавляющее большинство механизмов могло бы работать в два-три раза дольше, чем выбранный интервал. Более того, очевидные плюсы такой стратегии, как заблаговременное планирование и снижение катастрофических ситуаций, требуют чрезмерного технического обслуживания, расхода запчастей (огромных затрат) и специализированной рабочей силы [143]. Кроме того, исходя из выше сказанного, такая стратегия не гарантирует отсутствие непредвиденных сбоев.

Предсказательная стратегия (обслуживание по состоянию) – техническое обслуживание, проводимое в оптимальное время и основанное на результатах прогноза отказа машины посредством регулярного мониторинга состояния. Дан-

ная стратегия обладает очевидными плюсами в сравнении с реактивной и превентивной стратегиями, однако требует надежные методы мониторинга состояния, которые способны не только определять текущее техническое состояние, но и проводить оценку остаточного срока полезного использования. В настоящее время, стратегия технического обслуживания по состоянию (Condition-Based maintenance – CBM) признается как наиболее эффективная стратегия для проведения технического обслуживания в самых разнообразных областях промышленности. [114]

## 1.2 Методы оценки технического состояния АСУ ТП

Техническое обслуживание по состоянию основано на способности оценивать текущее и прогнозировать будущее техническое состояние оборудования во время работы. Данный факт накладывает существенные ограничения на возможные применяемые методы так как требует получения информации о состоянии внутренних элементов оборудования, в то время, когда оно работает.

В качестве примера рассмотрена технологическая линия для производства вафель с жировыми начинками, в состав которой, в том числе, входит оборудование для непрерывного приготовления вафельного теста и начинок (рис. 1) [100]. Не вдаваясь в подробности самого технологического процесса, стоит отметить, что качество выпускаемой продукции однозначно зависит от точности обеспечения требуемых параметров, таких как время, температура (печи, охладителя), расход сыпучих и жидких сред, влажности готовой продукции, которые зависят от точности и надежности множества установленных датчиков, таких как датчики температуры, влажности, давления, расхода, уровня и пр. Более того, технологическая линия содержит множество исполнительных механизмов, которые обеспечивают дозирование, гомогенизирование, а также перемещение полуфабрикатов и готовой продукции и т.д. Нарушение технологического процесса в следствие незапланированного выхода из строя одно из аппаратов/узлов/датчиков линии, приводит к экономическим потерям, вызван-

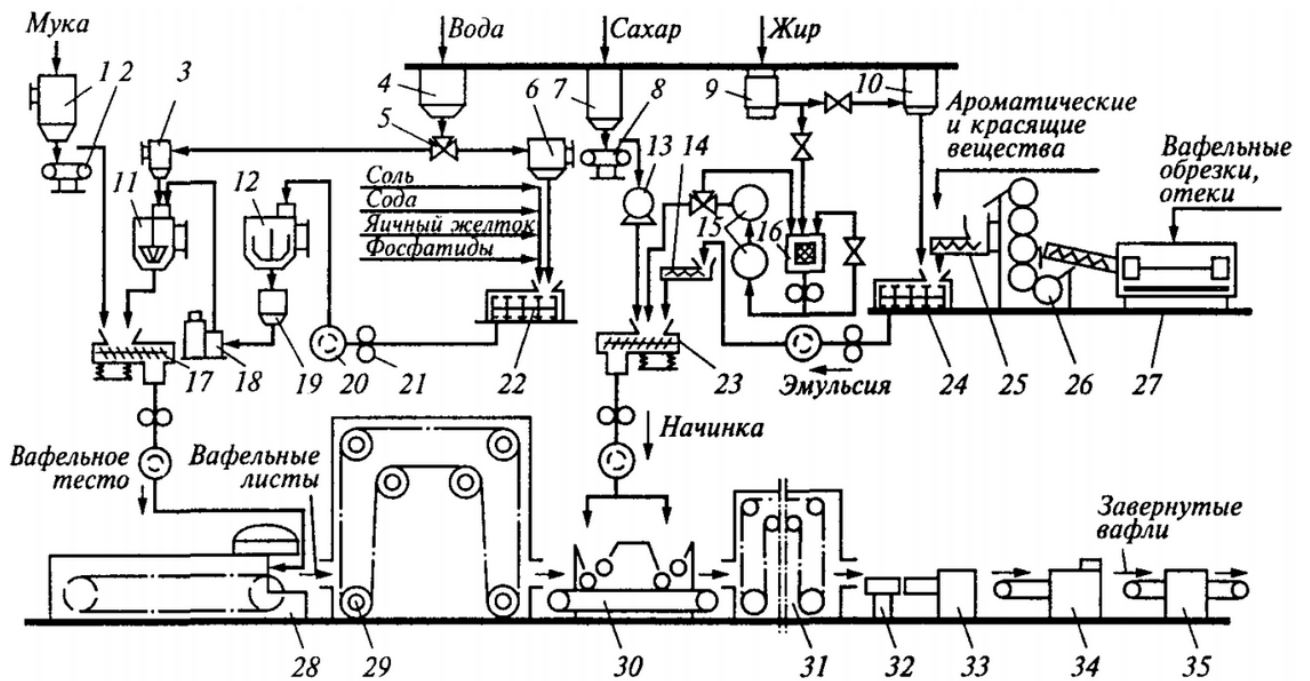


Рис. 1. Машинно-аппаратурная схема линии производства вафель (рисунок из)

- 1 – бункер, 2 – дозатор, 3 – дозатор непрерывного действия,  
 4 – распределительный бак, 5 – кран, 6 – позиционный дозатор, 7 – бункер,  
 8 – дозатор, 9 – temperирующая машина, 10 – дозатор, 11 – гомогенизатор,  
 12 – расходная емкость, 13 – микромельница, 14 – дозатор непрерывного  
 действия, 15 – охладитель, 16 – сетчатый фильтр, 17 – вибрационный  
 смеситель, 18 – плунжерный насос-дозатор, 19 – бачок постоянного уровня,  
 20 – фильтр, 21 – насос, 22 – эмульгатор, 23 – вибросмеситель, 24 – смеситель,  
 25 – шнековый дозатор, 26 – мельница пятиволковая, 27 – меланжер,  
 28 – вафельная печь, 29 – конвейер, 30 – намазывающая машина,  
 31 – охлаждающая аппаратура, 32 – штабелер, 33 – резальная машина,  
 34 – заверточная машина, 35 – заклеивающая машина

ных браком продукции, простоем оборудования, незапланированным ремонтом, штрафными санкциями от потребителей [148]. Таким образом, диагностика технологического процесса и раннее обнаружение потенциальных отказов – актуальная и экономически востребованная задача, различные подходы решения которой описаны, например, в [72, 73, 109, 118, 126, 48].

Помимо диагностики технологического процесса как системы “в целом” актуальна диагностика отдельных элементов системы, таких как элементы контроля и управления процесса, - датчиков и исполнительных механизмов. В свою очередь, диагностика технического состояния исполнительных машин и механизмов АСУ ТП востребована и обширна в том числе, в связи с высокой стоимостью компонентов и колоссальными затратами на ремонт и обслуживание оборудования [141].

Существуют различные методы получения информации о внутреннем состоянии машин и механизмов [64]. Однако, наибольшее распространение имеют методы анализа смазки и вибрации. При этом, вибрационный анализ на сегодняшний день является наиболее распространенным методом мониторинга состояния машин, поскольку он имеет ряд преимуществ по сравнению с другими методами [77]. Он немедленно реагирует на изменения и поэтому может быть применен как для постоянного, так и для периодического мониторинга. Так, при анализе смазки между отбором проб и их анализом часто проходит несколько дней. Также по сравнению с анализом смазки анализ вибрации с большей вероятностью указывает на фактический неисправный компонент, так как многие подшипники, например, будут содержать металлы с одинаковым химическим составом, тогда как только неисправный подшипник будет демонстрировать повышенную вибрацию. Более того, к вибрационным сигналам могут применяться разнообразные методы обработки сигналов, которые позволяют извлекать из шума и других маскирующих сигналов даже очень слабые изменения, связанные с неисправностями [77].

### 1.3 Вибрационный анализ

В процессе превращения энергии источника в работу возникают переменные силы, возбуждающие колебания отдельных частей машины или всей ее конструкции. Конструкция современных машин содержит большое число взаимодействующих элементов таких как вращающиеся валы, зубчатые колеса, вращающиеся электрические поля и т.д. Относительное перемещение таких элементов порождает колебательные процессы на определенной частоте (или частотах), которые усиливаются или изменяются при появлении дефектов. В свою очередь, анализ данных изменений может позволить связать колебательные процессы с дефектами механизма.

Вибрационные процессы, генерируемые машинами и механизмами, условно, могут быть разделены на три диапазона: низкочастотный (0..300 Гц), среднечастотный (0,2..2 кГц) и высокочастотный (1..20 кГц). В свою очередь, для каждого диапазона свойственны свои физическая и диагностическая модели машины и, соответственно, подходы к получению диагностической информации и алгоритмы ее обработки. [11]

Низкочастотная вибрация носит преимущественно гармонический характер, так как одной из характерных причин ее является неуравновешенность вращающихся масс. Наиболее вероятными причинами низкочастотных колебаний являются, в соответствии с [11], неуравновешенность, отклонение от соосности валов, нарушение геометрии узлов, периодические силы, создаваемые рабочим процессом.

Среднечастотные вибрации обычно обусловлены высшими гармониками сил неуравновешенности ротора, обусловленных наличием нелинейных элементов в системе, нарушением геометрии кинематических пар, динамическим взаимодействием элементов машины между собой и с окружающей средой.

Высокочастотные вибрации машин и механизмов представляют собой упругие волны, распространяющиеся по неоднородным конструкциям. Для колеба-



ний этих частот характерным является то, что они несут небольшую часть колебательной энергии всего спектра и при распространении хорошо демпфируются.

Помимо источников вынужденных колебаний в машинах и механизмах возбуждаются колебания на собственных частотах, спектр которых уплотняется с ростом частоты. К источникам колебаний механизма на резонансных частотах относят непериодическое, случайное и импульсное возмущения. [5]

Таким образом, колебательные процессы, порожденные относительными перемещениями большого числа взаимодействующих элементов, усиливаются или изменяются при появлении дефектов. В процессе превращения энергии источника в работу генерируются переменные силы, возбуждающие колебания отдельных частей машины или всей ее конструкции. [8]

Измеренные вибрационные сигналы всегда являются комбинацией влияния источника и тракта передачи. В целом, измерение в одной точке – сумма ответов от нескольких источников. Такая система известна как система с несколькими входами и несколькими выходами (a multiple input, multiple output – МИМО). [114] При этом, довольно часто изменение состояния механизма является результатом изменения в источнике, такого как увеличение силы дисбаланса или изменение силы между зубчатыми колесами. С другой стороны, другие типы неисправностей могут, прежде всего, привести к изменениям структурного отклика, таким как развивающаяся трещина в корпусе машины. Иногда эти два эффекта соединяются друг с другом, причем изменение структурной реакции приводит к изменению функции воздействия. [114] В свою очередь, проблема определения того, является ли изменение в ответном сигнале следствием изменения в источнике или в тракте передачи, является одним из примеров более общей проблемы «слепого разделения источников» (Blind Source Separation – BSS) и связанной темы «Идентификация слепой системы». [114] Таким образом, методы получения и обработки диагностических сигналов влияют на возможность обнаружения и локализации дефектов.

### 1.3.1 Методы измерения и обработки линейных колебаний

Существуют преобразователи для измерения всех трех параметров, в которых может быть выражена “линейная вибрация” в соответствии с [2], а именно перемещение, скорость и ускорение [122, 95]. Выбор преобразователя зависит от равномерности спектра сигнала в интересующем диапазоне частот и уровней сигнала [35, 142]. Правильный выбор датчика (преобразователя) и его установка имеют решающее значение для точной диагностики состояния машины. Так, преобразователи линейных перемещений лучше всего подходят для измерения низкочастотных и низкоамплитудных смещений, обычно встречающихся в конструкциях машин с подшипниками скольжения. С другой стороны, датчики линейных скоростей используются для измерений низких и средних частот. Они полезны для контроля вибрации и балансировки на вращающихся механизмах. По сравнению с датчиками ускорений (акселерометрами), датчики скорости имеют более низкую чувствительность к высокочастотным колебаниям, что делает их менее восприимчивыми к перегрузкам. В свою очередь, преобразователи линейных ускорений – акселерометры – полезны для измерения низких и очень высоких частот. Принимая во внимание, что современные машины могут создавать вибрации в широком диапазоне частот (от 20 Гц до 20 кГц) применение акселерометров – универсальный и наиболее распространенный метод получения диагностической информации [104, 90, 81]. Более того, измерение высокочастотных вибраций, которое обеспечивает акселерометр, крайне важно для диагностики зарождающихся дефектов, например, в подшипнике качения, в связи с тем, что дефект приводит к возникновению прежде всего высокочастотных вибраций [55, 101, 61, 148]. Помимо методов измерения вибраций, разработано множество методов обработки измеренных вибраций, однако наибольшее распространение имеют методы спектрального анализа.

Дискретное преобразование Фурье (ДПФ, DFT) – популярный инструмент для спектрального анализа для спектрального анализа, который эффективен

для обработки стационарных сигналов. С другой стороны, быстрое преобразование Фурье (БПФ, FFT) представляет собой более эффективный метод обработки [156, 123, 93]. Однако, на практике ДПФ и БПФ теряют эффективность при анализе спектра цикло стационарных и нестационарных сигналов, например, сигналов от дефектных подшипников качения [112, 108, 31]. Некоторые методы, такие как оконное преобразование Фурье (STFT), преобразование Вигнера-Вилла (WVD), непрерывное вейвлет-преобразование (CWT), также доступны для частотно-временного анализа сигнала на основе принципа двумерного отображения [133, 119, 12, 17, 20, 80, 6, 111, 127, 3]. Однако, STFT не позволяет одновременно улучшить временное и частотное разрешение [119]. WVD позволяет обрабатывать нестационарные сигналы, однако возможна неправильная интерпретация результатов из-за билинейной характеристики [133]. В свою очередь, CWT позволяет лучше анализировать одновременно и по времени, и по частоте, однако большое время вычислений и фиксированное разрешение по частоте могут препятствовать практическому применению [111]. Более того, преобразование Гильберта-Хуанга (ННТ) с использованием функций внутренних колебаний (IMFs) обеспечивает многократное разрешение вибрационного сигнала на мгновенных частотах [105]. Однако, временное разрешение может значительно влиять на соответствующую частоту [151, 89, 49].

Широкое применение имеют методы анализа огибающей сигнала, такие как куртограмма [26, 21, 27, 17, 16, 22], усиленная куртограмма [146], улучшенная куртограмма [84, 42, 154], спарсограмма [139, 140]. Куртограмма основана на спектральном эксцессе и применяется при характеристике нестационарных сигналов, особенно при диагностике подшипников [134]. Однако, аналитический сигнал неисправности подшипника из спектрального эксцесса должен быть получен либо через применение комплексного фильтра, либо преобразования Гильберта [59], либо фильтра STFT. Кроме того, эффективность его работы низка при наличии низкого отношения сигнал/шум (SNR) и негаусовского шума. В связи с этим, предложена усиленная куртограмма для определения ме-

стоположения резонансных частот, но для этого необходимо предварительное устранение частотного шума при помощи авторегрессионной фильтрации [146]. Помимо усиленной, в литературе сообщалось об улучшенной куртограмме, которая позволяет устранить недостатки традиционной куртограммы, тем не менее, в качестве фильтра метод улучшенной куртограммы требует применения вейвлет-пакетного преобразования (WPT) [84, 44, 58]. В связи с этим, был предложен алгоритм спарсограммы для быстрого определения резонансных частот из огибающей коэффициентов вейвлет-пакета на разных глубинах разложения вейвлет-пакета [140, 50, 144]. Однако, выбор оптимального узла вейвлет-пакета обычно зависит от визуальной проверки наибольшего значения разреженности из коэффициентов вейвлет-пакета. Кроме того, для усиления импульсных сигналов от дефектов и деконволюции эффекта пути передачи, совместно с куртограммой применяют метод минимальной энтропийной деконволюции (MED) [4, 16], однако применение MED сопровождается проблемой выбора параметров [120, 32]. Метод максимальной корреляции деконволюции эксцесса (МСКД) направлен на устранение проблем традиционного метода MED [94]. Помимо MED и МСКД разработан метод слепой деконволюции для улучшения отношения сигнал/шум сигнала (SNR) [75], а также метод деконволюции Люси-Ричадсона для улучшения обнаружения дефектов подшипников [113]. Однако, эти методы также имеют свои ограничения, связанные с тем, что интересующие сигналы неисправности не существуют отдельно и, обычно, присутствуют сигналы неисправностей от других компонентов с добавлением шума. Например, в коробке передач вибрации дефектов зубчатых колес сильнее, чем от дефектов подшипников, что очень затрудняет обнаружение дефектов подшипников.

В связи с описанной выше особенностью вибрационных сигналов, разработан метод “слепого разделения источников” (BSS), основанный и применяющий свойства 2-ой порядковой статистики для диагностики дефектов в подшипнике [38]. Кроме того, предложен расширенный алгоритм собственных векторов, который состоит из расширения канала и метода постобработки для восстанов-

ления нескольких источников колебаний [138]. Также предложен метод разделения слепых компонентов, который может разложить смешанный сигнал на две части: на периодические и переходные подмножества [145]. Периодическое подмножество – сигнал, связанный с дисбалансом, перекосом и эксцентриситетом машин. Переходное подмножество – сигнал, который связанный с аномальными импульсными явлениями. Более того, предложен метод диагностики неисправностей для редукторов, основанный на методе BSS и методах выделения нелинейных объектов, где в качестве метода BSS был применен алгоритм анализа независимых компонентов ядра [91]. Также предложен быстрый алгоритм BSS, в котором предложена целевая функция, полученная путем объединения некоторых видов временной априорной информации [153]. Более того, предложен альтернативный BSS подход, разработанный на основе минимизации эмпирической расходимости между плотностями копул (связок) [76]. Кроме того, для решения проблемы разделения слепых источников шума предложена новая операторная модель, называемая анализом пустых пространственных компонентов (NSA) [71]. Описанные методы эффективны, однако достаточно “не интуитивные” (сложны) и требуют существенных вычислительных затрат, что может ограничивать их практическое применение на практике.

С целью разделения исходного сигнала вибрации на периодические и случайные составляющие может быть применен более “интуитивный” метод временного усреднения (TSA) [40], который широко используется для уменьшения несинхронного шума (в основном случайного шума и сигнала вибрации подшипника) для диагностики повреждений зубчатых передач и валов [125]. Основанный на TSA методе алгоритм De-phase показал хорошую производительность для отделения сигналов неисправности подшипника от дискретных частот (сигналов валов, зубатых колес и т.д.) [45, 79, 78]. Однако, TSA метод в качестве входных данных помимо исходного сигнала от акселерометра требует синхронизирующий сигнал тахометра, что не всегда доступно и, как результат, может ограничивать его практическое применение.

## Лазерные виброметры

Помимо “традиционных” методов получения информации о вибрации разработаны методы получения на основе лазерного доплеровского принципа. Принцип заключен в том, что когерентный лазерный луч отражается от вибрирующей поверхности и сдвигается по частоте в соответствии с абсолютной скоростью поверхности (в направлении луча) посредством эффекта Доплера. Сдвиг частоты измеряется интерферометром и преобразуется в скорость. Причем, в связи с тем, что сдвиг частоты возникает при отражении, результат практически не зависит от движения передатчика и (или) приемника. Таким образом, данный метод фиксирует абсолютное движение измеряемого объекта. Лазерные виброметры имеют большое преимущество в том, что они не нагружают объект измерения, а точку измерения можно легко и быстро изменить, отклонив луч света. Это полезно для выполнения повторяющихся измерений по сетке за минимально возможное время. По этой причине в настоящее время они широко используются для модального анализа [117]. Сравнение оценок среднеквадратического значения (RMS) сигнала акселерометра и лазерного виброметра позволяют эффективно обнаруживать дефекты в электрических двигателях [46]. Однако, сравнение диагностических сигналов перемещения и скорости лазерного виброметра и ускорения акселерометра при помощи оконного преобразования Фурье (STFT) показывают, что сигнал перемещения беден, а сигналы скорости и ускорения хорошо коррелируют с дефектами. Тем не менее, сигнал ускорения акселерометра подвержен шуму, что снижает корреляцию с дефектами [116, 46]. Таким образом, применение лазерного виброметра обеспечивает преимущества над применением акселерометра для классификации дефектов. Однако, лазерные виброметры крайне дороги, громоздки и имеют требования к состоянию атмосферы [62] для эффективной работы, что существенно ограничивает их применение для мониторинга технического состояния.

### 1.3.2 Методы измерения и обработки крутильных колебаний

Некоторые неисправности в исполнительных механизмах возникают из-за чрезмерной крутильной вибрации. Когда механизм имеет только один составной вал, например, насос с приводом от двигателя или центробежный компрессор с турбинным приводом, существует очень слабая связь между крутильными и линейными вибрациями (измеряемыми либо акселерометрами, либо бесконтактными датчиками). Также крутильные колебания иногда несут значительную диагностическую информацию о состоянии машины, например, для поршневых машин, где крутильные колебания указывают на неоднородные входные крутящие моменты от разных цилиндров [39, 96]. Более того, измерение крутильных колебаний зубчатых колес может позволить определить ошибку зацепления передачи. Так, ошибка динамической передачи фактически представляет собой разницу (масштабированных) крутильных колебаний на входном и выходном валах [114]. В связи с этим, прямое измерение крутильных колебаний может позволить дополнительную информацию о поведении исполнительного механизма в условиях различных неисправностей, например, непосредственное измерение крутильных колебаний валов коробки передач может позволить отделить их от чисто линейных колебаний других источников.

Предложены разнообразные методы измерения крутильных вибраций [102, 121], реализованных, например, в угловых акселерометрах различных конструкций [86, 137, 107], так и в специализированных датчиках [63, 155, 147]. Однако, наибольшее распространение получили методы на основе торсионных лазерных виброметров, а также энкодеров, которые обладают как положительными качествами, так и рядом особенностей, ограничивающих их применение.

#### **Торсионные лазерные виброметры**

Существуют торсионные лазерные (доплеровские) виброметры, которые имеют два лазерных луча, направленных на поверхность вращающегося ва-

ла [150, 43, 110]. Сигналы проходят обработку таким образом, что все движения, кроме крутильных колебаний, отсекаются. В свою очередь, измеряемые крутильные колебания соответствуют угловой скорости. Существенное преимущество данного метода - бесконтактность измерения. Однако, лазерный виброметр с двумя лучами чрезвычайно дорогое устройство, а также требует открытого участка вала для измерения. При этом, как было отмечено в [114], применение существенно более дешевого датчика угла поворота (энкодера) для мониторинга больших дизельных (20-ти цилиндровых) двигателей с собственной частотой вращения коленчатого вала в диапазоне рабочих скоростей через анализ изменений угловой скорости коленчатого вала дает эквивалентные результаты, что и применение лазерного виброметра [47]. Таким образом, применение торсионного лазерного виброметра является эффективным методом для мониторинга, однако, схожие результаты могут быть получены более дешевым и “массовым” методом. Тем не менее, разрешающая способность торсионного лазерного виброметра существенно выше, чем энкодера.

## Энкодеры

Энкодер – датчик угла поворота, который формирует серии импульсов с одинаковыми угловыми интервалами – не является датчиком крутильных колебаний, однако, его применение позволяет получить информацию о крутильных колебаниях через анализ его сигналов [24, 65, 88]. Существует несколько методов обработки сигналов энкодера с целью извлечения информации о крутильных колебаниях, такие как, применение фазовой и/или частотной демодуляции частоты импульсов датчика, а также “передискретизация” импульсов энкодера [24]. Фазовая демодуляция импульсов энкодера позволяет оценивать угловое смещение вала [135], в то время как демодуляция частоты (производная по времени) соответствует угловой скорости [87]. В свою очередь, вторая производная по времени сигналов энкодера соответствует угловому ускорению. С другой стороны, как было отмечено во многих работах, например в [115, 57],



“передискретизация” также эффективный метод обработки, заключающийся в измерении числа тактов высокочастотного тактового сигнала между импульсами энкодера (временных интервалов). Обратная величина интервала (числа тактов) может служить для оценки угловой скорости.

Измерение ошибки зацепления передачи (Gear Transmission Error – TE) – одно из наиболее распространенных приложений измерений крутильных колебаний в связи с тем, что зубчатые зацепления имеют сложную динамику [149, 41, 97], а вибрации ошибки зацепления чрезвычайно малы и создают значительные проблемы при измерениях [103] и диагностики дефектов. Более того, при применении традиционных методов вибродиагностики результаты диагностики зубчатых передач существенно зависят от положения датчика или других компонентов механизма и могут быть неверно оценены [92]. В свою очередь, измерение мгновенных угловых скоростей вращения через применение оптических энкодеров позволяет эффективно извлекать информацию, связанную с локальными дефектами зацепления [56, 106]. Более того, метод оценки мгновенных угловых скоростей (IAS) также эффективен при нестационарных условиях работы передач [33]. Также эффективно раннее обнаружение дефектов в косозубых зубчатых передачах методом IAS на основе сигналов энкодера [124], а также планетарных передач [37]. Более того, комбинированный подход к диагностике, в котором сочетаются метод получения данных от энкодера и традиционный метод получения данных – акселерометр на корпусе – показывает высокую эффективность [36]. Однако, применение энкодера как метод получения диагностической информации имеет ряд недостатков, в том числе, два основных: помехи дискретизации и проблема квантования [25]. Кроме того, для получения достоверной диагностической информации необходимы энкодеры высокой точности, хотя есть попытки применения дешевых энкодеров для диагностики, например, в [103]. Более того, закрепление энкодера к валу через гибкую муфту приводит к ограничению диапазона частот, измеряемых энкодером, фактически, выступая как фильтр нижних частот. При этом, закрепление

энкодера без гибкой муфты приводит к искажению измеряемых низких частот, однако, позволяет расширить диапазон частот “сверху”, что позволяет анализировать высшие гармоники, такие как зубцовые гармоники зубчатых передач. Таким образом, энкодер не обеспечивает одновременное измерение крутильных колебаний в широком диапазоне частот. Более того, конструктивно энкодер – устройство, которое также содержит подверженные износу подвижные элементы, например, его подшипниковые опоры.

### **Акселерометр на вращающемся валу**

Помимо описанных выше методов получения диагностической информации (через измерение линейных и торсионных колебаний) существует метод, основанный на измерении вибраций при помощи акселерометров закрепленных непосредственно на вращающемся элементе механизма, обычно на валу механизма [34, 28, 52, 18, 74]. Такой подход позволяет получать информацию о движении вала непосредственно с самого вала в широком динамическом диапазоне [28], например, с целью определения критических частот механизмов [54]. В связи с этим, описанный метод может служить основой для диагностики механизмов [52]. В свою очередь, сравнение данных, полученных акселерометром с вала и IAS методом, во временной и частотных областях показало, что данные с акселерометра менее зашумлены, чем данные от IAS метода [28]. Более того, сравнение сигналов от закрепленного на валу одного тангенциально-ориентированного акселерометра, энкодера, лазерного виброметра и традиционных энкодеров на опоре для обнаружения несоосности вала во временной и частотной областях, а также сравнение RMS сигналов [29] показал, что закрепленный на валу акселерометр позволяет получить более точные результаты оценки смещения валов механизма [30]. В работе [34] описан метод обнаружения положения и величины трещины вала по сигналам закрепленного на валу одного тангенциально-ориентированного МЭМС-акселерометра на основе применения модального анализа и нейросети. Однако, “сырые” измеренные данные от тангенци-

ально-ориентированного акселерометра на валу в действительности содержат не только тангенциальное (угловое) ускорение вала, но, в том числе, линейные ускорения вала в диаметральной плоскости и гравитационную составляющую.

Для устранения гравитационного ускорения, спроецированного на оси двух-компонентного акселерометра (первая ось – тангенциально ориентирована, вторая ось – нормально ориентирована) предложен метод, основанный на смещении выходного значения в нормальном направлении на  $\pi/2$  с использованием преобразования Гильберта и последующем объединении его с выходным значением тангенциального направления [60]. Значение тангенциального (углового) ускорения, полученного таким методом, показало высокую сходимость с измеренным при помощи оптического энкодера IAS-методом по форме и спектру сигнала, а также показало эффективность для обнаружения различных дефектов двухступенчатого поршневого компрессора [98]. Помимо возможности устранения гравитационной составляющей, совместная обработка сигналов от тангенциальной и нормальной осей двух-компонентного акселерометра позволяет восстановить построить экспериментальные карты собственных частот механизма [53, 51]. Однако, эксперимент показал, что при движении вала по круговой орбите построение карты собственных частот данным методом невозможно. Более того, применение акселерометра с нормально-ориентированной осью чувствительности, который отнесен от центра вала на сколько-нибудь значимое расстояние, существенно ограничивает допустимые частоты вращения в связи с тем, что центростремительное ускорение пропорционально квадрату угловой скорости и, таким образом, повышение частоты вращения вала приводит к “насыщению” измеряемого сигнала, что отчетливо видно на графиках сигналов акселерометра в работе [51].

Помимо описанных выше методов, предложен метод закрепления одного или нескольких акселерометров в геометрическом центре оси вращения полого вала или конической шестерни для оценки дисбаланса ротора [74], а также обнаружения трещин зубчатого колеса в трансмиссиях несущего винта вертоле-

та [85]. Данный метод позволяет предотвратить “насыщение” нормально-ориентированного акселерометра. Результаты испытаний показали, что “MEMS-датчики работали также, если не лучше, чем стационарные акселерометры, установленные на корпусе редуктора для обнаружения неисправности зубьев шестерни” [85]. Однако, установка акселерометров в центре оси вращения шестерни существенно ограничивает применение данных конструкций на существующем оборудовании в связи с необходимостью консольного закрепления, либо “внутри” вала.

Описанные выше результаты применения закрепленных на валу МЭМС-акселерометров показывают, что данный подход является эффективным и обладает большими потенциальными возможностями. Однако, описанные разнообразные конструкции, содержащие различное число датчиков с различной ориентацией и внутренней структурой (одноосевые, двухосевые) не в полной мере раскрывают возможности данного метода. Кроме того, описанные методы предполагают, либо обработку измеренных сигналов в “сыром”, либо для целей “выделения” углового ускорения из “сырого” сигнала требуют измерения центробежного ускорения, что ограничивает допустимую частоту вращения вала, либо требуют установки в геометрическом центре вала), что ограничивает допустимую частоту вращения вала, либо требуют установки в геометрическом центре вала, что приводит к существенному ограничению применения метода и усечению возможности получения полезной диагностической информации. Таким образом, актуальным является исследование методов, расширяющих возможности метода получения и обработки вибрационных сигналов непосредственно с вращающегося вала для решения задач системного анализа и диагностики технического состояния механических элементов АСУ ТП.

**Цель работы** – предложить новые алгоритмы обработки информации для оценки технического состояния подшипников качения и зубчатых передач исполнительных механизмов АСУ ТП на основе расширения методов получения комплексной диагностической информации непосредственно с вращающегося

вала.

В соответствии с указанной целью в рамках данной диссертационной работы необходимо решить следующие **задачи**:

- 1) Разработать математическую модель и метод получения высокочувствительной к дефектам диагностической информации о техническом состоянии механических элементов АСУ ТП.
- 2) Разработать метод обработки полученной информации на основе построенной математической модели для декомпозиции полученной информации на координаты движения.
- 3) Разработать методы и алгоритмическое обеспечение для обработки измеренной информации и критериев обнаружения и локализации дефектов в подшипнике качения.
- 4) Разработать метод обработки измеренной информации и критерии обнаружения локального дефекта зубчатой передачи.
- 5) Выполнить экспериментальную оценку применения разработанных методов обработки информации и критериев обнаружения и локализации дефектов.

## ГЛАВА 2. МЕТОД ПОЛУЧЕНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ ИНФОРМАЦИИ С ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ВАЛА

### 2.1 Динамическая модель акселерометра на вращающемся валу

Для математического описания метода получения комплексной информации непосредственно с вращающегося вала рассмотрен случай: горизонтально ориентированный вал совершает вращение вокруг собственной оси и плоское движение в его диаметральной плоскости: такое движение характерно для множества механизмов, таких как, шпиндели станков, зубчатые колеса редукторов, валы приводов. На валу закреплен жесткий однородный диск. На диске закреплен одноосевой акселерометр. Акселерометр содержит чувствительную массу, которая подвешена на подпружиненной опоре (рис. 2). Перемещение чувствительной массы пропорционально внешнему ускорению.

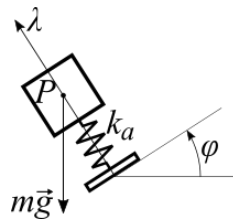


Рис. 2. Чувствительная масса акселерометра

Механическая система состоит из однородного диска радиуса  $R$  и массы  $M$ , а также подпружиненной чувствительной массы  $m$  с жесткостью пружины  $k_a$ . Подпружиненная масса закреплена на расстоянии  $r$  от геометрического центра диска. Более того, ось возможных перемещений чувствительной массы  $\lambda$  ориентирована тангенциально к оси вращения диска и направлена против часовой стрелки.

Для математического описания метода введены системы координат (СК):  $Oxyz$  – инерциальная система координат, связанная с основанием механизма.  $O_1x_1y_1z_1$  – система координат, связанная с центром вала, однако, не совершающая вращения совместно с валом. Более того, центр системы координат

$O_1x_1y_1z_1$  расположен в точке пересечения центра диска и оси вращения вала.

Оси системы координат  $Oxyz$  сориентированы таким образом, что  $Ox$  – скрещивающийся перпендикуляр к оси вращения вала, ориентированный в горизонтальной плоскости,  $Oy$  ориентирована вертикально вверх в плоскости датчика (диска),  $Oz$  коллинеарна оси вращения вала и образует правую тройку  $Oxyz$ .

Оси системы координат  $O_1x_1y_1z_1$  коллинеарны и со направлены с соответствующими осями системы координат  $Oxyz$ .

Диск может совершать вращение вокруг своей горизонтальной оси  $O_1$  и линейное перемещение в плоскости  $Oxy$ . При этом, скорость вращения вокруг оси  $O_1$  –  $\omega$ , скорость линейного перемещения вдоль оси  $Ox$  –  $V_x$ , а вдоль оси  $Oy$  –  $V_y$  (рис. 3).

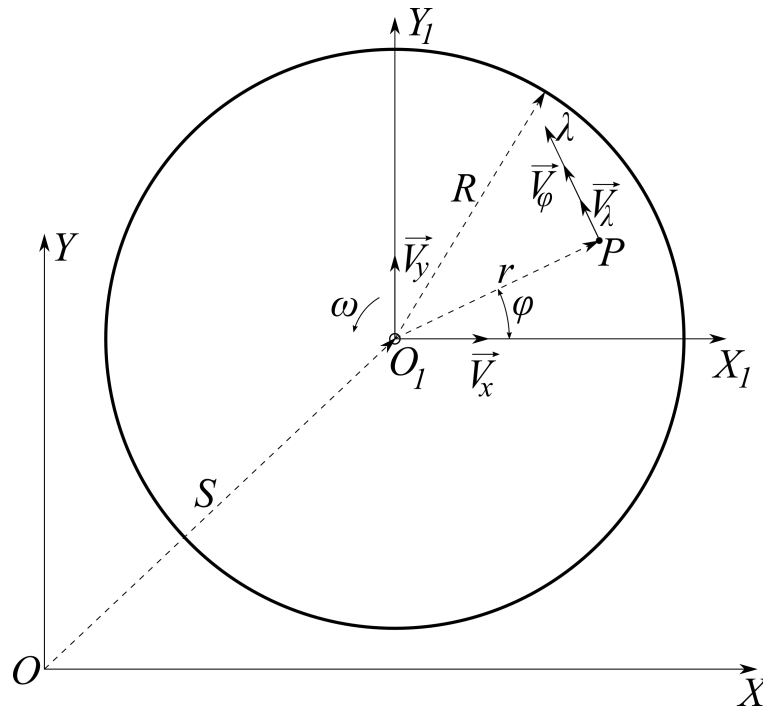


Рис. 3. Диск с акселерометрами

Угол  $\varphi$  – угол поворота диска, линейная скорость  $V_\varphi$  – линейная скорость диска в точке закрепления чувствительной массы. Более того, точка  $P$  – точка начального (нулевого) положения чувствительной массы.

Описанная выше механическая система имеет четыре степени свободы и

находится в потенциальном силовом поле. Выбрав в качестве обобщенных координат перемещения  $x, y, \lambda$  и угол поворота  $\varphi$  записаны уравнения Лагранжа 2-го рода [15]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q \quad (i = 1, 2, 3, 4), \quad (1)$$

где  $L$  – функция Лагранжа

$$L = T - \Pi, \quad (2)$$

$T$  – кинетическая энергия системы,  $\Pi$  – потенциальная энергия системы,

$$q_1 = x, \quad q_2 = y, \quad q_3 = \varphi, \quad q_4 = \lambda.$$

Кинетическая энергия системы

$$T = T_1 + T_2, \quad (3)$$

где  $T_1$  – кинетическая энергия диска,  $T_2$  – кинетическая энергия подпружиненной массы.

Кинетическая энергия диска

$$T_1 = \frac{1}{2} M V_{O_1}^2 + \frac{1}{2} J \omega^2,$$

где  $M$  – масса диска,  $V_{O_1}$  – линейная скорость перемещения диска в плоскости  $Oxy$ ,  $J$  – момент инерции диска,  $\omega$  – угловая скорость вращения диска.

Линейная скорость перемещения диска

$$\vec{V}_{O_1} = \vec{V}_x + \vec{V}_y.$$

Таким образом,

$$V_{O_1}^2 = V_x^2 + V_y^2 + V_x V_y \cos(\vec{V}_x, \vec{V}_y).$$

В результате, кинетическая энергия диска

$$T_1 = \frac{M}{2} \dot{x}^2 + \frac{M}{2} \dot{y}^2 + \frac{MR^2}{4} \dot{\varphi}^2. \quad (4)$$



Кинетическая энергия подпружиненной массы

$$T_2 = \frac{1}{2}mV_P^2,$$

где  $m$  – чувствительная масса акселерометра,  $\vec{V}_P$  – линейная скорость перемещения чувствительной массы акселерометра.

Линейная скорость перемещения массы акселерометра

$$\vec{V}_P = \vec{V}_{отн} + \vec{V}_{нер}.$$

При этом,

$$\vec{V}_{отн} = \vec{V}_\lambda, \quad \vec{V}_{нер} = \vec{V}_\varphi + \vec{V}_{O_1},$$

где  $\vec{V}_\lambda$  – относительная скорость перемещения чувствительной масса акселерометра,  $\vec{V}_\varphi$  – линейная скорость поворота диска в точке  $P$ , которая удалена от геометрического центра диска на расстояние  $r$ .

Таким образом,

$$\begin{aligned} V_P^2 &= \left( \vec{V}_\lambda + \vec{V}_\varphi + \vec{V}_x + \vec{V}_y \right)^2 = \\ &= V_\lambda^2 + V_\varphi^2 + V_x^2 + V_y^2 + 2 \left( \vec{V}_\lambda \vec{V}_\varphi + \vec{V}_\lambda \vec{V}_x + \vec{V}_\lambda \vec{V}_y + \vec{V}_\varphi \vec{V}_x + \vec{V}_\varphi \vec{V}_y + \vec{V}_x \vec{V}_y \right). \end{aligned}$$

Скалярные произведения векторов, соответственно,

$$\begin{aligned} \vec{V}_\lambda \cdot \vec{V}_\varphi &= V_\lambda V_\varphi \cos \left( \vec{V}_\lambda, \vec{V}_\varphi \right) = \dot{\lambda} \dot{\varphi} r, \\ \vec{V}_\lambda \cdot \vec{V}_x &= V_\lambda V_x \cos \left( \vec{V}_\lambda, \vec{V}_x \right) = \dot{\lambda} \dot{x} \cos \left( \frac{\pi}{2} + \varphi \right), \\ \vec{V}_\lambda \cdot \vec{V}_y &= V_\lambda V_y \cos \left( \vec{V}_\lambda, \vec{V}_y \right) = \dot{\lambda} \dot{y} \cos (\varphi), \\ \vec{V}_\varphi \cdot \vec{V}_x &= V_\varphi V_x \cos \left( \vec{V}_\varphi, \vec{V}_x \right) = \dot{\varphi} \dot{x} r \cos \left( \frac{\pi}{2} + \varphi \right), \\ \vec{V}_\varphi \cdot \vec{V}_y &= V_\varphi V_y \cos \left( \vec{V}_\varphi, \vec{V}_y \right) = \dot{\varphi} \dot{y} r \cos (\varphi), \\ \vec{V}_x \cdot \vec{V}_y &= V_x V_y \cos \left( \vec{V}_x, \vec{V}_y \right) = 0. \end{aligned}$$

В результате,

$$\begin{aligned} V_P^2 &= \dot{\lambda}^2 + \dot{\varphi}^2 r^2 + \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + 2\dot{\lambda} \dot{\varphi} r - 2\dot{\lambda} \dot{x} \sin (\varphi) + 2\dot{\lambda} \dot{y} \cos (\varphi) - \\ &- 2\dot{x} \dot{\varphi} r \sin (\varphi) + 2\dot{x} \dot{\varphi} r \cos (\varphi). \end{aligned}$$

И, соответственно, кинетическая энергия подпружиненной массы

$$T_2 = \frac{m}{2} (\dot{\lambda}^2 + \dot{\varphi}^2 r^2 + \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + 2\dot{\lambda}\dot{\varphi}r - 2\dot{\lambda}\dot{x} \sin(\varphi) + 2\dot{\lambda}\dot{y} \cos(\varphi) - 2\dot{x}\dot{\varphi}r \sin(\varphi) + 2\dot{x}\dot{\varphi}r \cos(\varphi)). \quad (5)$$

Потенциальную энергию механической системы определяют силы тяжести диска, подпружиненной массы, а также силы растяжения-сжатия пружины. Таким образом,

$$\Pi = \frac{k_\alpha \lambda^2}{2} + mgr \sin(\varphi) + mg\lambda \cos(\varphi). \quad (6)$$

Таким образом, функция Лагранжа с учетом кинетической (3), (4), (5) и потенциальной (6) энергий, подставленных в (2),

$$L = \frac{M}{2} \dot{x}^2 + \frac{M}{2} \dot{y}^2 + \frac{MR^2}{4} \dot{\varphi}^2 + \frac{m}{2} (\dot{\lambda}^2 + \dot{\varphi}^2 r^2 + \dot{x}^2 + \dot{y}^2) + m (\dot{\lambda}\dot{\varphi}r - \dot{\lambda}\dot{x} \sin(\varphi) + \dot{\lambda}\dot{y} \cos(\varphi) - \dot{x}\dot{\varphi}r \sin(\varphi) + \dot{x}\dot{\varphi}r \cos(\varphi)) - \frac{k_\alpha \lambda^2}{2} - mgr \sin(\varphi) - mg\lambda \cos(\varphi). \quad (7)$$

Функция Лагранжа (7) продифференцирована в соответствии с (1) для получения уравнения движения чувствительной массы акселерометра.

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \dot{\lambda}} &= m\dot{\lambda} + m\dot{\varphi}r - m\dot{x} \sin(\varphi) + m\dot{y} \cos(\varphi), \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\lambda}} \right) &= m\ddot{\lambda} + mr\ddot{\varphi} - m\ddot{x} \sin(\varphi) + m\ddot{y} \cos(\varphi) - \\ &\quad - m\dot{\varphi}\dot{x} \cos(\varphi) - m\dot{\varphi}\dot{y} \sin(\varphi), \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda} &= -k_a \lambda - mg \cos(\varphi). \end{aligned}$$

Подставив продифференцированные выражения в (1), уравнение движения чувствительной массы акселерометра принимает вид

$$m \left( \ddot{\lambda} + \ddot{\varphi}r - \ddot{x} \sin(\varphi) + \ddot{y} \cos(\varphi) + g \cos(\varphi) - \dot{\varphi}\dot{x} \cos(\varphi) - \dot{\varphi}\dot{y} \sin(\varphi) \right) + k_a \lambda = 0,$$

либо,

$$-\frac{k_a}{m}\lambda = \ddot{\lambda} + \ddot{\varphi}r - \ddot{x} \sin(\varphi) + \ddot{y} \cos(\varphi) + g \cos(\varphi) - \dot{\varphi}(\dot{x} \cos(\varphi) + \dot{y} \sin(\varphi)).$$

Принимая допущение, что измерения акселерометра – квазистатические, уравнение движения чувствительной массы акселерометра

$$b\lambda = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi) + \dot{\varphi}(\dot{x} \cos(\varphi) + \dot{y} \sin(\varphi)), \quad (8)$$

где  $b = \frac{k_a}{m}$ .

Таким образом,  $a = b\lambda$  – ускорения, которые измеряет акселерометр, закрепленный на диске.

В результате,

$$a_i = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi + \phi_0) - \ddot{y} \cos(\varphi + \phi_0) - g \cos(\varphi + \phi_0) + \dot{\varphi}(\dot{x} \cos(\varphi + \phi_0) + \dot{y} \sin(\varphi + \phi_0)), \quad (9)$$

где  $\phi_0$  – начальное положение (угол) акселерометра относительно оси  $O_1x$ .

Уравнение (9) – уравнение, измеряемых акселерометром ускорений в общем виде. Соответственно, акселерометр измеряет линейные ускорения, угловое ускорение, а также кориолисовы ускорения вала с учетом его мгновенного угла поворота. Декомпозиция измеренных ускорений и последующий их анализ позволит получить расширенную информацию о поведении узла исполнительного механизма при различных дефектах.

Для решения задачи декомпозиции измеряемых ускорений рассмотрена механическая система, содержащая три акселерометра: на горизонтально ориентированный валу закреплен жесткий однородный диск, на котором закреплены три одноосевых акселерометра (рис. 4).

Акселерометры 1–3 равноудалены от центра вала в одной плоскости. Центральные углы между акселерометрами –  $120^\circ$ . Кроме того, оси чувствительности акселерометров ориентированы тангенциально и в положительном направлении вращения вала [129, 19].

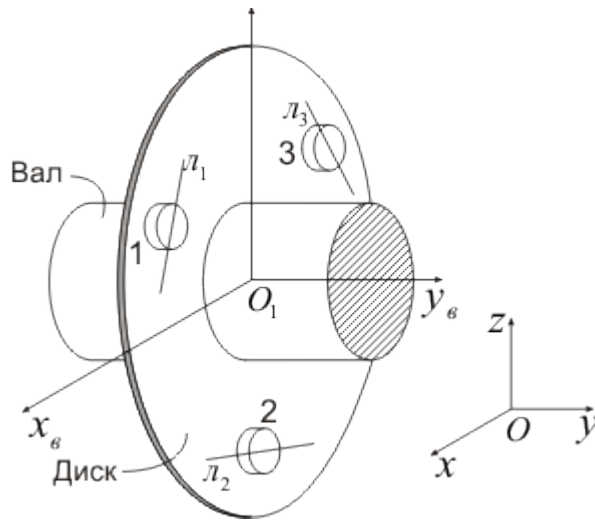
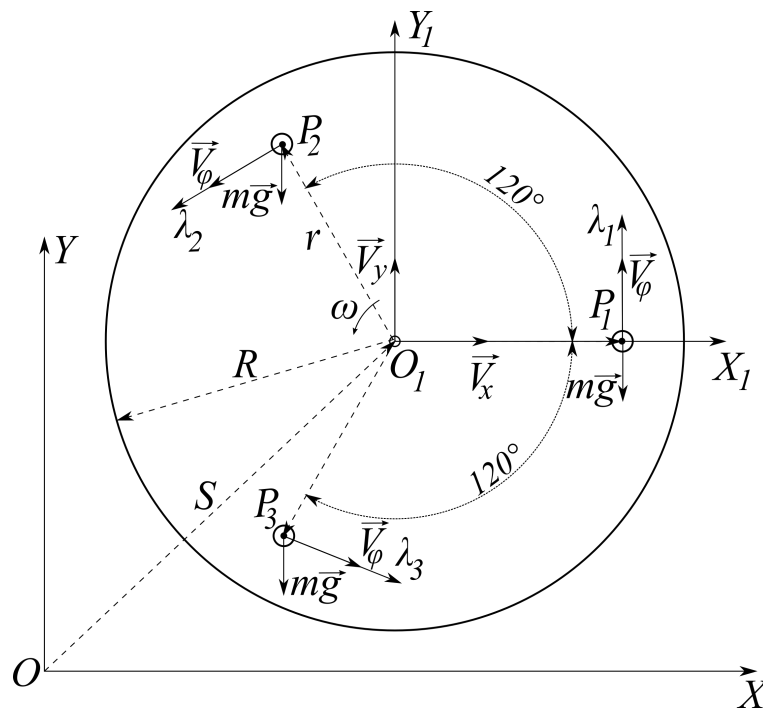


Рис. 4. Диск с акселерометрами

Для математического описания такой механической системы (рис. 4) приняты допущения: установленные акселерометры – одинаковые, направление осей чувствительности  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  акселерометров 1–3 – против часовой стрелки, то есть положительное (рис. 5).

Рис. 5. Диск с акселерометрами в плоскости  $Oxz$ 

$P_1, P_2, P_3$  – точки начального (нулевого) положения чувствительной массы акселерометров 1–3, соответственно.

Исходя из заданного центрального угла между акселерометрами, сформирована система уравнений (10), которая описывает измеряемые ускорения  $a_1, a_2, a_3$  акселерометрами 1–3, соответственно.

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi) + \dot{\varphi}\dot{x} \cos(\varphi) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin(\varphi), \\ a_2 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - g \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) + \\ \quad + \dot{\varphi}\dot{x} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right), \\ a_3 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - g \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) + \\ \quad + \dot{\varphi}\dot{x} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right). \end{array} \right. \quad (10)$$

Либо, применяя формулы приведения,

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi) + \dot{\varphi}\dot{x} \cos(\varphi) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin(\varphi), \\ a_2 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right) + \ddot{y} \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right) + g \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right) - \\ \quad - \dot{\varphi}\dot{x} \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right) + \dot{\varphi}\dot{y} \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{6}\right), \\ a_3 = -\ddot{\varphi}r - \ddot{x} \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) - \ddot{y} \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) - g \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) + \\ \quad + \dot{\varphi}\dot{x} \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) - \dot{\varphi}\dot{y} \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right). \end{array} \right. \quad (11)$$

Компоненты  $\dot{\varphi}(\dot{x} \cos(\varphi + \phi_0) + \dot{y} \sin(\varphi + \phi_0))$  уравнения (9) вызваны гироскопическими моментами вала, и могут быть усечены для низкоскоростных систем (например, привод электроприводной арматуры). Данный факт обусловлен их малостью. Таким образом, система (10) принимает вид

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi), \\ a_2 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - g \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right), \\ a_3 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - g \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right). \end{array} \right. \quad (12)$$

Кроме того, в случае наличия в конструкции датчика ускорений дополнительного одноосевого акселерометра с осью чувствительности, ориентирован-

ной вдоль оси вращения вала, система уравнений (10) принимает вид

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi) - g \cos(\varphi) + \dot{\varphi}\dot{x} \cos(\varphi) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin(\varphi), \\ a_2 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - g \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) + \\ \quad + \dot{\varphi}\dot{x} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right), \\ a_3 = -\ddot{\varphi}r + \ddot{x} \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - g \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) + \\ \quad + \dot{\varphi}\dot{x} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) + \dot{\varphi}\dot{y} \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right), \\ a_4 = \ddot{z}, \end{array} \right. \quad (13)$$

где  $\ddot{z}$  – линейное ускорение вала вдоль оси  $O_1z$ .

## 2.2 Метод декомпозиции полученной информации

Система уравнений (12) – система дифференциальных уравнений трех неизвестных  $\varphi, x, y$ . Решение системы (12) позволяет определить угловое и линейные (в диаметральной плоскости вала) ускорения, скорости, перемещения вала в точке закрепления диска, а также мгновенный угол поворота вала. Более того, решение системы позволяет декомпозировать линейные ускорения, скорости и перемещения на ортогональные неподвижные оси  $Ox$  и  $Oy$ .

### 2.2.1 Определение углового ускорения

Угловое ускорение вала может быть найдено путем линейной комбинации уравнений системы (12) [131]. Так как,

$$\begin{aligned} \sin(\varphi) + \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) + \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) &= 0, \\ \cos(\varphi) + \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) + \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) &= 0, \end{aligned}$$

угловое ускорение вала

$$\ddot{\varphi} = -\frac{a_1 + a_2 + a_3}{3r}. \quad (14)$$

В случае известных начальных условий (начальная скорость и угол поворота) угловая скорость и угол поворота вала могут быть найдены численным интегрированием уравнения (14). Более того, в случае совпадения начала процесса измерения с началом движения механизма (начальные ускорения и скорости – нулевые), начальный угол

$$\varphi_0 = \arccos \left( -\frac{a_1^0}{g} \right),$$

где  $a_1^0$  – измеренное ускорение первым акселерометром в начальный момент времени,  $g$  – ускорение свободного падения.

### 2.2.2 Декомпозиция линейных ускорений

Для общего случая (система дифференциальных уравнений (10)) линейные ускорения  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{z}$  могут быть найдены через решение разностных уравнений. Однако, для случая низкоскоростных систем линейные ускорения  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{z}$  могут быть найдены методом Крамера. Для этого, система уравнений (12) приведена к виду

$$\begin{cases} a_1 + \ddot{\varphi}r + g \cos(\varphi) = \ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi), \\ a_2 + \ddot{\varphi}r + g \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) = \ddot{x} \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right), \\ a_3 + \ddot{\varphi}r + g \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) = \ddot{x} \sin\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - \ddot{y} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right). \end{cases} \quad (15)$$

При этом, определители различных комбинаций правых частей уравнений системы (15)

$$\begin{aligned}
 \det(f_1, f_2) &= \begin{vmatrix} \sin(\varphi) & -\cos(\varphi) \\ \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}) & -\cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}) \end{vmatrix} = \frac{\sqrt{3}}{2}. \\
 \det(f_1, f_3) &= \begin{vmatrix} \sin(\varphi) & -\cos(\varphi) \\ \sin(\varphi - \frac{2\pi}{3}) & -\cos(\varphi - \frac{2\pi}{3}) \end{vmatrix} = -\frac{\sqrt{3}}{2}. \\
 \det(f_2, f_3) &= \begin{vmatrix} \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}) & -\cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}) \\ \sin(\varphi - \frac{2\pi}{3}) & -\cos(\varphi - \frac{2\pi}{3}) \end{vmatrix} = 0.
 \end{aligned} \tag{16}$$

Таким образом, уравнения 2 и 3 системы (15) являются линейно зависимыми – нулевой определитель. Поэтому, из системы уравнений могут быть найдены только 2 неизвестных –  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$ .

Рассматривая первую пару уравнений системы (15), измеренные ускорения могут быть найдены

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} = -\frac{1}{3r}(a_1 + a_2 + a_3), \\ \ddot{x} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left( a_2 \cos(\varphi) - a_1 \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \right) + \\ \quad + \frac{2}{\sqrt{3}} \ddot{\varphi} r \left( \cos(\varphi) - \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \right), \\ \ddot{y} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left( a_2 \sin(\varphi) - a_1 \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \right) + \\ \quad + \frac{2}{\sqrt{3}} \ddot{\varphi} r \left( \sin(\varphi) - \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \right) - g. \end{cases} \tag{17}$$

Из системы (17) ясно видно, что для низкоскоростных систем точность определения линейных ускорений  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  зависит от точности определения угла поворота.

### 2.2.3 Оценка ошибки метода интегрирования $\ddot{\varphi}$

Для оценки устойчивости метода численного интегрирования углового ускорения (и последующих методов) для обработки измеренной датчиком информа-



ции рассмотрен случай, когда угловые и линейные ускорения вала содержат кратные низкочастотные составляющие большой амплитуды (рис. 6)

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_m = 10 \sin(2\pi t + \pi) + 3,5 \sin(2\pi 5t) + 1,5 \sin(2\pi 10t) + \\ \quad + \sin(2\pi 50t) + 0,5 \sin(2\pi 100t) + 0,25 \sin(2\pi 150t), \\ \ddot{x}_m = 3 \sin(2\pi 3t) + 2 \sin(2\pi 15t) + 1,5 \sin(2\pi 30t), \\ \ddot{y}_m = 5 \sin(2\pi 4t) + 1,5 \sin(2\pi 20t) + 0,5 \sin(2\pi 40t), \end{cases} \quad (18)$$

где  $\ddot{\varphi}_m$  – угловое ускорение вокруг оси  $O_1z_1$ ,  $\ddot{x}_m, \ddot{y}_m$  – линейные ускорения вдоль осей  $O_1x_1$  и  $O_1y_1$ , соответственно.

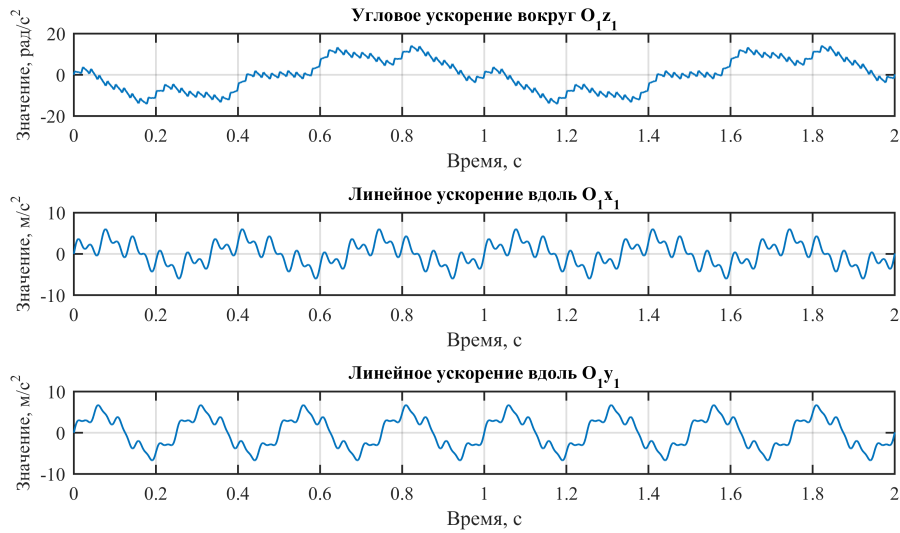


Рис. 6. Заданные модельные ускорения

В том числе, принято, что расстояние от центра вала до акселерометров  $r = 0,04$  м и ускорение свободного падения  $g = 9,81$  м · с<sup>-2</sup>, шаг измерений датчика  $\Delta t = 5 \cdot 10^{-5}$  с. Кроме того, начальные положения приняты нулевыми. Начальные линейные скорости также приняты нулевыми, при этом, начальная угловая скорость вала – 5 рад/с.

В связи с тем, что вал ориентирован горизонтально, составляющая гравитационного ускорения отчетливо видна в измеренных сигналах, которые колеблются вокруг нуля (рис. 7).

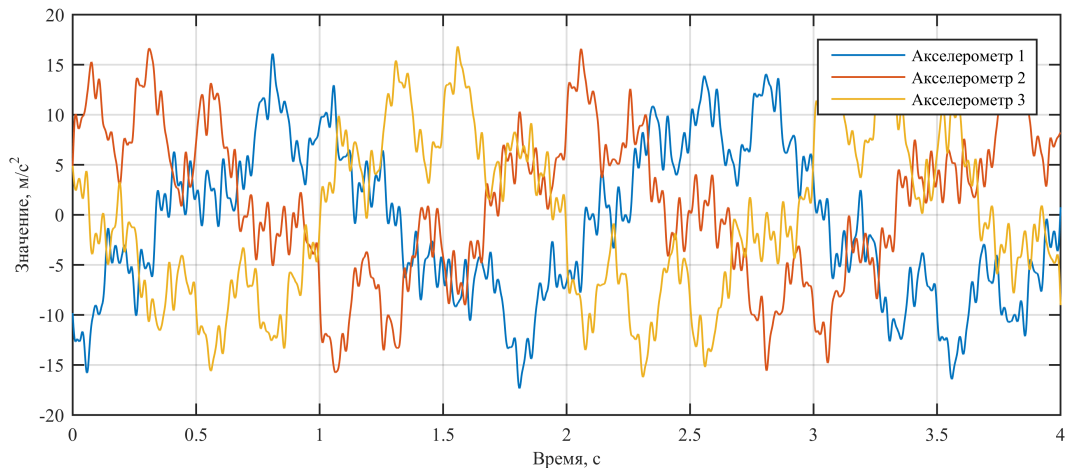


Рис. 7. Измеренные датчиком ускорения вала

Число обусловленности модельных данных, основанное на второй норме (отношение самого большого сингулярного числа к самому малому),  $\mu = 17,9145$ . В связи с тем, что числа обусловленности матрицы определяют чувствительность решения системы линейных уравнений к погрешностям исходных данных. Причем, близость к 1 числа обусловленности, основанного на второй норме, указывает на хорошо обусловленную матрицу. Соответственно, модельные данные – плохо обусловленная матрица. Таким образом, нахождение угла поворота через численное интегрирование уравнения (14) ведет к накоплению вычислительной ошибки. Более того, наличие в сигнале шума приводит к существенному увеличению скорости накопления вычислительной ошибки.

Для оценки чувствительности полученного решения к шуму к модельным данным  $a_1, a_2, a_3$  аддитивно добавлен шум  $w_1, w_2$  и  $w_3$ , соответственно. Среднеквадратическое отклонение шума  $w_1, w_2$  и  $w_3$ , соответственно,  $\sigma_{w_1} = 0,9994$ ,  $\sigma_{w_2} = 0,9994$ ,  $\sigma_{w_3} = 1,0017$ .

Зашумленные модельные данные  $a_{w_1}, a_{w_2}, a_{w_3}$  отфильтрованы фильтром Баттерворта 6-го порядка  $H_B(s)$  для уменьшения ошибки определения углового

ускорения

$$\begin{cases} a_{w_1}^{H_B} = H_B(s) a_{w_1}, \\ a_{w_2}^{H_B} = H_B(s) a_{w_2}, \\ a_{w_3}^{H_B} = H_B(s) a_{w_3}. \end{cases} \quad (19)$$

При этом, полоса пропускания фильтра выбрана исходя из спектрального состава модельных данных и характеристик фильтра. Таким образом, частота среза фильтра соответствует высшей гармонике углового ускорения – 200 Гц. Причем, для устранения фазовых искажений данные обработаны в обоих направлениях: после фильтрации данных в прямом направлении, фильтрованная последовательность проходит через фильтр в обратном направлении.

Применяя (14), из отфильтрованных зашумленных модельных данных  $a_{w_1}^{H_B}$ ,  $a_{w_2}^{H_B}$ ,  $a_{w_3}^{H_B}$  вычислено угловое ускорение. Далее, через двойное интегрирование найденного ускорения (методом левых прямоугольников) вычислен угол поворота вала, с учетом начальных условий. В результате, разница между вычисленным углом поворота и заданным – ошибка угла – неуклонно возрастает (рис. 8). Данный факт связан с тем, что интегрирование ошибки углового ускорения,

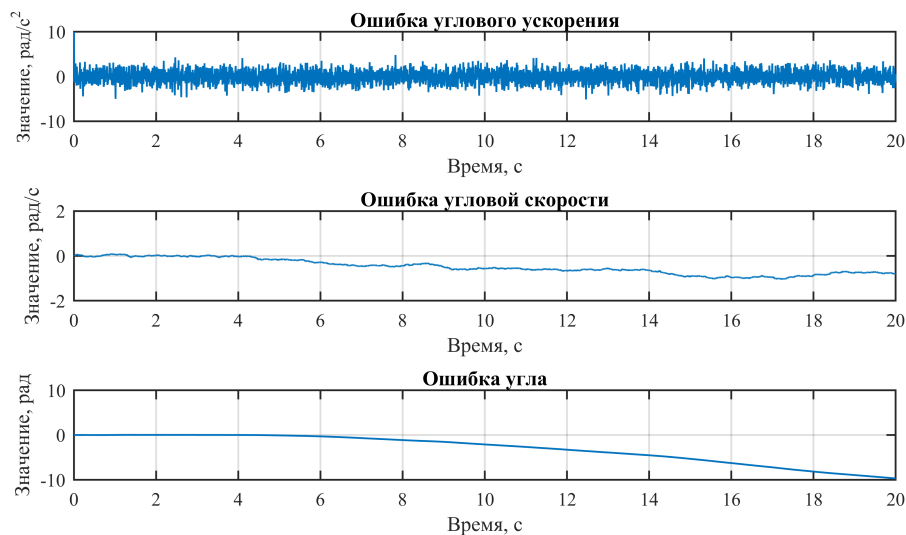


Рис. 8. Ошибки вычисления угловых координат движения вала

вызванной шумом модельных данных, приводит к накоплению ошибки угловой скорости и, особенно, ошибки угла поворота вала.

Применяя (17), с учетом вычисленного угла поворота, из отфильтрованных зашумленных модельных данных найдены линейные ускорения  $\ddot{x}_{calc}$  и  $\ddot{y}_{calc}$ . Ошибка линейных ускорений возрастает, также как ошибка угла (рис. 9).

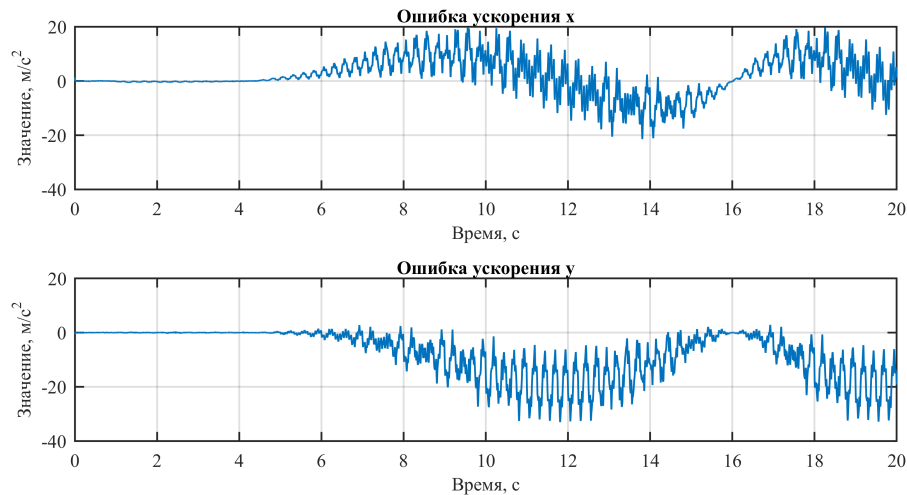


Рис. 9. Ошибки вычисления линейных ускорений вала

Накопление ошибки угла поворота приводит к возрастанию ошибки определения линейных ускорений. Таким образом, полученные решения применимы только в условиях низкого уровня шума и для ограниченных по времени измерений. Для общего случая необходимо применение различных методов (например, методов регуляризации) для стабилизации и уточнения решения.

### 2.3 Метод определения мгновенного угла поворота

Проблема определения угла поворота имеет различные методы решения, например, применение методов регуляризации, которые позволяют стабилизировать уравнения и, тем самым, зафиксировать ошибку вычисления угла. Так, применение вычислительной схемы, основанной на методе дискретной регуляризации (Discrete Regularization Method – DRM), для вычисления угла поворота  $\varphi$  показало возможность повышения устойчивости расчета угла поворота вала во время работы механизма в том числе, когда сигналы акселерометров содержат высокий уровень шума [130]. Работоспособность метода была проверена на

модельных данных (20), которые содержали аддитивный белый шум.

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi} = 10 \sin(2\pi t + \pi) + 3,5 \sin(2\pi 50t) + 1,5 \sin(2\pi 100t) + \\ \quad + 1,2 \sin(2\pi 150t) + 0,5 \sin(2\pi 450t) + 0,25 \sin(2\pi 455t) \\ \ddot{x} = 0,5 \sin(2\pi 375t) + 0,25 \sin(2\pi 380t), \\ \ddot{z} = 0,5 \sin(2\pi 410t) + 0,25 \sin(2\pi 400t). \end{array} \right. \quad (20)$$

Полученное методом, основанным на DRM, значение угла поворота  $\varphi(t)$  было сравнено с опорным углом поворота (рис. 10). Опорный угол поворота был

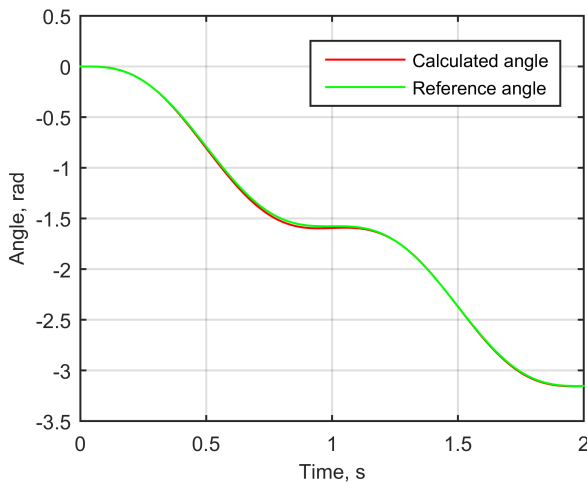


Рис. 10. Вычисленный (Calculated angle) и опорный (Reference angle) углы поворота вала (рисунок из [130])

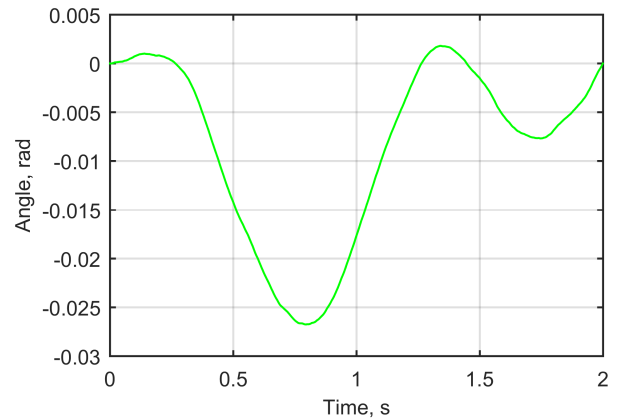


Рис. 11. Ошибка вычисления угла поворота с помощью численного метода (рисунок из [130])

получен путем двойного численного интегрирования углового ускорения, не содержащего аддитивный шум. Ошибка вычисления угла поворота для данных модельных данных не превышает 0,027 рад (рис.11).

Применение методов регуляризации позволяет получить устойчивый к шуму метод получения угла поворота вала, однако, такие вычислительные схемы основаны на “высокой” математике и, подчас, неочевидны. С другой стороны, угол поворота вала может быть найден через выделение из измеренных сигналов составляющей ускорения свободного падения  $g$ .

### 2.3.1 Метод выделения ускорения свободного падения

В измеренных акселерометрами ускорениях вала  $a_1$ ,  $a_2$  и  $a_3$  отчетливо видна составляющая ускорения свободного падения  $g$  – сигналы колеблются  $\approx \pm 9,81\text{м/с}^2$  (рис. 7). В свою очередь, период колебаний  $g$  соответствует одному полному обороту вала. Таким образом, мгновенный угол поворота вала может быть определен через выделение из  $a_{w_1}$ ,  $a_{w_2}$ ,  $a_{w_3}$  составляющей ускорения свободного падения  $g$ .

Система уравнений измеряемых ускорений (12), принимая, что угловое ускорение  $\ddot{\varphi}$  найдено через (17), приведена к виду

$$\begin{cases} \frac{a_1 + \ddot{\varphi}r}{g} = \frac{(\ddot{x} \sin(\varphi) - \ddot{y} \cos(\varphi))}{g} - \cos(\varphi), \\ \frac{a_2 + \ddot{\varphi}r}{g} = \frac{(\ddot{x} \sin(\varphi + \frac{2\pi}{3}) - \ddot{y} \cos(\varphi + \frac{2\pi}{3}))}{g} - \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right), \\ \frac{a_3 + \ddot{\varphi}r}{g} = \frac{(\ddot{x} \sin(\varphi - \frac{2\pi}{3}) - \ddot{y} \cos(\varphi - \frac{2\pi}{3}))}{g} - \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right). \end{cases} \quad (21)$$

Таким образом, левые части уравнений системы

$$\psi_1 = \frac{a_1 + \ddot{\varphi}r}{g}, \quad \psi_2 = \frac{a_2 + \ddot{\varphi}r}{g}, \quad \psi_3 = \frac{a_3 + \ddot{\varphi}r}{g} \quad (22)$$

определяют комбинацию линейных ускорений и угла поворота вала. В свою очередь, правые слагаемые правых частей уравнений – косинусы угла поворота вала (с учетом начальной фазы). Причем, вклад в  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  и  $\psi_3$  левых слагаемых правых частей соответствующих уравнений системы (21) значительно меньше, чем вклад косинусов угла поворота вала (рис. 12). В связи с этим, косинусы угла поворота вала могут быть найдены через фильтрацию левых слагаемых правых частей системы уравнений (21).

Применение фильтров  $H_{f_1}$ ,  $H_{f_2}$ ,  $H_{f_3}$  к соответствующим ускорениям  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  позволяет найти приближенное значение косинуса угла поворота вала

$$\Psi_i = H_{f_i}(s) \psi_i, \quad i = \overline{1, 3}, \quad (23)$$

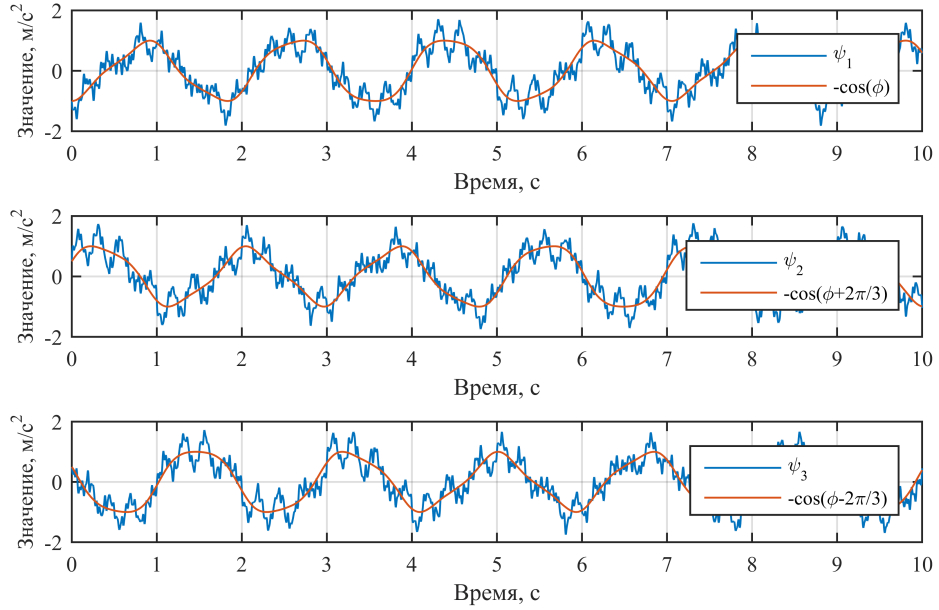


Рис. 12. Ускорения  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  и косинусы угла поворота вала

где  $\Psi_i$  – приближенное значение косинуса угла поворота вала измеренного соответствующим акселерометром. Параметры и тип фильтров  $H_{f_1}$ ,  $H_{f_2}$ ,  $H_{f_3}$  определяют точность найденных косинусов угла поворота и, соответственно, определяют точность нахождения ускорений  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$ .

Принимая во внимание тот факт, что каждый акселерометр фиксирует один и тот же угол поворота вала (с учетом начальной фазы), критерием фильтрации может служить

$$S_{\Psi} = \min \left( \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \left( \varphi_i^{\Psi} - \overline{\varphi^{\Psi}} \right)^2} \right), \quad (24)$$

где

$$\varphi_1^{\Psi} = \arccos(-\Psi_1), \quad \varphi_2^{\Psi} = \arccos(-\Psi_2) - \frac{2\pi}{3}, \quad \varphi_3^{\Psi} = \arccos(-\Psi_3) + \frac{2\pi}{3}.$$

То есть, минимизация среднеквадратического отклонения (СКО) восстановленных углов поворота вала для каждого момента времени измерения. При этом, необходимо учитывать, что множество значений  $\Psi_i$  должно принадлежать множеству  $E(\Psi_i) = [-1, 1]$ , так как множество значений косинуса угла –  $E(\cos(\varphi)) =$

$[-1, 1]$ . Более того, локальный максимум приближенного значения косинуса должен удовлетворять  $|\Psi_i| = 1$ . Данные требования могут быть достигнуты через нормирование  $\Psi_i$  к абсолютному максимуму  $\Psi_i$  на каждом интервале между двумя переходами  $\Psi_i$  через ноль. То есть,

$$\Psi_i^k = \frac{\Psi_i^{j_k}}{\Psi_i^{k, \max}}, \quad \Psi_i^{k, \max} = \max \left( \left| \Psi_i^{j_k} \right| \right), \quad j_k \in \left[ j^{(k-1)}, j^{(k)} \right], \quad i = \overline{1, 3}, \quad (25)$$

$$j^{(k)} : \Psi_i \left( j^{(k)} \right) = 0, \quad k = \overline{0, T}, \quad j^{(k)} > j^{(k-1)}, \quad j^{(0)} = 0, \quad j^{(T)} = t,$$

где  $t$  – конечное время.

Проблема восстановления углов поворота также осложнена тем, что  $\cos$  – периодическая функция с периодом  $[0; \pi]$  и, таким образом, восстановление угла на полном обороте вала без дополнительной информации невозможно. Однако, угол может быть восстановлен если одновременно учитывать значение двух других косинусов. То есть, для определения угла поворота вала  $\varphi_1^\Psi$ , измеренного первым акселерометром,

$$\varphi_1^\Psi = \begin{cases} \arccos(-\Psi_1), & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 \leq -0,5) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 \geq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \leq 0) \cap (-\Psi_2 \leq 0) \cap (-\Psi_3 > 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \leq 0) \cap (-\Psi_2 \in [0; 0,5]) \cap (-\Psi_3 > 0)), \\ 2\pi - \arccos(-\Psi_1), & ((-\Psi_1 \leq 0) \cap (-\Psi_2 \geq 0,5) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 \leq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 > 0) \cap (-\Psi_2 \in (-0,5; 0]) \cap (-\Psi_3 < 0)). \end{cases} \quad (26)$$

Таким же образом, для определения угла  $\varphi_2^\Psi$ , измеренного вторым акселеромет-



ром,

$$\varphi_2^\Psi = \begin{cases} \arccos(-\Psi_2) - \frac{2\pi}{3}, & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0,5) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 \geq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 < -0,5)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 \geq 0) \cap (-\Psi_3 < 0)), \\ \frac{4\pi}{3} - \arccos(-\Psi_2), & ((-\Psi_1 \in [0; 0,5)) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 > 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 > 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 \geq 0) \cap (-\Psi_3 \geq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 \in [-0,5; 0))). \end{cases} \quad (27)$$

И, таким же образом, для определения угла  $\varphi_3^\Psi$ , измеренного третьим акселерометром,

$$\varphi_3^\Psi = \begin{cases} \arccos(-\Psi_3) + \frac{2\pi}{3}, & ((-\Psi_1 < -0,5) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 > 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 \geq 0) \cap (-\Psi_3 \geq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 < 0) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \in [0; 0,5)) \cap (-\Psi_2 > 0) \cap (-\Psi_3 < 0)), \\ \frac{8\pi}{3} - \arccos(-\Psi_3), & ((-\Psi_1 > 0) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 < 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \geq 0) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 \geq 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 \in [-0,5; 0)) \cap (-\Psi_2 < 0) \cap (-\Psi_3 > 0)) \cup \\ & ((-\Psi_1 > 0,5) \cap (-\Psi_2 \geq 0) \cap (-\Psi_3 < 0)). \end{cases} \quad (28)$$

Метод восстановления угла через одновременный учет значения двух других косинусов позволяет восстановить угол на полном обороте вала  $[0; 2\pi]$ . Однако, отклонение одного (или нескольких)  $\Psi_i$  от реального значения косинуса угла и, таким образом, неправильного определения интервала на котором определен угол или  $[0; \pi]$ , или  $(\pi; 2\pi)$ , может приводить к “перескакиванию” угла. То есть, выбрано неправильное (одно из двух) значение угла косинусы которых рав-

ны (рис. 13). “Перескакивание” угла пагубно влияет на точность критерия (24).

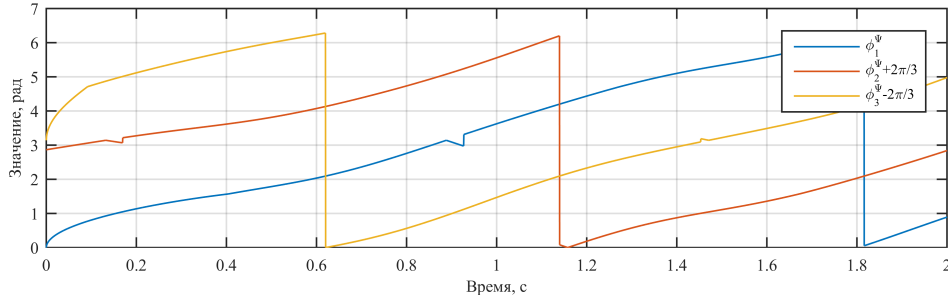


Рис. 13. Восстановленные угла поворота вала

Однако, в функции косинуса восстановленного угла “перескакивания” не происходит (из-за периодичности функции  $\cos$ ). В связи с этим, предпочтительно в качестве критерия рассматривать косинусы восстановленных углов вместо самих углов поворота вала

$$C_i = \cos(\varphi_i^\Psi), \quad i = \overline{1, 3}.$$

Таким образом, в качестве критерия фильтрации, в случае конечного шага времени на заданном временном интервале, вместо (24), применен

$$S_\Sigma = \min \left( \sum_{j=1}^m S_j \right), \quad (29)$$

где

$$S_j = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (C_i^j - \overline{C^j})^2}.$$

То есть, минимизация суммы СКО косинусов восстановленных углов поворота для каждого момента времени  $j$  на заданном временном интервале  $\overline{1, m}$ . Либо, минимизация среднего значения СКО на один отсчет  $\overline{S_j}$

$$\overline{S_j} = \min \left( \frac{S_\Sigma}{m} \right). \quad (30)$$

В случае непрерывного вращения вала в одну сторону, может быть введено дополнительное условие – монотонность функции  $\Psi_i$

$$\begin{aligned} C_i \text{ не убывает при } & \varphi_i^\Psi \in [-\pi + 2\pi n; 2\pi n], n \in \mathbf{Z}, \\ C_i \text{ не возрастает при } & \varphi_i^\Psi \in [2\pi n; \pi + 2\pi n], n \in \mathbf{Z}. \end{aligned} \quad (31)$$

Для нахождения линейных ускорений (в соответствии с (17)) кроме косинусов угла поворота необходимы синусы. Синусы угла могут быть найдены из восстановленных углов поворота вала  $\varphi_i^\Psi$ , либо через формулы сложения (вычитания) тригонометрических функций

$$\begin{aligned}\sin(\varphi) &= \frac{1}{\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)} \left( \cos(\varphi) \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) - \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) \right), \\ \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) &= \sin(\varphi) \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) + \cos(\varphi) \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right).\end{aligned}$$

Таким образом, в соответствии с (23),

$$\begin{aligned}S_{\Psi_1} &= \frac{1}{\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)} \left( -\Psi_1 \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) + \Psi_2 \right) \approx \sin(\varphi), \\ S_{\Psi_2} &= S_{\Psi_1} \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) - \Psi_1 \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \approx \sin\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right).\end{aligned}\tag{32}$$

### 2.3.2 Оценка ошибки метода выделения $g$

Из модельных данных (18) вычислено угловое ускорение, в соответствии с (14). Вычислены ускорения  $\psi_i$ , в соответствии с (22). Далее, вычисленные ускорения  $\psi_i$  отфильтрованы в соответствии с критерием (29).

Для фильтрации ускорений  $\psi_i$  применен фильтр Савицкого-Голея (свертка с функцией особой формы). Данный фильтр, являясь развитием скользящего среднего, использует для аппроксимации не линейную функцию, а полином  $l$ -го порядка в окрестности каждого измерения  $x_i = x(t_i)$ . Причем, коэффициенты фильтра Савицкого-Голея находятся по критерию минимума среднеквадратической ошибки

$$(A^T A)^{-1} b = -A^T x,\tag{33}$$

где  $A$  – матрица Вандермонда размером  $(2m + 1) \times (l + 1)$ ,  $(2m + 1)$  – размер окна сглаживания фильтра,  $b$  – коэффициенты полинома.

Ускорения  $\psi_i$  отфильтрованы при помощи многократного применения фильтра Савицкого-Голея 2-го порядка на усредняющем интервале в 2500 отсчетов измерений. В результате, сумма СКО косинусов восстановленных углов  $C_i$ , в

соответствии с (29),

$$S_{\Sigma} = 1,1939 \cdot 10^4 \text{ рад.}$$

В свою очередь, среднее значение СКО на один отсчет

$$\overline{S_j} = 0,0292 \text{ рад.}$$

Причем, ошибка найденных косинусов  $\Psi_1$ ,  $\Psi_2$  и  $\Psi_3$  (с учетом начального угла) соответствующего акселерометра 1-3, не превышает 0,1 (рис. 14).

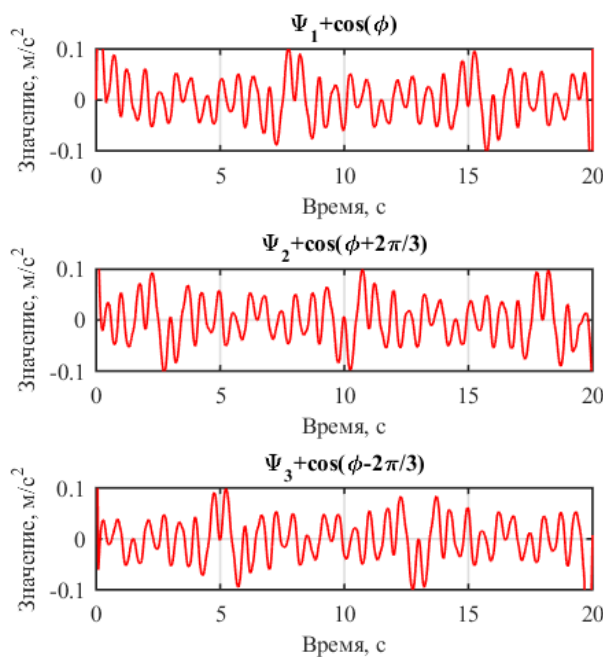


Рис. 14. Ошибка определения косинуса угла поворота вала

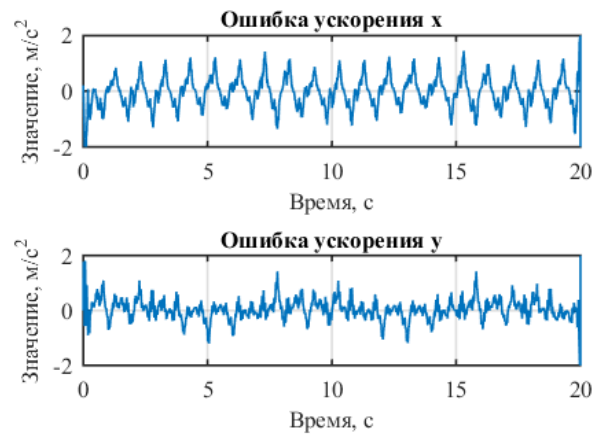
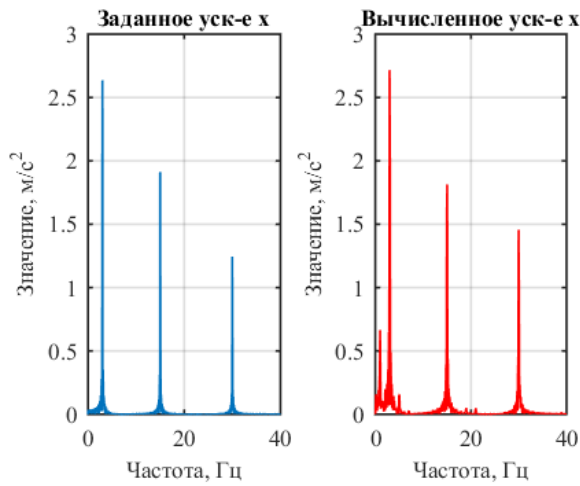
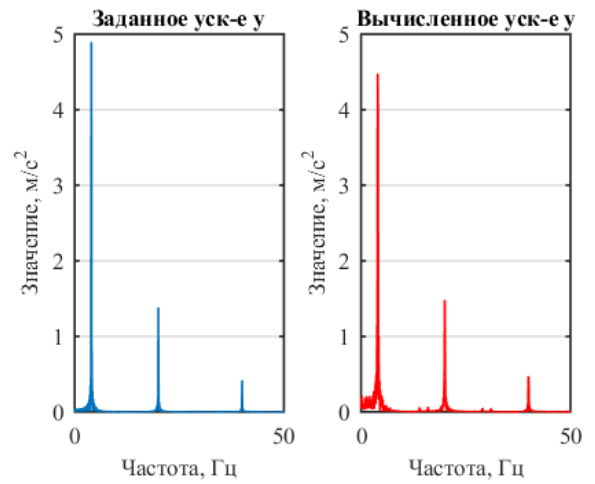


Рис. 15. Ошибки вычисления ускорений вала методом выделения  $g$

Ошибка вычисленных линейных ускорений (применяя (17) и (32)), не превышает  $2 \text{ м/с}^2$  (рис. 15). Однако, в ошибке ускорения  $\ddot{x}$  отчетливо видны гармонические составляющие. Причем, наибольший вклад вносит компонента на частоте 1 Гц (рис. 16). С другой стороны, в ошибке линейного ускорения  $\ddot{y}$  нет явных гармонических компонент, что наглядно видно в частотном спектре ускорения (рис. 17).

Рис. 16. Спектр ускорения  $\ddot{x}$ Рис. 17. Спектр ускорения  $\ddot{y}$ 

Метод выделения ускорения свободного падения (для сигналов, не содержащих шум), обеспечивает менее высокую точность определения угла поворота в сравнении с численным интегрированием ускорения. Более того, спектры вычисленных линейных ускорений содержат паразитные компоненты, которые соответствуют линейным комбинациям ускорений  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$ . Однако, применение метода выделения ускорения свободного падения не приводит к накоплению ошибки угла поворота и, таким образом, не приводит к возрастанию ошибки вычисления линейных ускорений.

Применение идентичного фильтра Савицкого-Голея к модельным данным  $a_{w_1}$ ,  $a_{w_2}$ ,  $a_{w_3}$ , которые содержат аддитивный шум, приводит к незначительному изменению суммы СКО косинусов  $C_i$

$$S_{\Sigma} = 1,1954 \cdot 10^4 \text{ рад.}$$

В свою очередь, среднее значение СКО на один отсчет

$$\overline{S_j} = 0,0292 \text{ рад.}$$

Более того, ошибка  $\Psi_1$ ,  $\Psi_2$  и  $\Psi_3$  не превышает 0,1 (рис. 18), а также ошибка вычисленных ускорений  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  не превышает  $2 \text{ м/с}^2$  (рис. 19).

Наличие шума в модельных данных не привело к изменению формы оши-

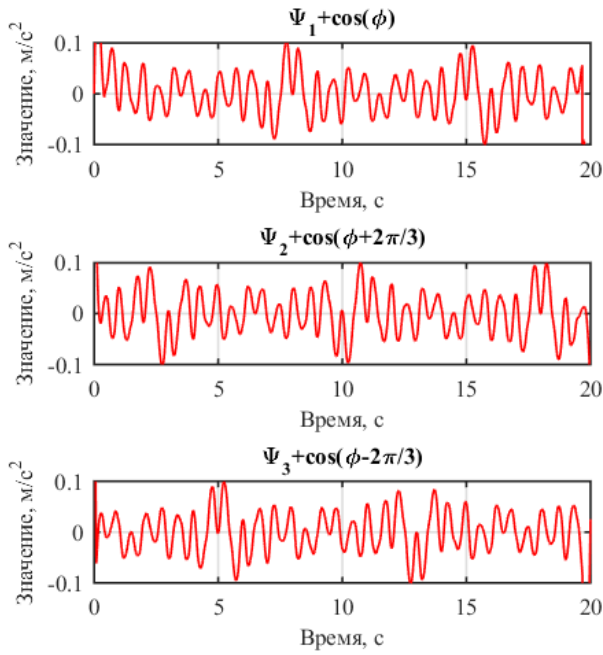


Рис. 18. Ошибка определения косинуса угла поворота вала

бок. Таким образом, метод выделения ускорения свободного падения является устойчивым к шуму, а точность метода зависит от применяемого метода фильтрации ускорений  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  и  $\psi_3$ , то есть, от функций  $H_{f_1}$ ,  $H_{f_2}$  и  $H_{f_3}$ .

В случае, если линейные ускорения не содержат низкочастотные, а содержат высокочастотные компоненты

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = 10 \sin(2\pi t + \pi) + 3,5 \sin(2\pi 50t) + 1,5 \sin(2\pi 100t) + \\ \quad + 1,2 \sin(2\pi 150t) + 0,5 \sin(2\pi 450t) + 0,25 \sin(2\pi 455t), \\ \ddot{x}_1 = 0,5 \sin(2\pi 375t) + 0,25 \sin(2\pi 380t), \\ \ddot{y}_1 = 0,5 \sin(2\pi 410t) + 0,25 \sin(2\pi 400t), \end{cases} \quad (34)$$

и, кроме того, сформированные модельные данные содержат описанный выше аддитивный шум, сумма СКО косинусов восстановленных углов поворота после фильтрации ускорений  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  и  $\psi_3$  (также фильтром Савицкого-Голея)

$$S_{\Sigma} = 1,1888 \cdot 10^3 \text{ рад}$$

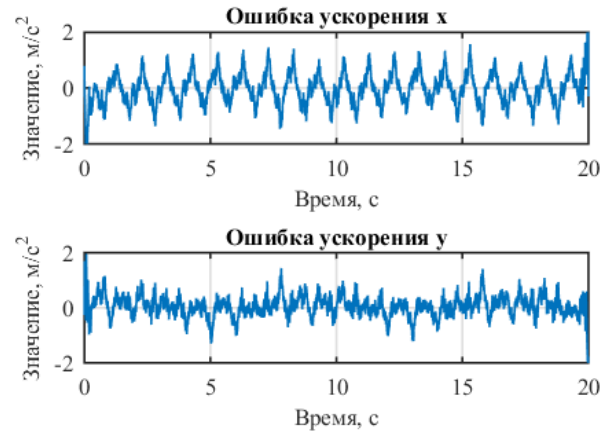


Рис. 19. Ошибки вычисления ускорений вала методом выделения  $g$

В свою очередь, среднее значение СКО на один отсчет

$$\overline{S_j} = 0,0030 \text{ рад.}$$

на порядок меньше, чем для данных (18). Как результат, ошибка  $\Psi_i$  не превышает 0,01 (рис. 20), а ошибка вычисленных ускорений  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  не превышает 0,7 м/с<sup>2</sup> (рис. 21). Более того, ошибки ускорений не имеют четко выраженной периодичности и имеют характер аддитивного шума  $w_1, w_2, w_3$ . Таким образом, значение

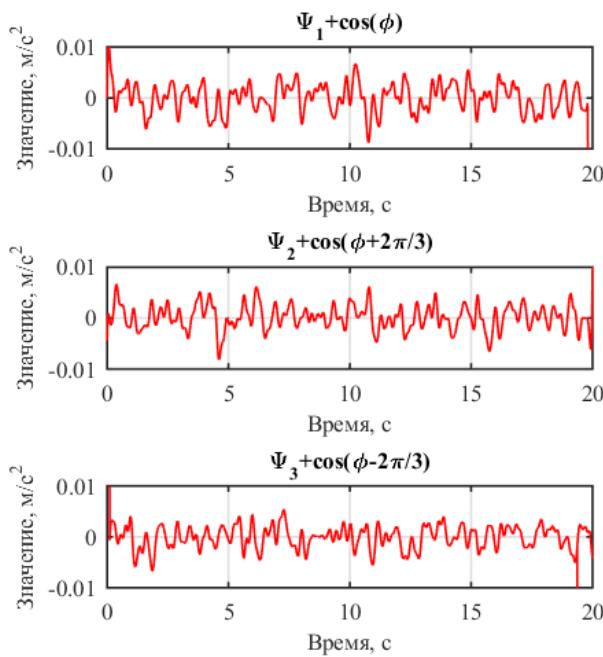


Рис. 20. Ошибка определения косинуса угла поворота вала

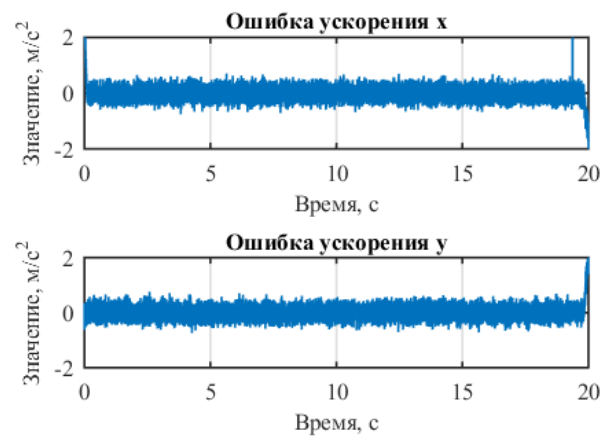


Рис. 21. Ошибки вычисления ускорений вала методом выделения  $g$

суммы СКО косинусов  $S_\Sigma$  позволяет оценить, качество вычисления линейных ускорений.

Метод выделения ускорения свободного падения устойчив к шуму, а применение метода не приводит к накоплению ошибки угла поворота и, как результат, обеспечивает устойчивое определение и разделение на ортогональные оси линейных ускорений. При этом, значение суммы СКО косинусов  $S_\Sigma$  позволяет аналитически оценить достоверность определения угла поворота и разделения

линейных ускорений на ортогональные оси.

## 2.4 Конструкция датчика ускорений

С целью реализации разработанных методов получения и обработки информации предложен датчик ускорений подвижных элементов машин и механизмов. [1] Датчик ускорений подвижных элементов машин и механизмов состоит из роторного и статорного блоков. Роторный блок – измерительная часть датчика, статорный блок – вспомогательная часть, обеспечивающая энергией роторный блок.

Роторный блок жестко закреплен через отверстие на вращающемся валу перпендикулярно его оси вращения. Статорный блок закреплен на неподвижной части механизма (например, корпусе механизма). Причем, статорный блок расположен таким образом, чтобы обеспечивать необходимый уровень приема-передачи энергии и данных, например, параллельно роторному блоку на минимальном расстоянии (рис. 22).

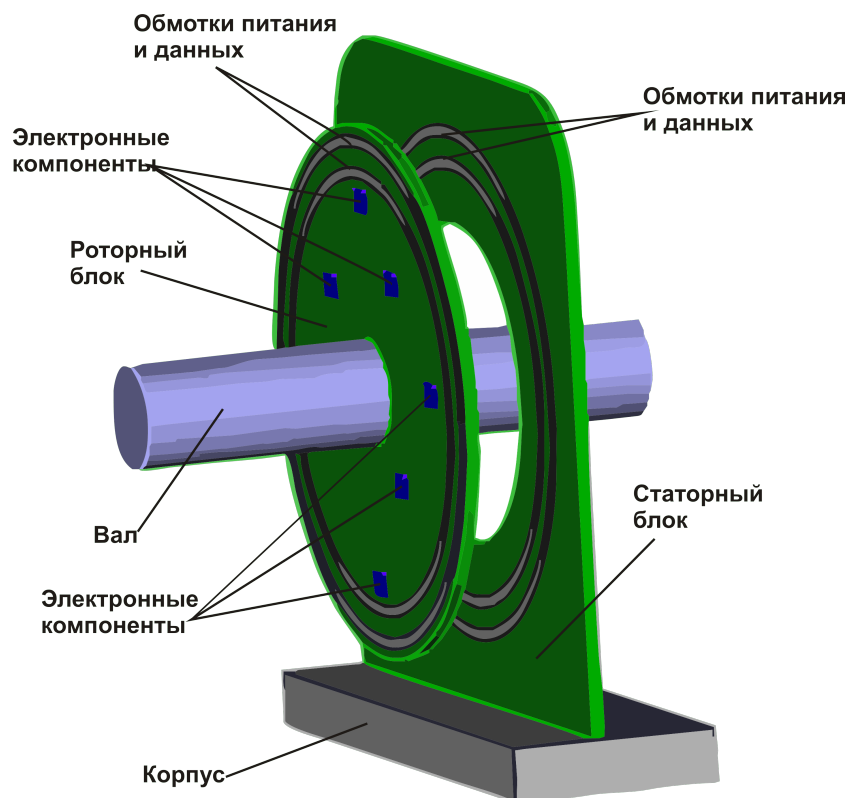


Рис. 22. Датчик ускорений подвижных элементов машин и механизмов



Роторный блок содержит обмотки для приемо-передачи энергии и данных беспроводным способом. Кроме того, на роторном блоке установлены электронные компоненты (для питания, фильтрации, обработки и передачи данных) и, главное, датчики ускорения – акселерометры.

Статорный блок содержит обмотки для беспроводной приемо-передачи энергии и данных, а также соединительные разъемы для источника питания и приемопередатчика данных.

Во время работы устройства генератор сигналов создает сигнал требуемой формы, частоты и амплитуды, затем, усилитель мощности усиливает сигнал с генератора и возбуждает обмотку питания на статорном блоке. На обмотке питания, расположенной на статорном блоке, возникает напряжение, питающее электронную схему на роторном блоке, в том числе, акселерометры, микропроцессор и приемопередатчик. Благодаря этому, датчик передает измеренные и предварительно обработанные ускорения через обмотки данных на статорный блок (рис. 23).

Датчик ускорения имеет широкий спектр областей применения, например, для мониторинга технического состояния одноступенчатой зубчатой передачи (рис. 24).

Применение датчика ускорений для диагностики зубчатой передачи, позволяет фиксировать поведение каждого колеса в отдельности для точной диагностики и локализации дефектов передачи. Более того, датчик обладает малой массой, сбалансирован и не требует регулярного обслуживания – не имеет внутренних источников питания и частей, подверженных интенсивному износу (токоподводов). В результате, конструктивные особенности датчика обеспечивают возможность его закрепления непосредственно у источника дефектов – кинематических пар или подшипников, более того, отсутствие внутренних источников питания дает возможность устанавливать датчик непосредственно во внутрь механизма.

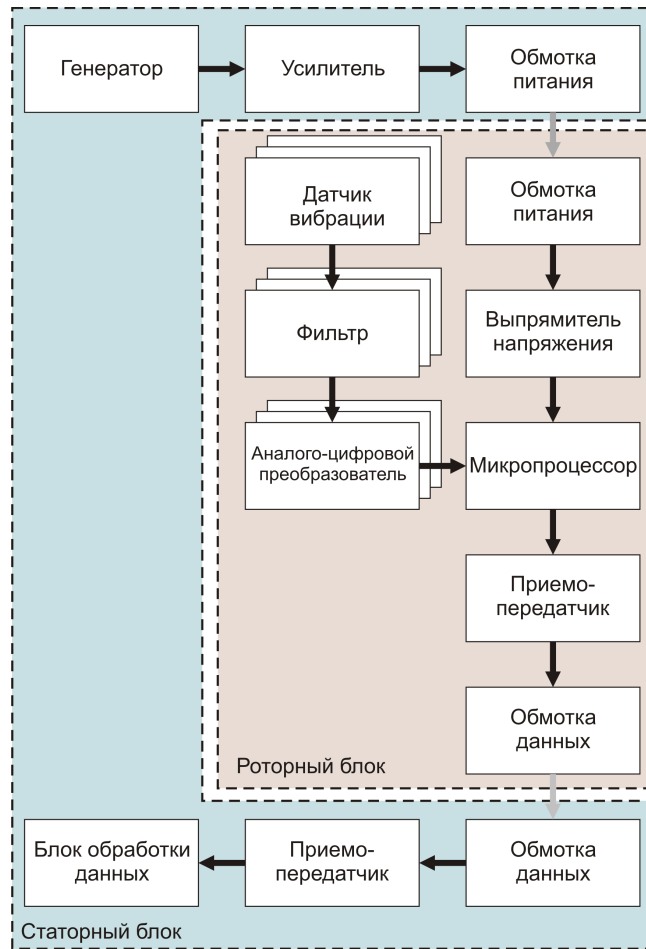


Рис. 23. Блок-схема работы датчика ускорения подвижных элементов машин и механизмов

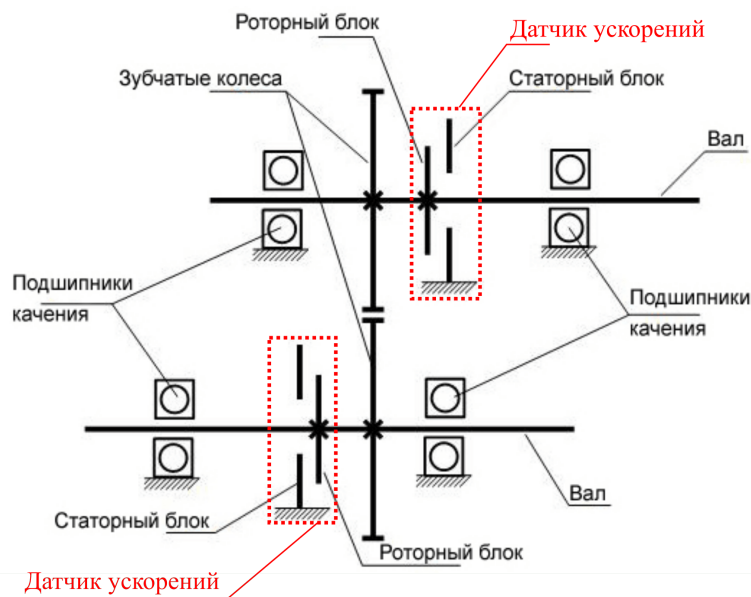


Рис. 24. Кинематическая схема одноступенчатого зубчатого редуктора с датчиками ускорений

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

Предложен метод получения расширенной, в сравнении с традиционными методами, высокочувствительной к дефектам диагностической информации с вращающегося вала через закрепление непосредственно на вращающемся валу трех равноудаленных от центра вала одно-осевых акселерометров с тангенциальной ориентацией осей чувствительности. Анализ динамической модели таким образом ориентированных акселерометров показал, что такая конструкция (Датчик) позволяет измерять ускорения по двум линейным и одной угловой координате одновременно.

Численное моделирование выходных сигналов Датчика показало, что

- линейная комбинация измеренных акселерометрами ускорений соответствует угловому ускорению.
- измеренные линейные ускорения могут быть спроецированы на независимые ортогональные оси. Однако, достоверность проекций зависит от погрешности определения мгновенного угла поворота вала.
- мгновенный угол поворота может быть найден через двойное интегрирование найденного углового ускорения. Однако, метод неустойчив к шуму – малая ошибка выделения углового ускорения приводит к быстрому накоплению большой ошибки угла поворота.

Предложен метод обработки полученной информации, основанный на выделении составляющей ускорения свободного падения  $g$  из измеренных ускорений. Метод применим если ось вращения датчика ориентирована горизонтально. Анализ применения предложенного метода на модельных данных показал, что предложенный метод устойчив к шуму – применение метода не приводит к накоплению ошибки угла поворота.

Предложен критерий оценки погрешности метода обработки полученной информации. Критерий, основанный на минимизации суммы СКО косинусов

восстановленных углов поворота для каждого момента времени, позволяет аналитически оценить достоверность определения угла поворота и проекций линейных ускорений на ортогональные оси. Чем ближе значение суммы СКО к нулю, тем меньше погрешность определения мгновенного угла поворота.

## ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ ДАТЧИКА УСКОРЕНИЙ

### 3.1 Прототип датчика и машина-симулятор дефектов

Для проверки предложенных методов обработки информации применены специальная машина симулирования дефектов исполнительных механизмов и прототип датчика ускорений, в котором реализованы предложенные методы.

#### 3.1.1 Машина-симулятор дефектов MFS-Magnum

Испытательная машина MFS-Magnum применена для симулирования дефектов компонентов исполнительных механизмов (рис. 25). Машина-симулятор

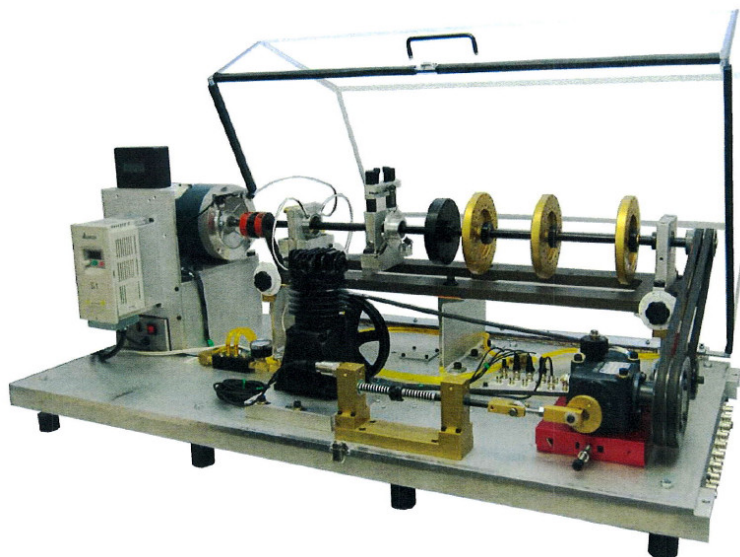


Рис. 25. Испытательная машина-симулятор MFS-Magnum

выполнена по модульной схеме, что обеспечивает универсальность, простоту в эксплуатации и надежность. Каждый компонент машины-симулятора выполнен с высокой точностью, что обеспечивает работу без каких-либо значительных противоречивых вибраций. В зависимости от исследуемой ситуации возможен ввод как индивидуальных дефектов (например, дефект подшипника), так и комплексных дефектов (например, дефект подшипника и зубчатой передачи). Машина-симулятор позволяет анализировать: дисбаланс ротора, экс-

центричность ротора, дефекты подшипников качения, дефекты подшипников скольжения, скол зубчатой передачи и другие.

### 3.1.2 Прототип датчика ускорений

На основе модели (рис. 4) разработан и изготовлен прототип (экспериментальный образец) датчика ускорений. В качестве чувствительных элементов датчика применены три аналоговых одно-осевых МЭМС-акселерометра ADXL001-70 (компания Analog Devices). Акселерометры имеют диапазон изменений в пределах  $\pm 70g$ , резонансную частоту 22 кГц и чувствительность 24,2 мВ/ $g$  на 100 Гц (рис. 26).

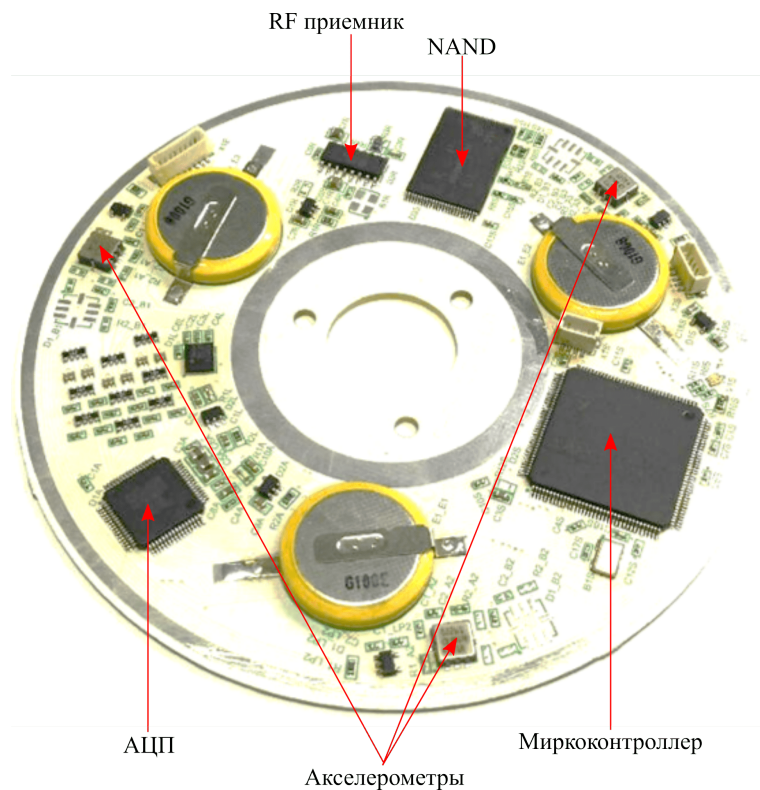


Рис. 26. Прототип датчика ускорений

Сигналы акселерометров оцифровывает 18-ти разрядный АЦП AD7609 (компания Analog Devices) на частоте 39,4 кГц. Причем, АЦП имеет дифференциальные входы и обеспечивает синхронное семплирование по всем каналам. Измерительную систему контролирует 32-разрядный микроконтроллер STM32L476 (компания STMicroelectronics). Кроме того, микроконтроллер, осуществляет пред-

варительную обработку измеренной информации и осуществляет беспроводной обмен данными через радиочастотный приемник. Более того, датчик содержит встроенную NAND-память для накопления и хранения “сырых” измеренных данных. Также, экспериментальный датчик содержит литиевые батареи для питания, но в долгосрочной перспективе предусматривается беспроводная передачи энергии для питания датчика.

### 3.1.3 Испытание датчика ускорений

Датчик ускорений был закреплен на валу машины-симулятора для получения первичный “сырых” данных (рис. 27).

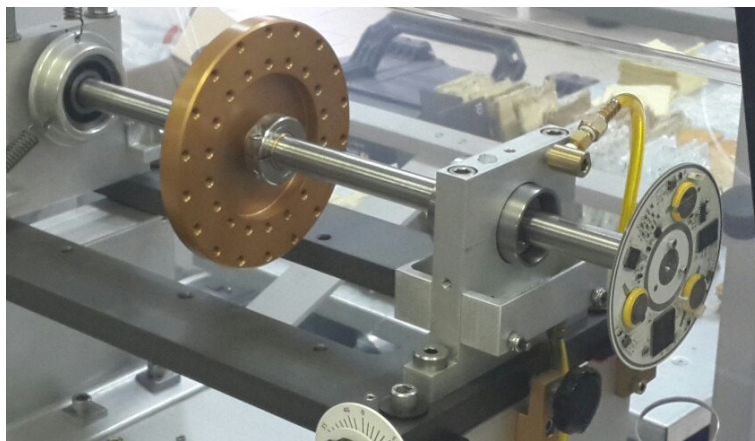


Рис. 27. Прототип датчика закрепленный на валу симулятора

Двигатель симулятора был раскручен от состояния покоя до заданной частоты вращения (12 Гц). В результате, получены ускорения, измеренные акселерометрами датчика (рис. 28).

В экспериментальных сигналах отчетливо виден процесс разгона, а также составляющая ускорения свободного падения. Кроме того, на графике измеренных сигналов отчетливо виден процесс прохождения валом в районе 15 секунды и между 16 и 17 секундами двух критических частот (резкое увеличение амплитуды сигналов) – частот собственных колебаний системы. Более того, во время прохождения валом второй его критической частоты, амплитуда измеренных колебаний возрастает существенно. Такая чувствительность связана с

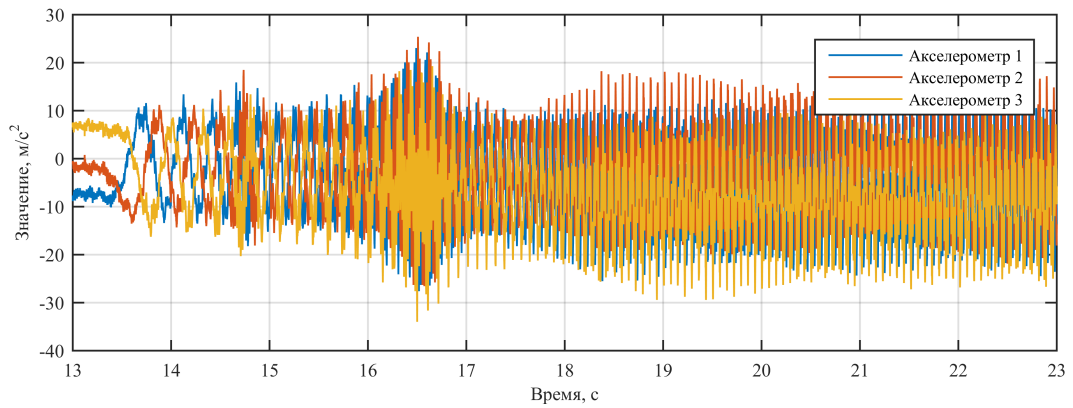


Рис. 28. Измеренные экспериментальным датчиком ускорения  $a_1, a_2, a_3$  местом закрепления датчика – непосредственно на валу механизма. При этом, сигналы акселерометров с увеличением частоты вращения приобретают постоянное смещение, вызванное отклонением оси чувствительности акселерометров от тангенциального направления (рис. 29). Такое отклонение приводит к тому,

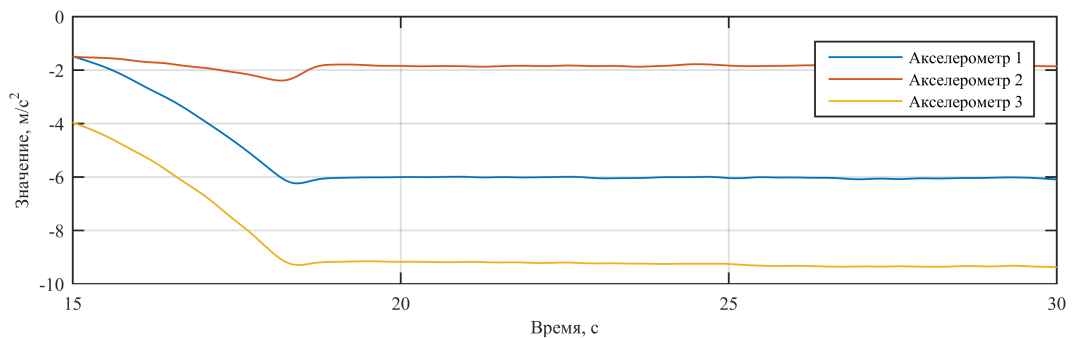


Рис. 29. Постоянное смещение сигналов  $a_1, a_2, a_3$ , измеренные акселерометрами что акселерометры измеряют, в том числе, компоненту центростремительного ускорения, которое пропорционально квадрату угловой скорости вращения вала. При этом, акселерометр 3 имеет наибольшее отклонение оси чувствительности от тангенциального направления, а акселерометр 2 – наименьшее. Данный факт необходимо учитывать при анализе измеренных сигналов и, при необходимости, производить коррекцию. Коррекция измеренных сигналов необходима в разделения измеренных сигналов акселерометров на ортогональные линейные и угловые оси с последующим их анализом.



### 3.2 Собственные частоты колебаний механической системы

Для оценки чувствительности предложенной измерительной системы к собственным частотам колебаний в сравнении с традиционным методом была реализована физическая модель предложенного датчика.

На вал и опору механизма-симулятора были закреплены (при помощи специального воска) трех-осевые аттестованные пьезоэлектрические ICP-акселерометры (компания PCB Piezotronics). Причем, на опоре был установлен один акселерометр, в тоже время, на валу были закреплены три акселерометра через специальную оправку, которая имеет лыски для взаимной ориентации акселерометров. Чувствительность ICP-акселерометров – 100 мВ/ $g$ . В качестве опор применены шариковые подшипники качения (рис. 30).

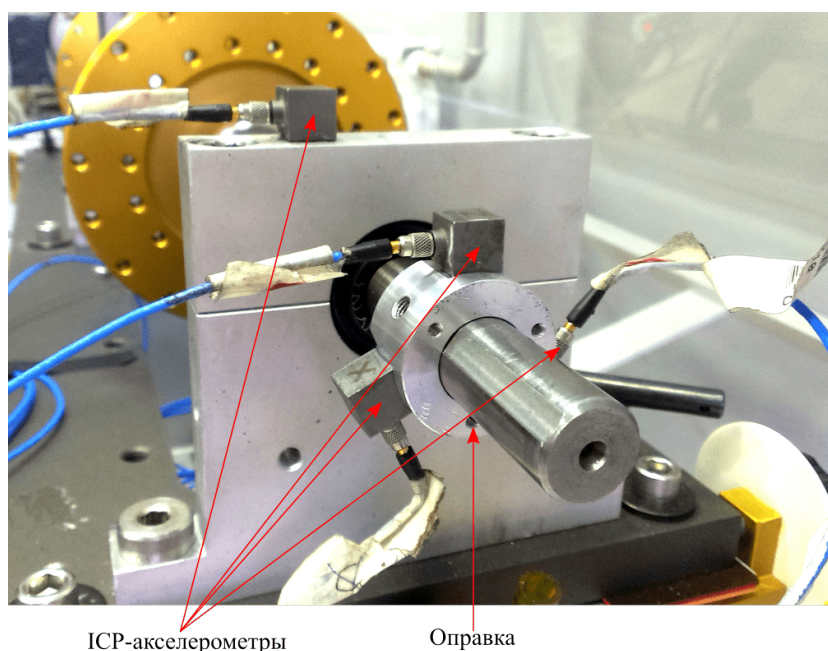


Рис. 30. ICP-акселерометры, закрепленные на валу и опоре симулятора

Оправка с лысками позволила сориентировать оси ICP-акселерометров тангенциально, как у предложенного датчика. Центральный угол между акселерометрами – 120° (рис. 31).

Сигналы акселерометров синхронно были оцифрованы при помощи аттестованной 24-разрядной измерительной системы LMS SCADAS Mobile (компания Siemens) на частоте дискретизации 51,2 кГц.

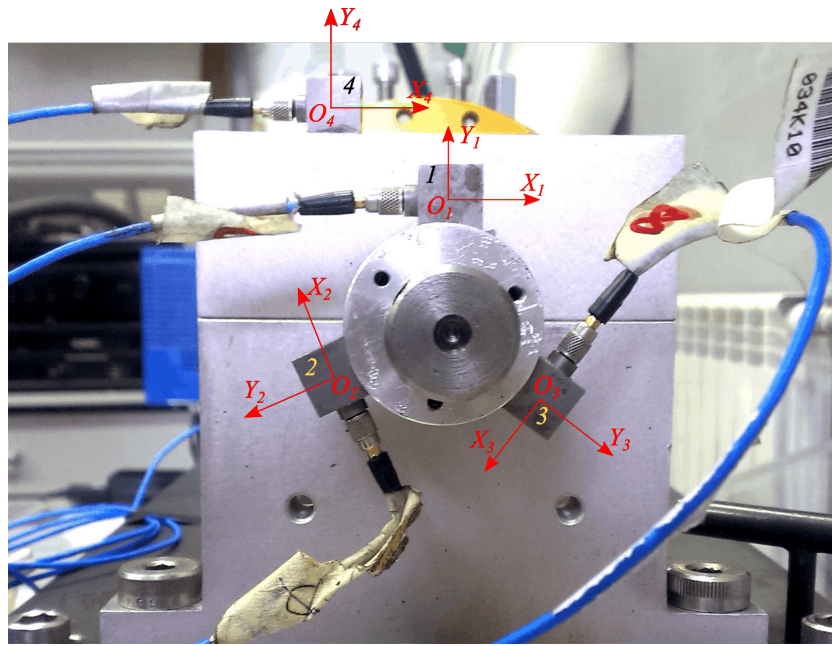


Рис. 31. Модель датчика на ИСР-акселерометрах

Для возбуждения колебаний механизма на собственных частотах применен метод ударного воздействия. Удар был нанесен специальным молотком вертикально вниз (вдоль оси  $O_1Y_1$ ) по концу вала симулятора.

Акселерометры 1 (закреплен на валу) и 4 (закреплен на опоре) ориентированы одинаково, это позволяет сравнить “сырые” отклики на валу и опоре (рис. 32).

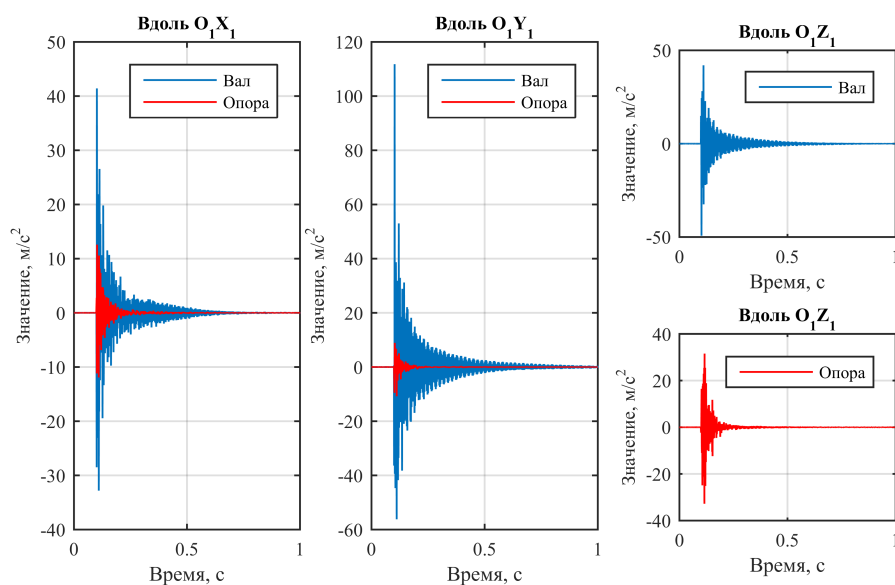


Рис. 32. “Сырой” отклик опоры и вала на удар по концу вала

Отчетливо видно, что амплитуды откликов близки только для оси  $O_1Z_1$  (вдоль оси вала), в отличие от осей  $O_1X_1$  и  $O_1Y_1$  (в диаметральной плоскости вала). Амплитуда отклика вала вдоль осей  $O_1X_1$  и  $O_1Y_1$  существенно превышает амплитуду отклика опоры. Более того, время затухания вала существенно больше, чем у опоры. При этом, частотные спектры соответствующих осей вала и опоры имеют схожий портрет (рис. 33). В спектрах отклика каждой из осей

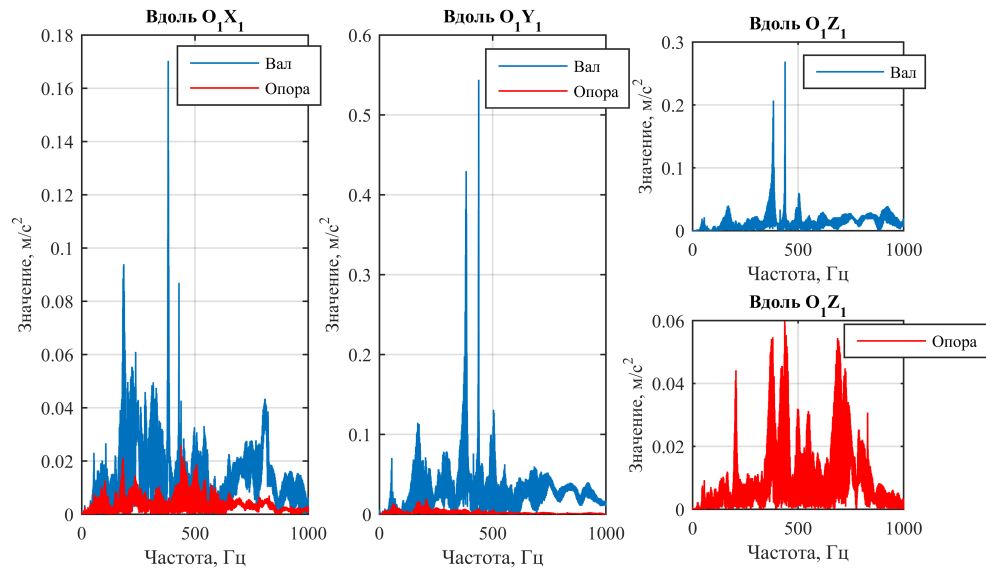


Рис. 33. Спектры “сырого” отклика вала и опоры на удар по валу

вала и опоры присутствуют пики на одинаковых частотах. Однако, спектры отклика вдоль осей вала  $O_1X_1$  и  $O_1Y_1$  (диаметральной плоскости вала) содержат большее число пиков. Кроме того, общий уровень спектров отклика вала вдоль осей  $O_1X_1$  и  $O_1Y_1$  выше, чем отклика опоры. В тоже время, в спектре отклика опоры вдоль оси  $O_1Z_1$  присутствуют компоненты, которые не выражены в отклике вала. Более того, общий уровень спектра отклика опоры схож с уровнем отклика вала, кроме двух пиков (амплитуды которых на валу больше, чем на опоре).

В случае ударного воздействия вертикально вниз (также вдоль оси  $O_1Y_1$ ) по станине машины-симулятора амплитуды отклика вала и опоры вдоль оси  $O_1X_1$  практически равны, вдоль оси  $O_1Y_1$  (вдоль которой наносился удар) амплитуда отклика вала больше, чем опоры, однако, вдоль оси  $O_1X_1$  амплитуды

практически равны, а вдоль оси  $O_1Z_1$  (оси вала) отклик опоры существенно больше отклика вала (рис. 34). При этом, скорость затухания колебаний опо-

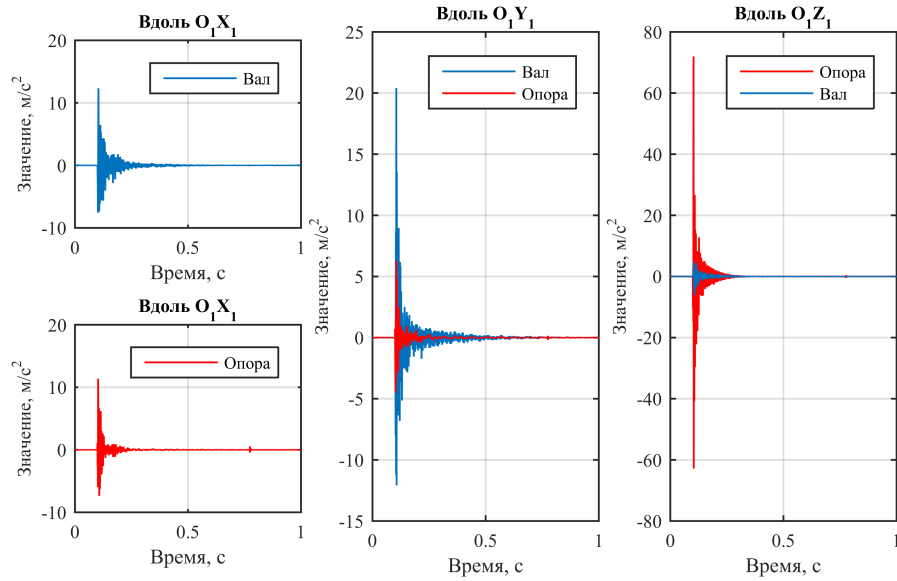


Рис. 34. “Сырой” отклик вала и опоры на удар по станине

ры выше, чем колебаний вала (как и при ударе по концу вала). Также как и в случае удара по концу вала, спектры отклика вала и опоры по каждой оси имеют схожий вид (рис. 35). Однако, при схожем уровне в спектрах отклика

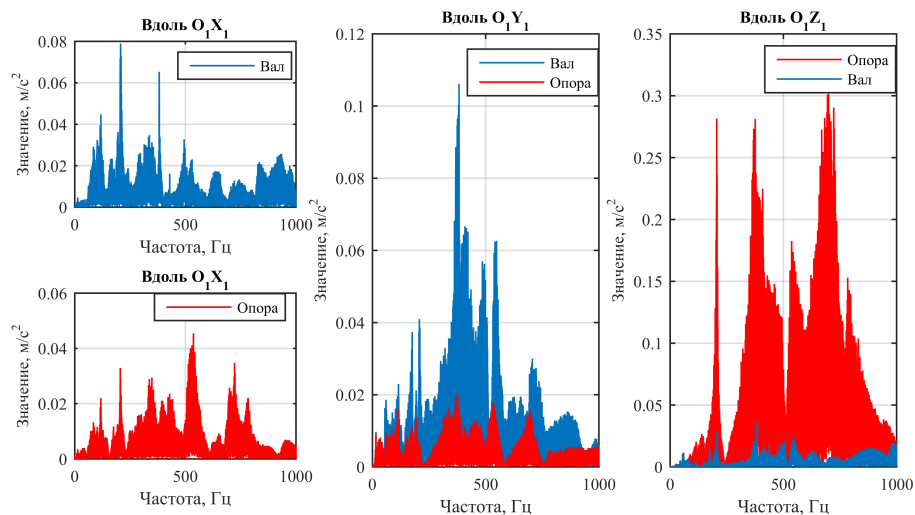


Рис. 35. Спектры “сырого” отклика вала и опоры на удар по станине

вала и опоры вдоль  $O_1X_1$  усилены различные частотные компоненты. Так, на валу большее возбуждение получили компоненты в окрестности 60, 200 и 400

Гц, чем на опоре. С другой стороны, на опоре большее возбуждение приобрели компоненты на более высоких частотах: в окрестности 550, 650 и 700 Гц.

Спектры откликов вдоль  $O_1Y_1$  повторяют форму друг друга. Однако, общий уровень частотного спектра вала (как и в случае удара по валу) выше, чем уровень частотного спектра опоры. Более того, частотные пики существенно более выражены в частотном спектре вала.

Частотные спектры откликов опоры и вала вдоль  $O_1Z_1$  также как и спектры откликов вдоль  $O_1Y_1$  имеют схожую форму. Однако, спектр отклика опоры вдоль  $O_1Z_1$  многократно превосходит спектр отклика вала, причем, спектр отклика вала не имеет схожих с откликом опоры пиков для частот выше 500 Гц.

Сравнивая полученные спектры отклика на удар по станине (рис. 35) с соответствующими спектрами отклика удара по валу (рис. 33) заметно, что характер спектров отклика вала для обоих ударов схож, хоть и амплитуды компонент существенно уменьшились при ударе по станине, в то время как, в спектре отклика опоры возникли новые компоненты – компоненты, связанные с конструкцией машины. Более того, спектр отклика опоры при ударе по станине вдоль  $O_1Z_1$  усилился многократно, относительно удара по валу. При этом, уровень отклика вала вдоль  $O_1Z_1$  остался на прежнем уровне. Причем, данная ситуация характерна для спектров опоры вдоль  $O_1X_1$  и  $O_1Y_1$ . Таким образом, вал и опора имеют схожую чувствительность к “внешним” колебаниям механизма, например, внешней вибрации. С другой стороны, вал имеет существенно большую чувствительность к “полезным” колебаниям – колебаниям, вызванным работой и дефектами механизма.

Применяя к ускорениям акселерометров 1-3 (установленных на валу) метод разделения ускорений на угловое и линейные ускорения (17), получены проекции на соответствующие оси отклика удара по валу (рис. 36).

Вычисленные отклики вала вдоль осей  $OX$  и  $OY$  практически совпадают (по амплитуде и времени затухания) с соответствующими измеренными “сырыми” колебаниями вдоль осей  $O_1X_1$  и  $O_1Y_1$  (рис. 32). Однако, также выявлен

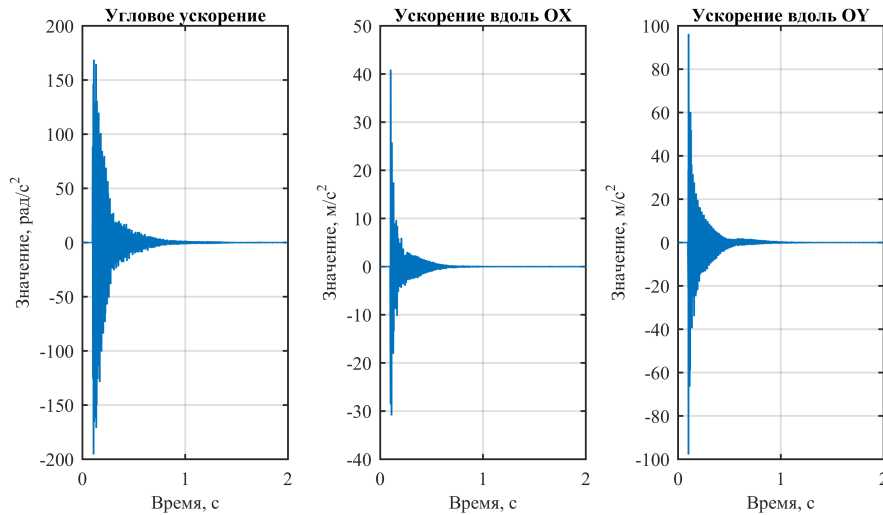


Рис. 36. Отклик вала по линейным и угловой оси на удар по валу

ненулевой отклик вала вокруг оси его вращения – затухающее угловое ускорение. Причем, время затухания углового ускорения не меньше, чем у линейных ускорений.

Частотные спектры вычисленных откликов вдоль осей  $OX$  и  $OY$  имеют схожий набор компонент, что и спектры “сырого” отклика вала. Однако, компоненты углового ускорения, присутствовавшие в спектре “сырого” отклика вдоль  $OX$ , отсутствуют в спектрах вычисленных откликов вдоль  $OX$  и  $OY$ . (рис. 37). Так, в частотном спектре углового ускорения присутствует пик в окрестности 239 Гц, а также усиление спектра между 700 и 900 Гц с пиком в окрестности 825 Гц, которых нет в других сигналах. Исходя из природы углового ускорения, данные пики соответствуют крутильным колебаниям вала механической системы.

Спектры линейных ускорений вдоль  $OX$  и  $OY$  содержат компоненты, связанные с поперечными колебаниями вала – четко выраженные пики в интервале 350-450 Гц. Причем, частоты соответствующих левых и правых пиков вдоль  $OX$  и  $OY$  отличны незначительно, что вызвано несимметричностью формы вала и полностью соответствует теории механических колебаний [5]. Однако, спектр углового ускорения также содержит компоненты линейных ускорений, в том

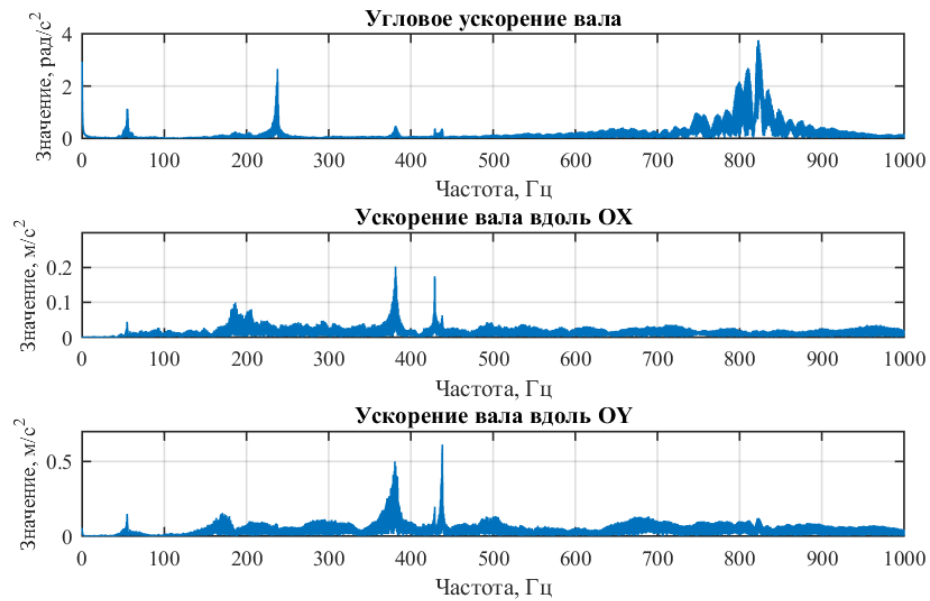


Рис. 37. Спектры отклика вала по линейным и угловой оси на удар по валу числе в интервале 350-450 Гц. Более того, правый пик ускорения вдоль  $OX$  виден также в ускорении  $OY$  (хоть и амплитуда его мала), и наоборот, пик вдоль  $OY$  виден в спектре вдоль  $OX$ . Данный факт вызван неточностью установки и способом закрепления акселерометров. Тем не менее, текущий недостаток может быть решен в экспериментальном образце датчика.

Для сравнения сигналов сенсоров экспериментального образца датчика и сенсоров физической модели датчика на втулке с установленными ИСР-акселерометрами был закреплен экспериментальный датчик (рис. 38). В силу конструк-

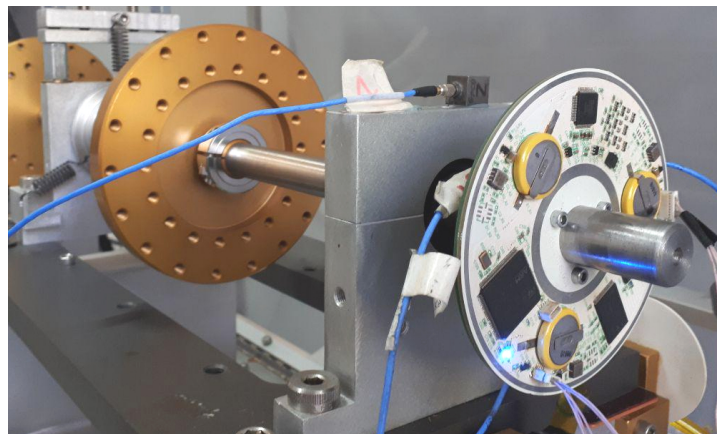


Рис. 38. ИСР-акселерометры и датчик ускорения

ции втулки сонаправленные ICP-акселерометры физической модели и МЭМС-акселерометры датчика расположены друг на против друга (через диаметр).

Частотные спектры откликов удара по валу от соответствующих сонаправленных акселерометров имеют схожий вид (рис. 39). Однако, спектр ICP-аксе-

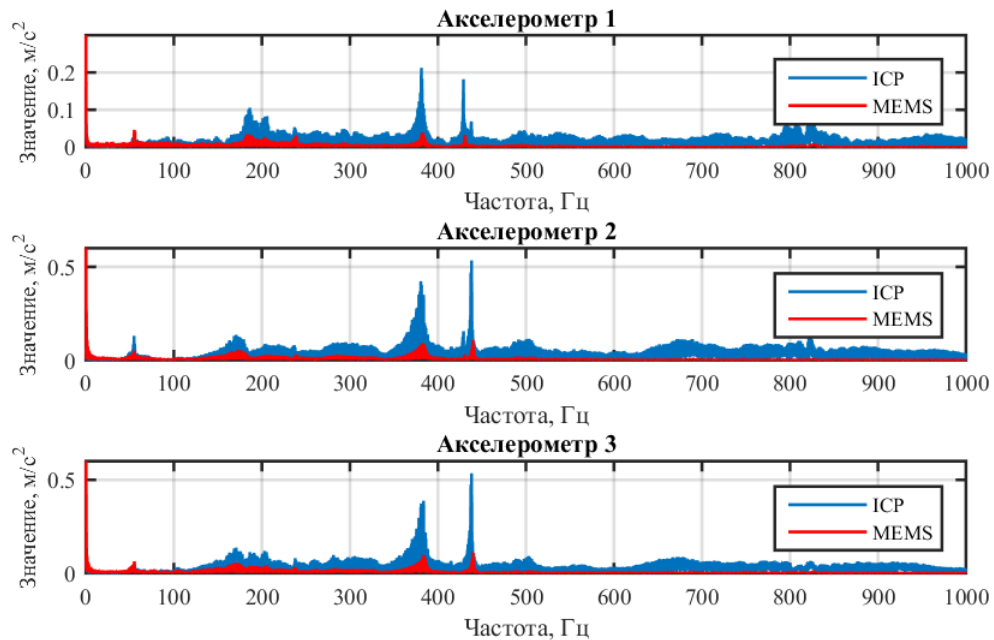


Рис. 39. Спектры “сырых” откликов со ориентированных акселерометров LMS и датчика ускорений

лерометров имеет большую амплитуду, чем спектр МЭМС-акселерометров, в связи с тем, что чувствительность ICP-акселерометров более чем в 4 раза больше чем у МЭМС-акселерометров (ICP – 100 мВ/г и МЭМС – 24,2 мВ/г), и, при этом, МЭМС-акселерометры в более чем 1,86 раза удалены от центра вала, чем ICP-акселерометры (МЭМС – 0,04572 м, ICP – 0,0215 м).

Как и ранее, применяя к ICP-акселерометрам 1-3 и акселерометрам датчика метод разделения ускорений на угловое и линейные ускорения (17), получены ударные отклики по соответствующим осям для ICP-акселерометров и экспериментального датчика (рис. 40). В силу более высокой чувствительности ICP-акселерометров уровень спектра ускорений физической модели (LMS) выше спектра ускорений экспериментального образца предложенного датчика.



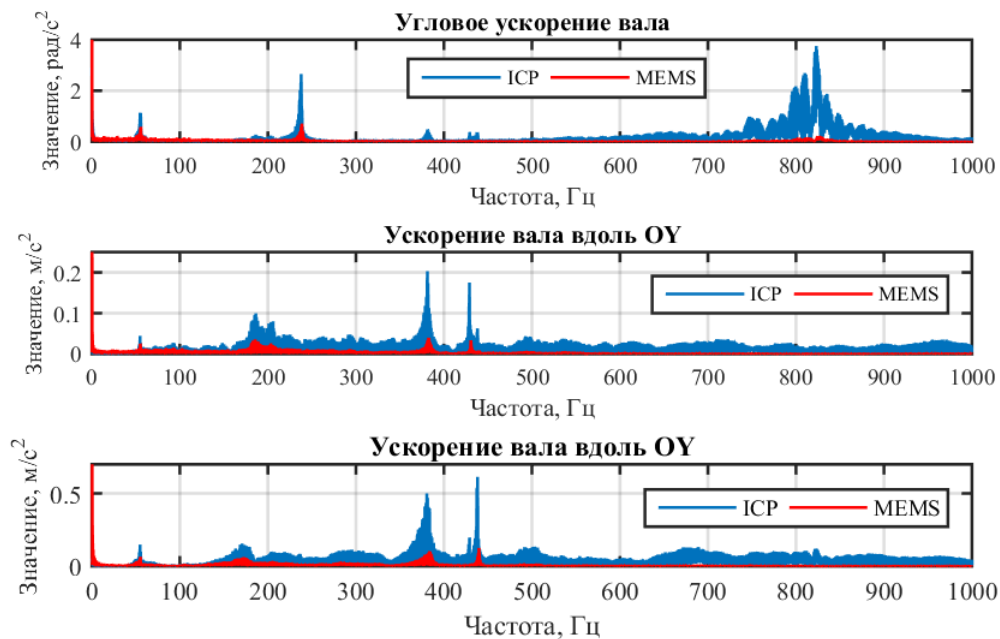


Рис. 40. Спектры отклика вала по линейным и угловой оси по данным LMS и датчика ускорений

Однако, экспериментальный образец позволяет более точно разделять ускорения благодаря более точной тангенциальной ориентации акселерометров. Данный факт отчетливо виден на парах частот поперечных колебаний вала – спектр датчика содержит одну компоненту вдоль  $OY$  и другую компоненту вдоль  $OX$ .

### 3.3 Виброакустические сигналы вала и опоры

Для сравнения виброакустических сигналов вала и опоры на испытательной машине-симуляторе, вал которой содержал исследуемый бездефектный подшипник качения, были закреплены ICP-акселерометр и экспериментальный образец датчика ускорений (рис. 41).

Сравнение сигналов с опоры и вала было проведено на установившемся (квазистационарном) участке работы установки. Для этого, двигатель симулятора был раскручен от состояния покоя до постоянной частоты вращения 14 Гц.

Сигналы каждого акселерометра были скорректированы на постоянное смещение для установившейся частоты вращения. В соответствии с (14) было

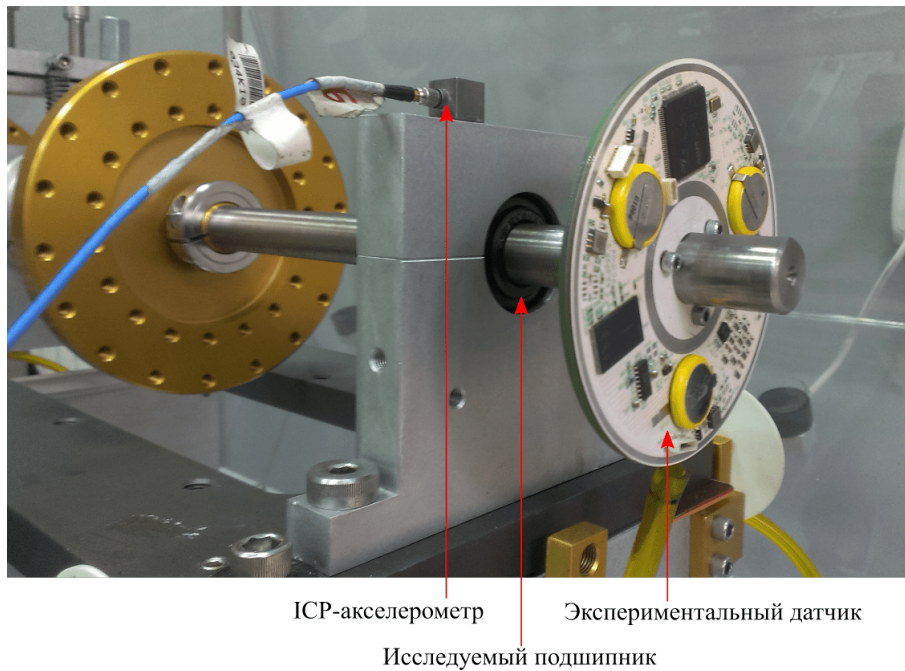


Рис. 41. Симулятор с закрепленным экспериментальным датчиком

найден угловое ускорение вала. Далее, в соответствии с методом выделения ускорения свободного падения, вычислены ускорения  $\psi_i, i = \overline{1,3}$ . Применяв к соответствующим ускорениям  $\psi_i$  фильтр Совицкого-Голя 4-го порядка (параметры которого были подобраны методом последовательного приближения), получены приближенные значения косинусов угла поворота вала  $\Psi_i, i = \overline{1,3}$ . Причем, сумма СКО косинусов восстановленных углов  $C_i$ , в соответствии с (29), для  $7 \cdot 10^5$  отсчетов измерений

$$S_{\Sigma} = 4,0146 \cdot 10^3 \text{ рад.}$$

Таким образом, среднее значение СКО на один отсчет, в соответствии с (30),  $\overline{S_j} = 0,0057$  рад, что меньше среднего значения СКО на один отсчет  $\overline{S_j} = 0,0292$  рад для случая модельных данных (18), но больше среднего СКО на один отсчет  $\overline{S_j} = 0,0030$  рад для случая модельных данных (34). Данный факт свидетельствует о потенциально хорошем качестве разделения линейных ускорений (рис. 42).

Применяя метод выделения ускорения свободного падения, вычислены угловое и два (разделенных) линейных ускорений. Далее, спектры вычисленных

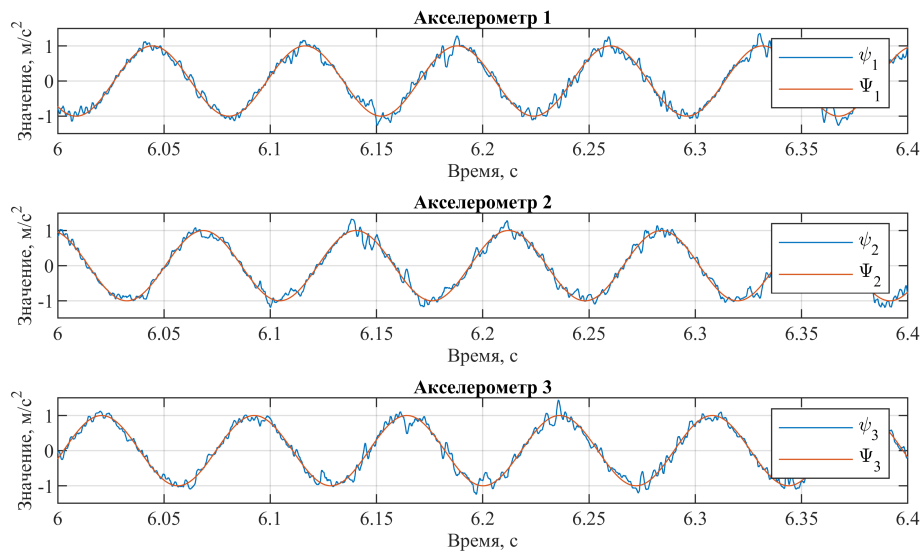


Рис. 42. Ускорения  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  и  $\Psi_1$ ,  $\Psi_2$ ,  $\Psi_3$ . Частота вращения вала 14 Гц  
линейных ускорений были сравнены со спектрами линейных ускорений, кото-  
рые были измерены ИСР-акселерометрами, вдоль соответствующих осей (рис. 43).

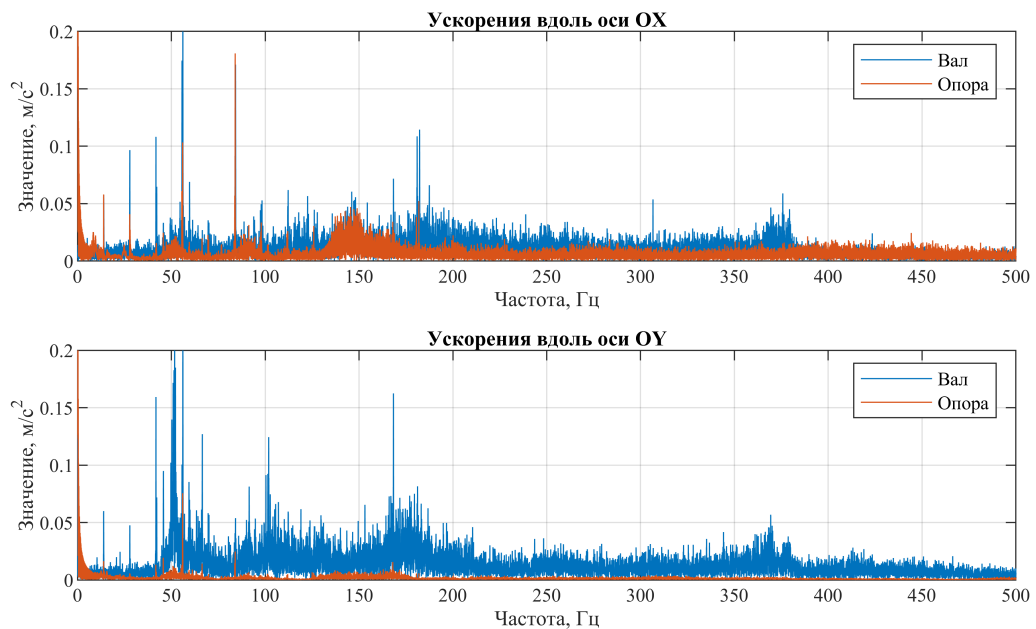


Рис. 43. Спектры измеренных линейных ускорений с вала и опоры. Частота  
вращения вала 14 Гц

Также как в случае “сырого” отклика вала и опоры на удар по валу (рис. 33),

в спектрах каждой из осей вала и опоры присутствуют пики на одинаковых частотах. Более того, общий уровень спектров вала выше, чем опоры, также как и в случае “сырого” отклика на удар по валу. Причем, уровень спектра линейного ускорения вала вдоль оси ОУ многократно выше соответствующего спектра ускорения опоры. С другой стороны, общий уровень спектра ускорения вала вдоль оси ОХ незначительно выше соответствующего спектра опоры. Тем не менее, спектр ускорений вала вдоль каждой оси имеет большее число ярко-выраженных дискретных пиков. То есть, спектр вала более “богатый”, чем спектр опоры. Кроме того, на графиках спектров ускорений вала отчетливо видно влияние собственных частот механизма на общую картину спектров ускорения. При этом, собственные частоты механизма не оказывают ярко-выраженного воздействия на спектры ускорений опоры в силу существенного их ослабления, что было отмечено ранее (рис. 33). Таким образом, в связи с высокой чувствительностью предложенного метода к резонансным частотам колебаний механической системы разумно применить для диагностики механизма (наряду с другими методами) метод анализа изменений свойств амплитудной огибающей вибросигнала на резонансных частотах узлов механизма. Однако, для успешной диагностики механизма метод, как и большинство методов, требует информации о частоте вращения вала механизма.

Традиционно, частота вращения либо известна априорно, либо измеряется при помощи тахометра. С другой стороны, помимо измерения ускорений, предложенный метод позволяет определять и текущую частоту вращения вала.

### 3.4 Определение частоты вращения вала

Время (интервал) между двух переходов приближенного значения косинуса угла поворота  $\Psi_i$  через ноль соответствует времени половинного оборота вала (25). Следовательно, частота вращения вала

$$f_r = \frac{1}{2 \left( j_i^{(k)} - j_i^{(k-1)} \right)}, \quad (35)$$

где  $j_i^{(k)}$  – момент времени, когда значение косинуса угла поворота  $\Psi_i$  “переходит” через ноль. Более того, значение частоты вращения вала при помощи метода “перехода через ноль” может быть определено до 6-ти раз за один оборот вала, в связи с тем, что датчик содержит три сенсора ( $i = \overline{1,3}$ ), (рис. 44).

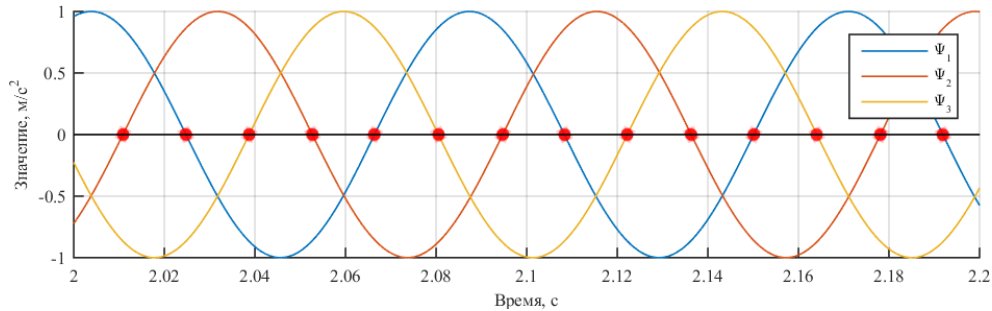


Рис. 44. Приближенные значения косинусов угла поворота с точками перехода через ноль. Частота вращения вала 12 Гц

Для стационарного участка вращения, возможно увеличение точности определения частоты вращения через совместное усреднение значений частоты вращения вала от  $\Psi_i$ ,  $i = \overline{1,3}$ . То есть,

$$f_r = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \frac{1}{2 \left( j_i^{(k)} - j_i^{(k-1)} \right)}. \quad (36)$$

В качестве экспериментального примера измерения частоты вращения вала предложенным датчиком рассмотрен случай, когда частотным регулятором машины-симулятора задана частота вращения вала 12 Гц. В результате применения метода “перехода через ноль” к приближенному значению косинуса угла поворота  $\Psi_i$  соответствующего измерительного канала  $f_r^{\Psi_i}$  была определена частота вращения ротора на каждом переходе через ноль. Отчетливо видно, что отклонение мгновенной значения частоты от среднего значения по каждому каналу не превышает 0,1 Гц (рис. 45). При этом, усредненная частота вращения  $f_{\text{ср}}^{\Psi_i}$  для стационарного участка движения по каждому каналу

$$f_{\text{ср}}^{\Psi_1} = 11,9486 \text{ Гц}, f_{\text{ср}}^{\Psi_2} = 11,9489 \text{ Гц}, f_{\text{ср}}^{\Psi_3} = 11,9492 \text{ Гц}.$$

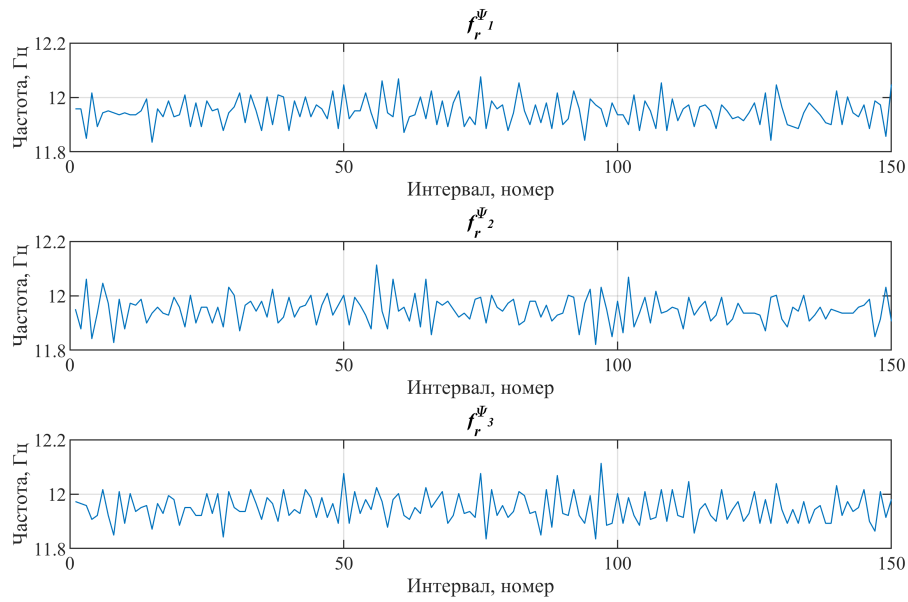


Рис. 45. Частота вращения по каждому измерительному каналу

В свою очередь, усредненная частота вращения  $f_r$  для стационарного участка движения

$$f_r = 11,9489 \text{ Гц.} \quad (37)$$

Более того, полученное значение частоты вращения  $f_r$  (37) соответствует измеренному значению частоты вращения вала, которое получено от установленного на машине-симуляторе оптического тахометра. Таким образом, применение метода “перехода через ноль” к приближенным значениям косинуса угла поворота  $\Psi_i$  позволяет получить точное значение частоты вращения вала без применения внешних дополнительных информационно-измерительных систем.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 3

Разработан прототип датчика ускорений в котором реализован предложенный метод получения расширенной информации для диагностики. Испытания прототипа датчика показали, что датчик обладает высокой чувствительностью к собственным частотам механической системы.

Реализована физическая модель (ФМ) предложенного метода получения информации при помощи аттестованного измерительного оборудования. Проведена сравнительная оценка чувствительности предложенного (с вала) и традиционного (с опоры) методов получения информации при помощи ФМ и аттестованного измерительного оборудования. Сравнительная оценка ударных откликов воздействия по валу и опоре показала, что вал имеет существенно большую чувствительность к вынужденным и собственным колебаниям – колебаниям, вызванным работой и дефектами механизма.

Применен метод выделения составляющей ускорения свободного падения к измеренным ФМ ускорениям с целью разделения ускорений на ортогональные оси. Анализ полученных в результате разделения ускорений показал, что частотный спектр углового ускорения не содержит частотных пиков, которые присутствуют в спектрах разделенных линейных ускорений, а частотные спектры разделенных линейных ускорений вала не содержат частотных пиков, которые присутствуют в спектре углового ускорения. Таким образом, предложенный метод обеспечивает разделение ускорений на ортогональные оси.

Проведена сравнительная оценка сигналов от прототипа датчика и ФМ. Сравнительная оценка показала, что частотные спектры откликов удара по валу от соответствующих сонаправленных акселерометров совпадают. Более того, прототип позволяет точнее разделять ускорения благодаря более точной тангенциальной ориентации акселерометров.

Представлен метод определения текущей частоты вращения вала по сигналам предложенного метода получения расширенной информации. Результаты

эксперимента показали высокую сходимость предложенного метода определения частоты вращения вала и показаний традиционного метода – тахометра.



## ГЛАВА 4. ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКА УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Колебательные процессы, которые возникают при функционировании механизмов, содержат информацию о состоянии механизмов. В свою очередь, колебательные процессы в механизмах могут быть разделены на вынужденные и собственные колебания. Причем, как вынужденные, так и собственные колебания содержат информацию о состоянии механизмов. Однако, характер и объем диагностической информации в каждом из видов колебаний различен. Так, амплитуды вынужденных колебаний содержат информацию о качестве изготовления механизма и грубых, граничащих с аварийной ситуацией, изменениях параметров его состояния. В то время как модуляция вынужденных колебаний, а также колебания в зоне собственных частот узлов механизмов содержат информацию о дефектах ранней стадии их развития [8].

### 4.1 Диагностические модели виброакустических сигналов

Существуют различные модели виброакустических процессов, которые обеспечивают взаимно-однозначное соответствие между характеристиками виброакустического сигнала и параметрами технического состояния роторных механизмов.

В низкочастотном и среднечастотном диапазонах колебаний вибрация роторных механизмов в наиболее простой форме может быть описана в виде полигармонических колебаний, спектр которых – дискретный спектр с отсчетами в точках  $f = kf_{вр}$ , где  $k = 1, 2, 3, \dots, n$ ,  $f_{вр}$  – частота вращения ротора механизма. Либо, в случае учета факторов привносящих в работу механизма элементы случайности и приводящих к размытию частотного спектра, может быть описана в виде квазиполигармонической модели – суперпозиция узкополосных случайных процессов с кратными средними частотами. Причем, применение квазиполигармонической модели позволяет, в том числе, оценивать соотноше-

ние энергии дискретных и шумовой компонент сигнала. Такое соотношение – один из широко распространенных диагностических признаков состояния механизма. Тем не менее, полигармоническая и квазиполигармоническая модели обеспечивают только общее представление о частотном составе сигнала.

Более универсальная модель представления информации, в сравнении с полигармонической и квазиполигармонической моделями – импульсная модель. Модель основана на представлении процессов возбуждения колебаний в виде периодической последовательности импульсов определенной формы. Такие колебания, как правило, возникают при внутренних ударах, например, при локальных дефектах в подшипниках и зубчатых передачах. Наиболее распространенный вид импульсных моделей представления информации основан на периодической последовательности импульсов, модулированных по амплитуде при неизменной форме, длительности и частоте следования импульсов – амплитудно-импульсная модуляция (АИМ). Тем не менее, в последовательности импульсов действующего механизма возможны иные отклонения, характеризующиеся другими видами модуляции (амплитуды, длительности, моментов появления импульсов). При этом, характер отклонений связан с физическими процессами внутри механизма.

Попадание локального дефекта в зону контакта или в момент схватывания контактирующих поверхностей приводит к ударной пульсации нагрузки. Причем, известно, что реакция системы с одной степенью свободы на воздействие одиночным  $\delta$ -импульсом имеет вид затухающего осциллирующего процесса с собственной (резонансной) частотой демпфированной системы  $\omega_p$ , который характерен для амплитудно-импульсной модуляции (АИМ). В свою очередь, огибающая такого процесса может быть определена как

$$(1/\omega_c) e^{-\alpha(t-t')},$$

где  $\omega_c$  – собственная частота осциллятора без трения,  $\alpha$  – коэффициент затухания,  $t'$  – момент времени приложения мгновенного импульса. Таким образом,

воздействие на гармонический осциллятор периодической последовательностью  $\delta$ -импульсов приводит к возбуждению в системе переходных процессов на собственной частоте осциллятора  $\omega_c$  (рис. 46) [8].

Как было отмечено выше, ударные пульсации нагрузки, вызванные попаданием локального дефекта в зону контакта, вызывают отклик механической системы на собственной частоте дефектного узла в виде осциллирующих затухающих колебаний типа АИМ. При этом, спектр отклика системы на периодическую последовательность импульсов с частотой повторения дефекта  $\Omega$  содержит комбинационные частоты  $\omega_c \pm k\Omega$  с огибающей в форме резонансной кривой гармонического осциллятора (рис. 47) [8].

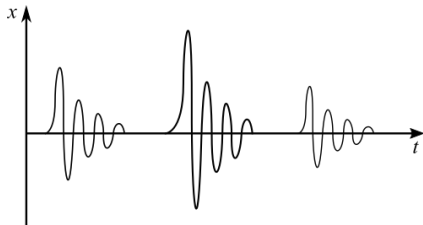


Рис. 46. Отклик  $x(t)$  механической системы с одной степенью свободы на периодическую последовательность  $\delta$ -импульсов

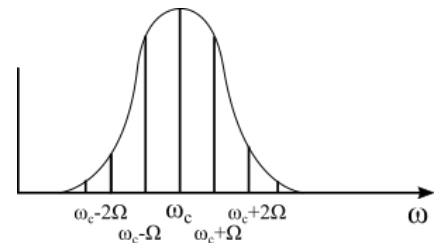


Рис. 47. Спектр АИМ в окрестности собственной частоты гармонического осциллятора при воздействии на него периодической последовательности  $\delta$ -импульсов

Многие виброакустические сигналы, особенно колебания импульсного типа, приобретают искажения при движении от источника колебаний до измерительного устройства (например, при измерении виброакустических сигналов на корпусе узла механизма). Таким образом, для успешной диагностики традиционными методами измерений необходимо применение специальных методов обработки сигналов, которые помимо фильтрации позволяют минимизировать искажения, вызванные прохождением колебаний от источника к измерителю.

Как отмечалось ранее, предложенный датчик ускорений обладает, в срав-

нении с традиционными методами измерения, существенно более высокой чувствительностью к резонансным частотам механической системы. Более того, закрепление датчика непосредственно на вращающемся валу механизма позволяет сократить расстояние до источника колебаний и, как результат, существенно уменьшить искажения сигналов.

## 4.2 Диагностика дефектов подшипников качения

подавляющее большинство исполнительных элементов технологических процессов (приводы, редукторы, коробки передач и т.п.) содержат подшипники качения. Диагностика подшипников качения, а также определение оптимальных режимов работы на основе текущего технического состояния подшипников позволяет повысить надежность и предсказуемость работы исполнительных элементов и, как результат, повысить надежность и предсказуемость технологического процесса в целом. С другой стороны, отказ подшипника может приводить к фатальным последствиям. В связи с этим, было рассмотрено применение предложенного датчика ускорений для диагностики шариковых подшипников качения.

Основные частоты возбуждения колебаний элементов подшипников широко известны [8], так,

$$\begin{aligned} f_{\text{Н}} &= n \frac{f_r}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right), & f_{\text{В}} &= n \frac{f_r}{2} \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right), \\ f_{\text{сеп}} &= \frac{f_r}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right), & f_{\text{т.к}} &= \frac{f_r D}{2 d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 (\cos \beta)^2 \right], \end{aligned} \quad (38)$$

где  $f_r$  – частота вращения ротора, Гц;  $f_{\text{Н}}$  – частота мелькания тел качения по наружному кольцу;  $f_{\text{В}}$  – частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу;  $f_{\text{сеп}}$  – частота вращения сепаратора;  $f_{\text{т.к}}$  – частота вращения тел качения;  $d$  – диаметр тел качения;  $D$  – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения;  $\beta$  – угол контакта в градусах;  $n$  – число тел качения.

В процессе развития дефекта в спектре также возникают дискретные ком-

поненты, связанные с видом повреждения: волнистость на дорожках качения, повышенный зазор в обойме, овальность тел качения и колец, гранность, увеличенный зазор в гнездах сепаратора, повреждение тел и дорожек качения в следствие выкрашивания и др. [8]. Таким образом, возникают основные частоты возбуждения, вызванные сопряжением элементов роликовых подшипников

$$f_1 = 2 \left( \frac{D+d}{d} \right) \left( \frac{D-d}{d} \right) f_r, \quad f_2 = \left( \frac{D+d}{D} \right) \frac{f_r z}{2}, \quad f_3 = \left( \frac{D-d}{D} \right) \frac{f_r z}{2},$$

где  $f_1$  – дефект формы тел качения,  $f_2$  – изменение формы внутренней дорожки,  $f_3$  – изменение формы внешней дорожки. Более того, в следствие взаимодействия подвижных и неподвижных элементов (источников колебаний) содержащих дефекты, возникает множество комбинационных частот

$$k f_H \pm n f_{\text{сеп}}, \quad k f_H \pm n f_B, \quad k (f_B - f_{\text{сеп}}) z, \\ k f_B \pm n (q f_H \pm m f_B), \quad k f_H \pm n (q f_B \pm m f_{\text{сеп}}),$$

где  $n, k, q, m$  – натуральные числа [8]. Таким образом, выделение и анализ описанных выше частот (применение полигармонической модели) позволяет судить о техническом состоянии подшипника качения, а также локализовать возникшие в нем дефекты. Однако, описанные выше частоты не допускают наличие скольжения. Кроме того, угол  $\beta$  при вращении изменяет свое значение в следствие изменения локальной радиальной и осевой нагрузки и, таким образом, каждое тело качения имеет свой эффективный диаметр прокатки и, в результате, пытается вращаться со своей скоростью. Тем не менее, сепаратор подшипника гарантирует, что средняя скоростью всех элементов качения одинакова, приводя, таким образом, к некоторому случайному скольжению. Причем, отклонение от расчетного значения частоты составляет порядка 1-2% и выражена как вариация вокруг некоторой средней частоты [114]. Данное скольжение, являясь незначительным, приводит к существенному изменению спектра сигнала и, таким образом, существенно осложняет прямой анализ сигналов – необходимо рассматривать квазиполигармоническую модель сигналов, как отмечалось ранее.

На испытательной машине-симуляторе, вал которой содержал экспериментальный образец датчика ускорений (рис. 41), были проведены испытания подшипников, которые содержали различные дефекты: дефект наружной дорожки (кольца), дефект внутренней дорожки (кольца), дефект тела качения (шарика), комбинированный дефект (подшипник содержит несколько дефектов одновременно). При этом, каждый подшипник с дефектом – отдельный подшипник, в который был внесен дефект заранее производителем симулятора. То есть, внесение дефекта в симулятор происходит путем установки другого подшипника с заявленным дефектом, но не заменой, например, нормального внешнего кольца подшипника дефектным кольцом при сохранении прочих компонентов в подшипнике прежними.

Диагностика подшипников проходила на установившемся (квазистационарном) участке работы установки. Для этого, двигатель симулятора был раскручен от состояния покоя до постоянной частоты вращения 12 Гц.

Сигналы каждого акселерометра были скорректированы на постоянное смещение для установившейся частоты вращения. В соответствии с (14) было найдено угловое ускорение вала. Далее, в соответствии с методом выделения ускорения свободного падения, вычислены ускорения  $\psi_i, i = \overline{1,3}$ . Применяв к соответствующим ускорениям  $\psi_i$  фильтр Совицкого-Голея 5-го порядка (параметры которого были подобраны методом последовательного приближения), получены приближенные значения косинусов угла поворота вала  $\Psi_i, i = \overline{1,3}$ . Причем, сумма СКО косинусов восстановленных углов  $C_i$ , в соответствии с (29), для  $8 \cdot 10^5$  отсчетов измерений

$$S_{\Sigma} = 4,0248 \cdot 10^3 \text{ рад.}$$

Таким образом, среднее значение СКО на один отсчет ( $\overline{S_j} = 0,0067$  рад) меньше среднего значения СКО на один отсчет ( $\overline{S_j} = 0,0292$  рад) для случая модельных данных (18), но больше среднего СКО на один отсчет ( $\overline{S_j} = 0,0030$  рад) для случая модельных данных (34). Данный факт свидетельствует о потенци-

ально хорошем качестве разделения линейных ускорений. Кроме того, при наложении графиков ускорений  $\Psi_i$  на соответствующие графики ускорений  $\psi_i$  (для случая дефекта внутреннего кольца подшипника качения) отчетливо видны периодические затухающие ударные импульсы (рис. 48).

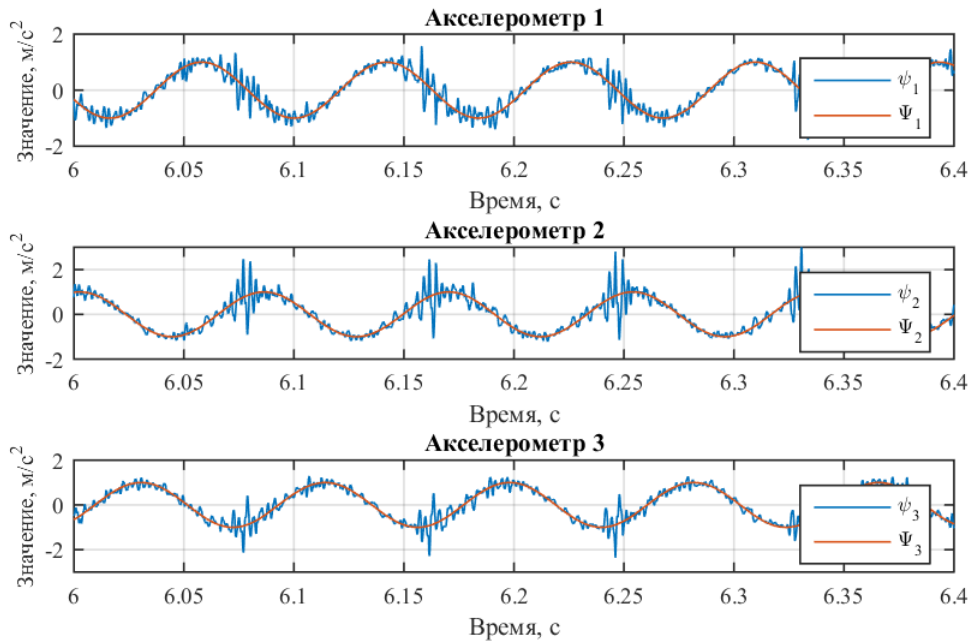


Рис. 48. Ускорения  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  и  $\Psi_1$ ,  $\Psi_2$ ,  $\Psi_3$ . Дефект внутреннего кольца подшипника

В результате применения метода выделения ускорения свободного падения, вычислены спектры углового и двух линейных (разделенных) ускорений вала для каждого вида симулируемых дефектов (рис. 49).

Оценка параметров компонент полигармонических и квазиполигармонических моделей возможна различными методами, включая традиционный режекторный фильтр. Так, один из перспективных методов решения данной задачи – метод Prism [67]. Данный метод позволяет выделять и отслеживать изменение дискретных компонент в частотном спектре в реальном времени и, при этом, не требует больших вычислительных затрат [67, 82, 66, 70].

Модифицированный метод Prism (RST-трекинг) применен для отслеживания частот и амплитуд восьми составляющих сигнала углового ускорения экс-

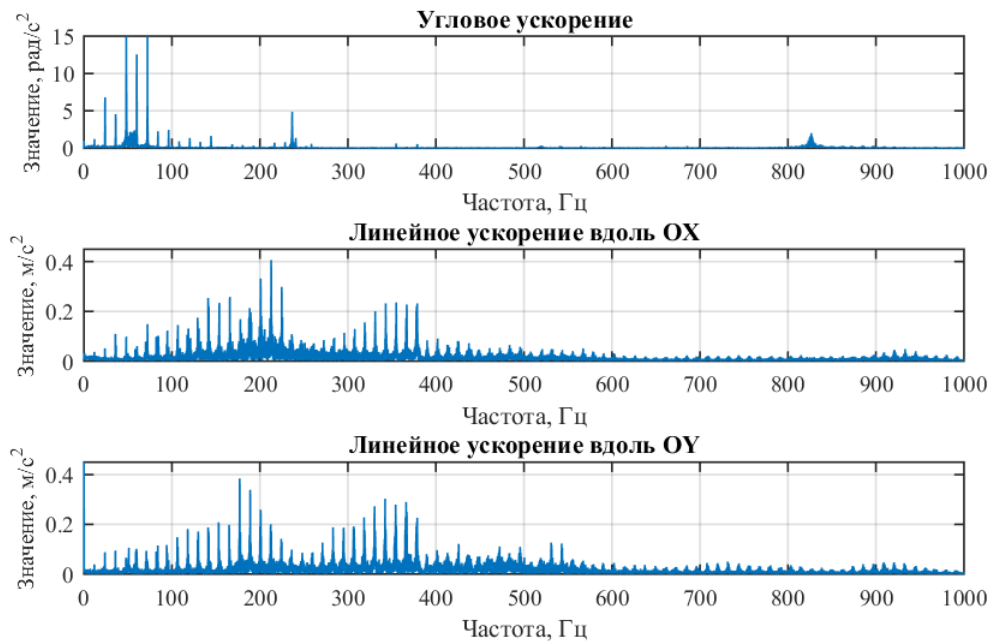


Рис. 49. Спектры измеренных ускорений. Дефект внутреннего кольца

периментального подшипника качения. Схема обработки примененного метода Prism состоит из двух шагов. Первый шаг – отслеживание частоты вращения (только) в течение периода запуска. На данном шаге метод должен быть способен работать во всем диапазоне частот ротора. Второй шаг – отслеживание всех амплитуд и частот компонентов после начала установившегося вращения ротора. Ключевой момент второго шага – обработка сигнала переконструируется каждый прогон, основанный на постоянной скорости вращения, определяемой на первом шаге. Метод позволяет отслеживать параметры данных частотных компонент, в том числе в условиях варьирования скорости вращения ротора между 10 Гц и 18 Гц. Подробно RST-трекинг описан в [68].

Как было проиллюстрировано ранее, помимо высокой общей чувствительности предложенный метод измерения (датчик ускорения) обладает высокой чувствительностью к собственным частотам колебаний механизма, а также возможностью измерять угловое ускорение вала. В связи с этим сформулированы и применены методы, основанные на данных особенностях предложенного метода измерений.



### 4.2.1 Метод обнаружения дефектов подшипников качения

Рассматривая спектр мощности каждой измеренной оси для каждого дефекта (рис. 50), отчетливо видно, что наибольшее изменение по каждой оси

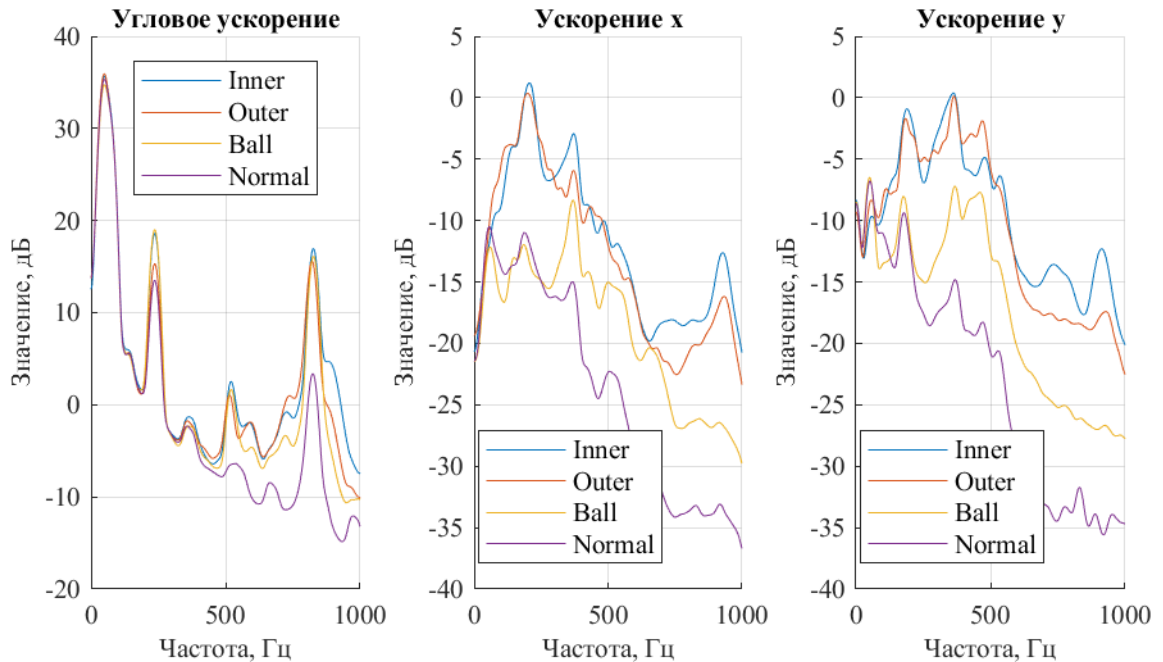


Рис. 50. Частотный спектр мощности для различных дефектов подшипника. “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Outer” – дефект наружного кольца, “Ball” – дефект тела качения, “Normal” – без дефекта

происходит в области собственных частот. Причем, в спектре мощности углового ускорения даже малый по энергетике дефект подшипника (дефект тела качения) приводит к изменению амплитуд и не приводит к существенному изменению формы спектра. Более того, в окрестности частот 239 Гц и 825 Гц происходит наибольшее изменение (увеличение) спектра. Таким образом, данные области обладают высокой чувствительностью к дефекту подшипника. С другой стороны, в ускорениях  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  также происходит существенное усиление спектра. Однако, нахождение и разделение линейных ускорений требует вычислительных затрат, что ограничивает их применимость для задач оперативной (непрерывной) диагностики технического состояния. Напротив, нахождение углового ускорения не требует существенных вычислительных затрат. Таким об-

разом, анализ спектра углового ускорения в окрестностях собственных частот крутильных колебаний может служить для обнаружения дефекта в подшипнике. Для экспериментального случая рассмотрен спектр в окрестности второй частоты 825 Гц на диапазоне [720; 900] Гц [128].

Отчетливо видно, что в частотном диапазоне [720; 900] Гц углового ускорения отсутствуют явные дискретные пики (рис. 51). Более того, частота максима-

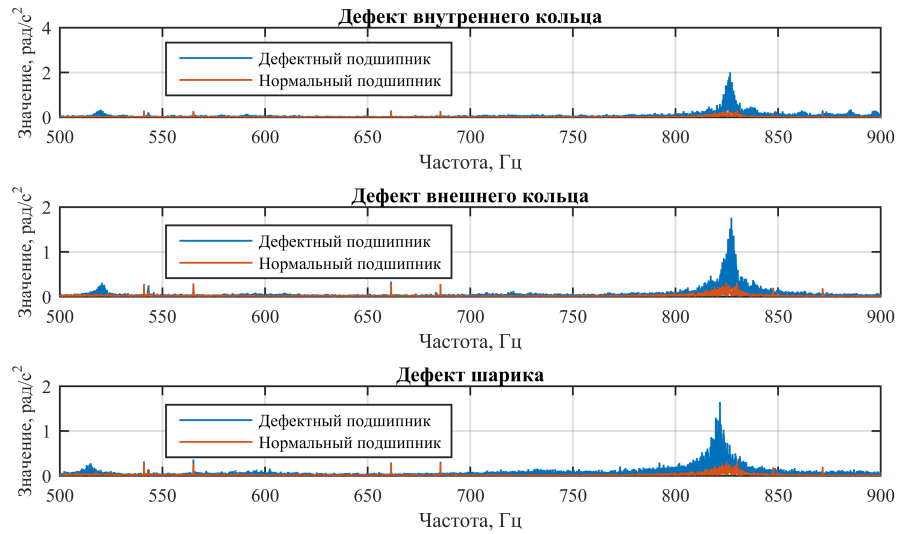


Рис. 51. Спектр углового ускорения для различных дефектов подшипника

ма спектра для одного дефекта отлична от частоты максимума другого дефекта. В связи с этим, в качестве диагностического критерия принята сумма спектральных компонент углового ускорения  $L^{\ddot{\varphi}}$  на заданном диапазоне  $[f_k; k_m]$  Гц,

$$L^{\ddot{\varphi}} = \sum_{j=k}^m P_j, \quad (39)$$

где  $P_j$  –  $j$ -я спектральная компонента,  $k : f = f_k$ ,  $m : f = f_m$ ,  $f$  – частота спектра. Для экспериментального случая  $f_k = 720$ ,  $f_m = 900$ . В результате, для каждого дефекта и нормального подшипника

$$\begin{aligned} L_{\text{Norm}}^{\ddot{\varphi}} &= 145,5262 \text{ рад/с}^2; & L_{\text{Inner}}^{\ddot{\varphi}} &= 570,3166 \text{ рад/с}^2; \\ L_{\text{Outer}}^{\ddot{\varphi}} &= 554,4002 \text{ рад/с}^2; & L_{\text{Ball}}^{\ddot{\varphi}} &= 444,9943 \text{ рад/с}^2, \end{aligned} \quad (40)$$

где *Norm* – нормальный подшипник, *Inner* – подшипник с дефектом внутреннего кольца, *Outer* – подшипник с дефектом наружного кольца, *Ball* – дефект тела качения. Таким образом, сумма спектральных компонент возрастает в 3,0578 раза и более (в зависимости от дефекта). Значения получены для сигналов с одинаковой частотой дискретизации, а также одинаковыми формой и размером окна БПФ.

В качестве порогового значения обнаружения дефекта  $L_{\text{Border}}$  в подшипнике принято

$$L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}} = k_l \cdot L_{\text{Norm}}^{\ddot{\varphi}}, \quad k_l = 2, \quad (41)$$

где  $k_l$  – коэффициент запаса, введенный для предотвращения “случайных (ложных) срабатываний” и соответствует 100-процентному запасу порогового значения от значения для бездефектного (нормального) подшипника. Для экспериментального случая (подшипника), соответственно,

$$L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}} = 291,0523 \text{ рад/с}^2. \quad (42)$$

Для оценки работоспособности принятого критерия рассмотрен подшипник с комбинированным дефектом – подшипник одновременно содержит дефект внутреннего кольца, внешнего кольца и шарика (тела качения). Величина суммы спектральных компонент для данного подшипника

$$L_{\text{Comb}}^{\ddot{\varphi}} = 1961,3694 \text{ рад/с}^2.$$

Полученное значение  $L_{\text{Comb}}^{\ddot{\varphi}}$  существенно больше порогового значения  $L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}}$  (рис. 52). Кроме того, значение  $L_{\text{Comb}}^{\ddot{\varphi}}$  по порядку близко к сумме  $L^{\ddot{\varphi}}$  каждого дефекта в отдельности.

Традиционный метод обнаружения дефектов при оперативной (непрерывной) диагностики технического состояния – оценка СКЗ (среднее квадратического значения, r.m.s.) линейных вибро-ускорения, вибро-скорости или вибро-перемещения [114].

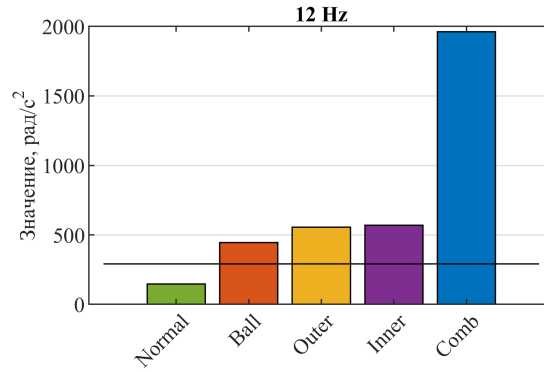


Рис. 52. Значения суммы спектральных компонент  $L^{\ddot{\varphi}}$ . Частота вращения вала 12 Гц. “Norm” – без дефекта, “Ball” – дефект тела качения подшипника, “Outer” – дефект наружного кольца, “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Comb” – комбинированный дефект. Черная линия – значение  $L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}}$

Для сравнения предложенного метода с традиционным методом, примененным к угловому ускорению, вычислено СКЗ углового ускорения  $s^{\ddot{\varphi}}$  для каждого дефектного (и бездефектного) случая. Так, СКЗ углового ускорения экспериментальных подшипников (рис. 53)

$$s_{\text{Norm}}^{\ddot{\varphi}} = 66,6404 \text{ рад/с}^2; \quad s_{\text{Ball}}^{\ddot{\varphi}} = 64,4274 \text{ рад/с}^2; \quad s_{\text{Outer}}^{\ddot{\varphi}} = 70,2711 \text{ рад/с}^2;$$

$$s_{\text{Inner}}^{\ddot{\varphi}} = 84,4570 \text{ рад/с}^2; \quad s_{\text{Comb}}^{\ddot{\varphi}} = 72,7595 \text{ рад/с}^2,$$

где *Norm* – нормальный подшипник, *Inner* – подшипник с дефектом внутреннего кольца, *Outer* – подшипник с дефектом наружного кольца, *Ball* – дефект тела качения (шарика), *Comb* – подшипник с комбинированным дефектом.

Отчетливо видно, что СКЗ углового ускорения экспериментального подшипника с дефектом тела качения  $s_{\text{Ball}}^{\ddot{\varphi}}$  меньше, чем бездефектного экспериментального подшипника. Более того, относительная чувствительность  $qs^{\ddot{\varphi}}$  традиционного метода экспериментальных подшипников существенно меньше, чем соответствующая относительная чувствительность  $qL^{\ddot{\varphi}}$  предложенного метода,

$$qs_{i,H}^{\ddot{\varphi}} = \frac{s_{i,H}^{\ddot{\varphi}}}{s_{\text{Norm}_H}^{\ddot{\varphi}}}, \quad qL_{i,H}^{\ddot{\varphi}} = \frac{L_{i,H}^{\ddot{\varphi}}}{L_{\text{Norm}_H}^{\ddot{\varphi}}},$$

где *i* – случай дефектного (бездефектного) подшипника,  $L_{\text{Norm}_H}^{\ddot{\varphi}}$  – значение

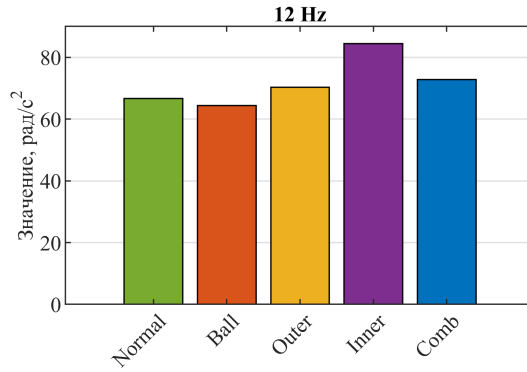


Рис. 53. Средне квадратическое значение углового ускорения  $s''$  для частоты вращения вала 12 Гц. “Norm” – без дефекта, “Ball” – дефект тела качения подшипника, “Outer” – дефект наружного кольца, “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Comb” – комбинированный дефект

$L_{\text{Norm}}''$  при частоте вращения  $H$ ,  $s_{\text{Norm}_H}''$  – значение  $s''_{\text{Norm}}$  при частоте вращения  $H$ . При этом, абсолютное пороговое значение  $L_{\text{Border}}''$  соответствует относительной чувствительности  $L_{\text{Relative}}'' = 2$  (рис. 54). То есть,

$$L_{\text{Relative}}'' = \frac{L_{\text{Border}_H}''}{L_{\text{Norm}_H}''} = 2,$$

где  $L_{\text{Border}_H}''$  – абсолютное пороговое значение  $L_{\text{Border}}''$  для частоты вращения  $H$ . Так, наименьшее значение  $qs_{\text{Ball}}''$  соответствует дефекту шарика и составляет менее единицы – 0,967. Наименьшее значение  $qL_{\text{Ball}}''$  также соответствует дефекту шарика, но значение более 3,06. В тоже время, наибольшее значение  $qs_{\text{Comb}}''$  возникает для комбинированного дефекта и не превышает 1,27. В свою очередь, наибольшее значение  $qL_{\text{Comb}}''$  также возникает для комбинированного дефекта и его значение более 13. Таким образом, относительная чувствительность  $qL''$  в 3 (и более) раза выше, чем относительная чувствительность  $qs''$ . При этом, применение оценки СКЗ  $s''$  углового ускорения не позволяет обнаружить дефект, который обладает малой энергией, такой как дефект шарика.

Помимо высокой чувствительности к дефектам в подшипниках, предложенные метод и критерий устойчивы к наличию “посторонних” дефектов таких как “дисбаланс”. С целью экспериментального подтверждения данного факта

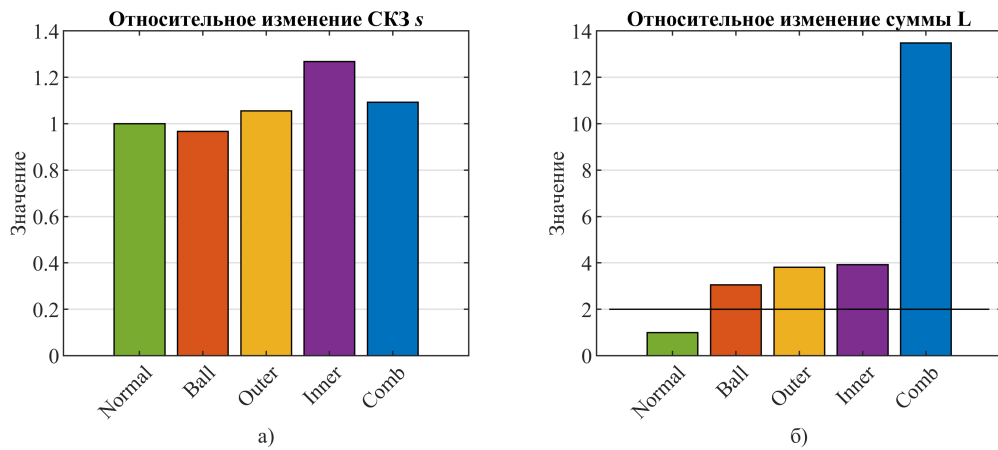


Рис. 54. Относительные чувствительности  $qs^{\phi}$  (а) традиционного и  $qL^{\phi}$  (б) предложенного методов к наличию в подшипнике дефекта. Частота вращения вала 12 Гц. “Norm” – без дефекта, “Ball” – дефект тела качения подшипника, “Outer” – дефект наружного кольца, “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Comb” – комбинированный дефект. Черная линия – значение  $L_{Relative}^{\phi}$

выполнена серия экспериментов с различной присоединенной к ротору дисбалансирующей массой от 4,3 до 17,2 грамм на расстоянии 71 мм от центра вала (рис. 55). Частота вращения вала машины-симулятора, как и ранее, 12 Гц.

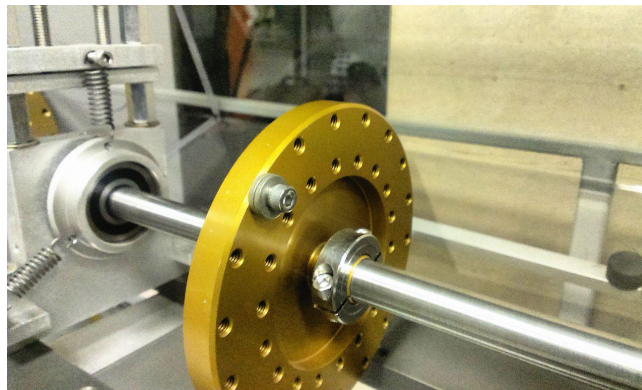


Рис. 55. Ротор машины-симулятора с присоединенной массой (винт с шайбами)

Сравнение вычисленных значений суммы спектральных компонент  $L^{\phi}$  на диапазоне [720; 900] Гц для каждого эксперимента серии показало, что внесение дисбалансирующей массы не приводит к существенному изменению суммы спектральных компонент  $L^{\phi}$ . Более того, внесение дисбалансирующие массы в конструкцию не приводит к превышению  $L^{\phi}$  порогового значения обнаружения

дефекта в подшипнике  $L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}}$  (рис. 56). Причем, для дисбалансных случаев наибольшее значение относительной чувствительности  $qL_i^{\ddot{\varphi}}$  не превышает 1,3. То есть, данное значение более чем в два раза меньше значения относительной чувствительности  $qL_{\text{Ball}}^{\ddot{\varphi}}$  (при наличии дефекта тела качения в подшипнике).

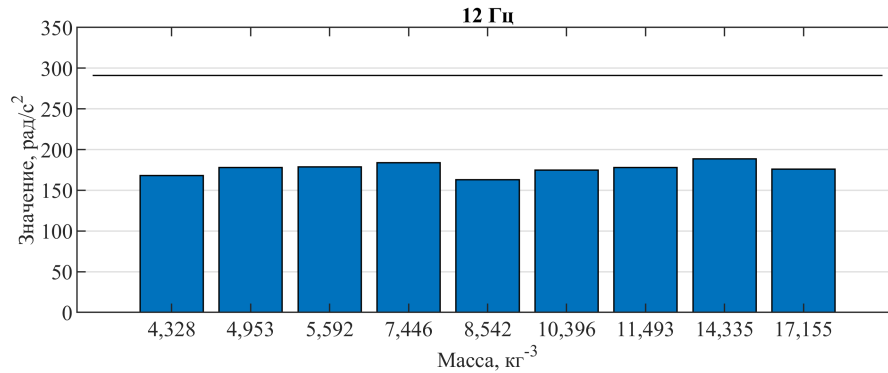


Рис. 56. Значения суммы спектральных компонент  $L^{\ddot{\varphi}}$  для частоты вращения вала 12 Гц при различных дисбалансах ротора. Подшипник качения без дефектов. Черная горизонтальная линия – значение  $L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}}$

Предложенные метод измерения и критерия обнаружения позволяют обнаруживать дефекты не только на одной экспериментальной (исследованной) частоте вращения вала (12 Гц), но и в широком диапазоне частот вращения вала. Экспериментально данный факт был подтвержден на диапазоне частот вращения [8, 20] Гц (рис. 57). Более того, предложенное для экспериментального случая (подшипника и частоты вращения вала 12 Гц) пороговое значение обнаружения дефекта в подшипнике  $L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}}$  также эффективно отделяет дефектные ситуации от не дефектных на диапазоне частот вращения [8, 20] Гц. Также рассмотрено определение дефекта подшипника в относительных параметрах  $qL^{\ddot{\varphi}}$ .

Для каждой частоты вращения вала найдены значения  $qL^{\ddot{\varphi}}$  для каждого дефектного и бездефектного случая. Причем, нормирующее значение  $L_{\text{Norm}}^{\ddot{\varphi}}$  для каждой частоты вращения – индивидуальное. В свою очередь, значение  $L_{\text{Relative}}^{\ddot{\varphi}} = 2$  для каждой частоты вращения, что соответствует  $L_{\text{Border}} = 2 \cdot L_{\text{Norm}}^{\ddot{\varphi}}$  в абсолютного значения  $L^{\ddot{\varphi}}$  (рис. 58).

Значение  $qL_{\text{Ball}}^{\ddot{\varphi}}$  (реакция на наличие дефекта тела качения) колеблется в

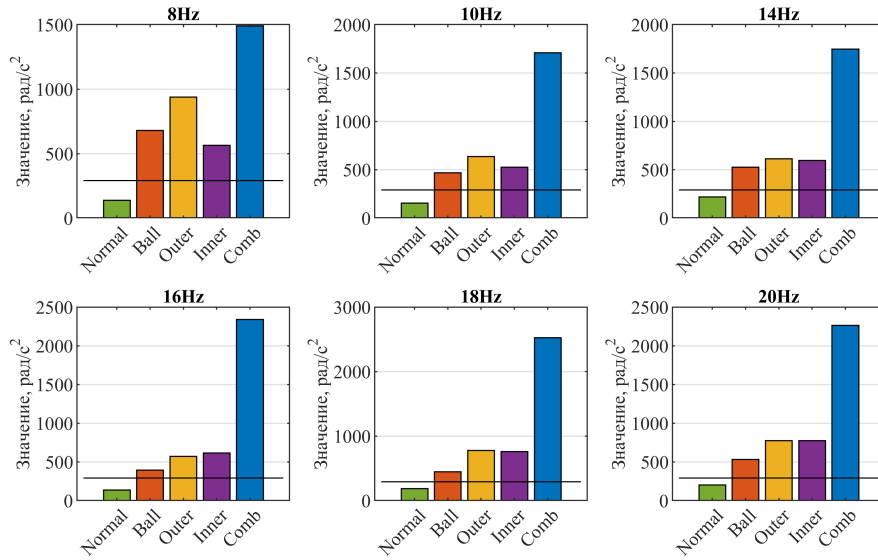


Рис. 57. Значения суммы спектральных компонент  $L^{\dot{\varphi}}$  для различных частот вращения вала. “Norm” – без дефекта, “Ball” – дефект тела качения подшипника, “Outer” – дефект наружного кольца, “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Comb” – комбинированный дефект. Черная линия – значение  $L^{\dot{\varphi}}_{\text{Border}}$

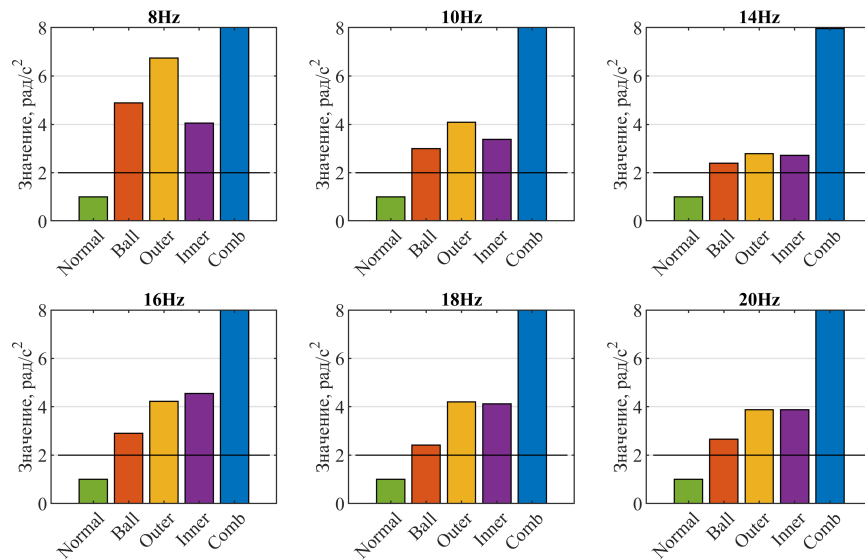


Рис. 58. Значения относительной чувствительности  $qL^{\dot{\varphi}}$  к дефектам для различных частот вращения вала. “Norm” – без дефекта, “Ball” – дефект тела качения подшипника, “Outer” – дефект наружного кольца, “Inner” – дефект внутреннего кольца, “Comb” – комбинированный дефект. Черная линия – значение  $L^{\dot{\varphi}}_{\text{Relative}}$



диапазоне  $(2, 4 ; 4, 9)$  в зависимости от частоты вращения вала. В тоже время, абсолютное значение  $L_{\text{Norm}}^{\ddot{\varphi}}$  колеблется в диапазоне  $(135, 32 ; 219, 43)$ . Таким образом, граничное значение, пересечение которого означает обнаружение дефекта, может быть задано, либо через  $L_{\text{Border}}^{\ddot{\varphi}}$ , либо через  $L_{\text{Relative}}^{\ddot{\varphi}}$ . Соответственно, граничное значение обнаружения дефекта может быть как фиксированным, так и привязанным к текущей частоте вращения вала (следящим). При этом, для экспериментального случая фиксированный и следящий граничные значения показали эффективность обнаружения дефектов.

Таким образом, предложенный метод оценки суммы спектральных компонент углового ускорения  $L^{\ddot{\varphi}}$  (39) обеспечивает надежное обнаружение дефектов подшипника при различных частотах вращения вала, в том числе дефектов, которые обладают малой энергией.

Обобщая экспериментальные результаты обнаружения дефектов в подшипнике качения, предложена соответствующая методика обнаружения дефектов подшипников качения в роторных механизмах, таких как клетки прокатных профилигибочных станков и шпиндели токарных станков. Методика заключена в следующих шагах

- 1) Закрепить на валу рядом с исследуемым подшипником предложенный беспроводной датчик.
- 2) Получить ударный отклик вала.
- 3) В частотном спектре углового ускорения выделить частотную область в окрестности собственной частоты, которая имеет наибольшее значение частоты.
- 4) Выполнить серию измерений ускорений для различных частот вращения вала с нормальным (бездефектным) подшипником.
- 5) Вычислить значение суммы спектральных компонент углового ускорения  $L^{\ddot{\varphi}}$  в определенной на шаге “3” частотной области для каждого измерения,

выполненного на шаге “4”.

- 6) Задать, либо фиксированное пороговое значение обнаружения дефекта  $L_{Border}^{\ddot{\varphi}}$ , либо следящее пороговое значение обнаружения дефекта  $L_{Relative}^{\ddot{\varphi}}$  (в случае существенных колебаний  $L^{\ddot{\varphi}}$  для различных частот вращения вала). Значения  $L_{Border}^{\ddot{\varphi}}$  и  $L_{Relative}^{\ddot{\varphi}}$  необходимо задать с учетом запаса, который предотвращает “ложное срабатывание” метода обнаружения.
- 7) Сравнить суммы спектральных компонент углового ускорения в выделенной области для “рабочего” подшипника с заданным пороговым значением. Превышение порогового значения означает наличие дефекта в подшипнике.

Простота метода обеспечивает надежное обнаружение дефектов в подшипниках роторных механизмов, в том числе при работе механизма в нестационарном режиме. С другой стороны, анализ измеренных датчиком линейных ускорений, помимо обнаружения, позволяет локализовать дефекты – уточнить в каком элементе подшипникового узла возник дефект. Такой анализ требует вычислительных ресурсов, однако результаты анализа, в конечном счете – надежная информационная основа для оценки остаточного ресурса подшипника.

#### 4.2.2 Метод локализации дефектов подшипников качения

Метод огибающей один из наиболее распространенных, общепризнанных и эффективных методов для диагностики подшипников [26, 27, 146]. Метод огибающей состоит из нескольких шагов, а именно, полосовая фильтрация в высокочастотном диапазоне, демодуляция по амплитуде и анализ спектрального состава демодулированного сигнала. Демодуляция, следующая за полосовой фильтрацией, полученного отфильтрованного сигнала приводит к переносу спектра фильтрованного сигнала в низкочастотную область. В результате демодуляции, полоса спектра демодулированного сигнала соответствует половине

ширины полосы фильтрованного сигнала. Процесс демодуляции – процесс построения во временной области огибающей отфильтрованного сигнала, которая, в свою очередь, содержит диагностическую информацию.

Существуют разнообразные подходы к определению наиболее подходящей полосы фильтра для демодуляции сигналов. Тем не менее, каждый из них в своей основе исходит из идеи поиска областей структурных резонансов (собственных частот) механизма.

В настоящее время, метод спектрального эксцесса (SK) наиболее распространенный метод определения подходящей для фильтрации сигнала области. Данный метод подбирает значение центральной частоты и ширину полосы фильтра таким образом, чтобы в выбранной области значение эксцесса сигнала было максимально возможным. Эксцесс – четвертый центральный момент, который характеризует “крутость” (островершинность или плосковершинность) распределения [84]. То есть, метод спектрального эксцесса находит частотную область сигнала, в которой сигнал имеет наибольшую пульсацию во временной области.

С другой стороны, предложенный метод измерения ускорений обладает существенно большей чувствительностью к собственным частотам колебаний механизма, которые связаны с валом, в сравнении с традиционными методами (измерение с опоры механизма) (рис. 33). В следствие этого, целесообразно рассмотреть применение метода огибающей для каждой собственной частоты, что позволит получить богатый набор диагностической информации.

В связи с тем, что резонансные частоты в линейных ускорениях  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  имеют близкие, но не одинаковые значения (рис. 40), для каждой измерительной оси сформирован индивидуальный набор полосовых фильтров  $H_i^\xi$ , соответствующий числу фиксируемых осью резонансных частот, где  $\xi$  – измерительная ось ( $\ddot{x}$  или  $\ddot{y}$ ),  $i$  – номер фильтра для оси  $\xi$ . В свою очередь, центральная частота  $f_{p_i}^\xi$  фильтра  $H_i^\xi$  –  $i$ -я резонансная частота механической системы в ускорении  $\xi$ . Далее, к каждому отфильтрованному соответствующим полосовым фильтром  $H_i^\xi$  ускорению  $\xi$  ( $\ddot{x}$  или  $\ddot{y}$ ) применен метод огибающей. В спектре каждого из

$m$  ( $m$  – число полосовых фильтров для всех измерительных осей) полученных сигналов найдены значения амплитуд  $k$  кратных гармоник основных частот возбуждения колебаний элементов подшипника. Из найденных значений амплитуд составлены вектора  $A$ . Таким образом, получены  $m$  векторов  $A$ , которые имеют длину  $n$ , где  $n$  – общее число найденных значений амплитуд кратных гармоник основных частот возбуждения элементов подшипника (38). Например, в случае  $k = 2$ , вектор  $A$  имеет длину  $n = 6$  (при рассмотрении основных частот возбуждения внутреннего и внешнего колец, а также тел качения подшипника), соответственно,

$$A = (a_{f_H}, a_{2f_H}, a_{f_B}, a_{2f_B}, a_{f_{т.к}}, a_{2f_{т.к}}).$$

В качестве критерия обнаружения дефекта, как и ранее, выбрано – превышение порогового (граничного) значения. Для этого, векторы  $A$  приведены к виду суммарного вектора  $A_\Sigma$

$$A_\Sigma = (a_{\Sigma_1}, a_{\Sigma_2}, \dots, a_{\Sigma_6}), \quad a_{\Sigma_i} = \sum_{i=1}^6 a_i^{H_i^{\ddot{x}}} + \sum_{i=1}^6 a_i^{H_i^{\ddot{y}}}, \quad (43)$$

где  $a_i^{H_i^{\ddot{x}}}$  – элемент вектора  $A$  соответствующего фильтра  $H_i^{\ddot{x}}$ ,  $a_i^{H_i^{\ddot{y}}}$  – элемент вектора  $A$  соответствующего фильтра  $H_i^{\ddot{y}}$ .

С целью формирования соответствия одного технического (диагностического) состояния к одному граничному значению вектора  $A_\Sigma$  приведен к виду

$$A_{\Sigma_{new}} = (a_{\Sigma_{new_1}}, a_{\Sigma_{new_2}}, a_{\Sigma_{new_3}}) = (a_{\Sigma_1} + a_{\Sigma_2}, a_{\Sigma_3} + a_{\Sigma_4}, a_{\Sigma_5} + a_{\Sigma_6}), \quad (44)$$

где компонент  $a_{\Sigma_i}$  –  $i$ -й компонент соответствующего суммарного диагностического вектора  $A_\Sigma$  (43). Таким образом, вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  содержит три элемента (при рассмотрении помимо описанных выше основных частот возбуждения также частоты возбуждения сепаратора, число элементов вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  равно 4). Описанный выше метод обработки измеренных сигналов также может быть изображен схематично, с целью наглядности (рис. 59).

Применение порогового значения, как было показано на примере обнаружения дефектов (41) – эффективных метод, который позволяет формулировать

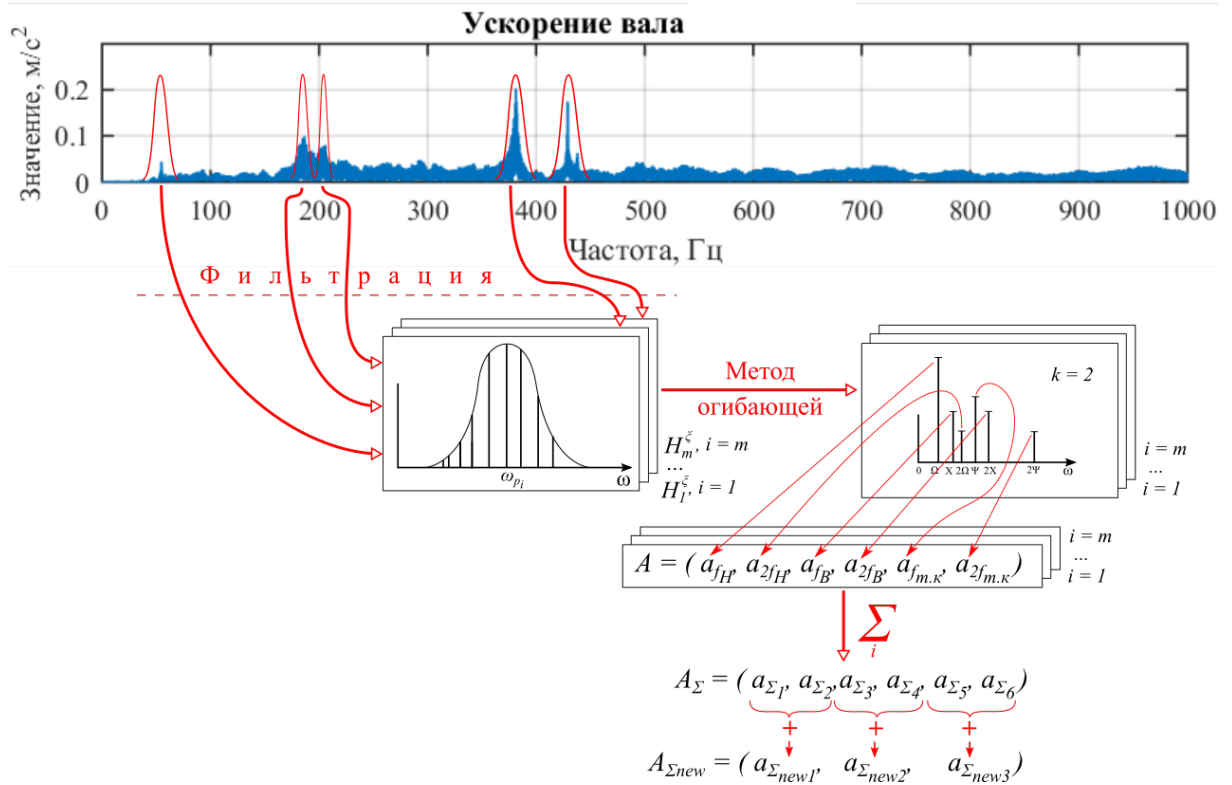


Рис. 59. Схема метода обработки измеренных сигналов

статус технического состояния узла. Однако, наличие дефекта, обладающего большой энергией, одного элемента механического узла приводит, в том числе, к усилению основных гармоник колебаний других элементов в виду наличия внутренних механических связей системы. В связи с этим, наряду с пороговым значением, применен метод сравнения натурального логарифма  $L_{diag}$  отношения элементов вектора  $A_{\Sigma_{new}}$

$$L_{diag} = \ln \left( \frac{a_{\Sigma_{new}(i)}}{a_{\Sigma_{new}(i+1)}} \right), \quad (45)$$

где  $a_{\Sigma_{new}(i)}$  и  $a_{\Sigma_{new}(i+1)}$  – элементы вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  (44), например  $a_{\Sigma_{new1}}$  и  $a_{\Sigma_{new2}}$ . Данный критерий, также как пороговое значение, является традиционным для технической диагностики [114].

Как отмечалось ранее, ошибка разделения линейных ускорений на независимые ортогональные оси  $OX$  и  $OY$  напрямую зависит от ошибки определения мгновенного угла поворота вала. Также, как отмечалось ранее, при существенной ошибке определения мгновенного угла поворота в разделенных линейных

ускорениях возникают паразитные взаимно-модуляционные частоты. При этом, наличие таких паразитных частот может привести к существенному влиянию (дополнительной ошибке) на результат метода огибающей. В связи с этим, для каждого дефектно и бездефектного подшипника получены значения  $\overline{S}_j$  для различных частот вращения вала, где  $\overline{S}_j^{\text{Normal}}$  – случай без дефекта,  $\overline{S}_j^{\text{Ball}}$  – случай дефекта тела качения подшипника,  $\overline{S}_j^{\text{Outer}}$  – случай дефекта наружного кольца,  $\overline{S}_j^{\text{Inner}}$  – случай дефекта внутреннего кольца,  $\overline{S}_j^{\text{Comb}}$  – случай комбинированного дефекта (Таблица 1).

Таблица 1. Значения  $\overline{S}_j$  для различных частот вращения вала

Частота вала, Гц	$\overline{S}_j^{\text{Inner}}$ , рад	$\overline{S}_j^{\text{Outer}}$ , рад	$\overline{S}_j^{\text{Ball}}$ , рад	$\overline{S}_j^{\text{Comb}}$ , рад	$\overline{S}_j^{\text{Norm}}$ , рад
8	0,00323	0,0047	0,0034	0,0030	0,0028
10	0,00422	0,0043	0,0044	0,0035	0,0037
12	0,00671	0,0058	0,0052	0,0045	0,0046
14	0,00612	0,0085	0,0069	0,0066	0,0062
16	0,01190	0,0105	0,0102	0,0090	0,0098
18	0,01800	0,0108	0,0140	0,0113	0,0132

Значения  $\overline{S}_j$  каждого подшипника превышают 0,009 рад для частот вращения более 14 Гц, что свидетельствует о наличии существенных паразитных частот в разделенных ускорениях. В связи с этим, далее рассмотрены случаи частот вращения вала от 8 до 14 Гц.

В машине-симуляторе применен и, соответственно, исследован, подшипник качения – ER-12K. В соответствии с паспортом (спецификацией) подшипника вычислены основные частоты возмущения его элементов (38). Основные частоты возмущения исследуемого подшипника, которые зависят от частоты

вращения вала  $f_r$ ,

$$f_H = 3,048f_r; f_B = 4.95f_r; f_{т.к} = 1,992f_r. \quad (46)$$

Таким образом, необходимо знать точное значение частоты вращения вала.

Основные частоты возбуждения (46) исследуемого подшипника для стационарного участка вращения с усредненной частотой вращения  $f_r = 11,949$  рад/с<sup>2</sup> (37), соответственно,

$$f_H = 36,4203 \text{ Гц}; f_B = 59,1472 \text{ Гц}; f_{т.к} = 23,8023 \text{ Гц}. \quad (47)$$

По спектрам линейных ускорений отклика вала на ударное воздействие (рис. 40) определены параметры полосовых фильтров  $H_i^\xi$ , для которых, затем, выполнен анализ огибающих.  $f_{p_i}^\xi$  – центральная частота фильтра  $H_i^\xi$ ,  $\omega_{C_{i1}}^\xi$  – нижняя частота среза фильтра  $H_i^\xi$ ,  $\omega_{C_{i2}}^\xi$  – верхняя частота среза фильтра  $H_i^\xi$ . Таким образом, параметры фильтров определены для линейных ускорений вдоль  $OX$  и вдоль  $OY$  (Таблица 2)

Таблица 2. Параметры фильтров  $H_i^\xi$  для ускорений  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$

Параметр / Фильтр	$H_1^{\ddot{x}}$	$H_2^{\ddot{x}}$	$H_3^{\ddot{x}}$	$H_4^{\ddot{x}}$	$H_5^{\ddot{x}}$
Центральная частота $f_{p_i}^{\ddot{x}}$ , Гц	55,01	185,338	203,148	382,53	430,682
Нижняя частота среза $\omega_{C_{i1}}^{\ddot{x}}$ , Гц	40,01	176,4	194,2	358,4	406,6
Верхняя частота среза $\omega_{C_{i2}}^{\ddot{x}}$ , Гц	70,01	194,2	212	406,6	454,8
Параметр / Фильтр	$H_1^{\ddot{y}}$	$H_2^{\ddot{y}}$	$H_3^{\ddot{y}}$	$H_4^{\ddot{y}}$	$H_5^{\ddot{y}}$
Центральная частота $f_{p_i}^{\ddot{y}}$ , Гц	55,01	172,6	205,421	384,259	439,85
Нижняя частота среза $\omega_{C_{i1}}^{\ddot{y}}$ , Гц	40,01	156,2	189	356,5	412,1
Верхняя частота среза $\omega_{C_{i2}}^{\ddot{y}}$ , Гц	70,01	189	221,8	412,1	467,7

Каждое измеренное ускорение  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  отфильтровано соответствующим фильтром  $H_i^\xi$ . В качестве полосового фильтра  $H_i^\xi$  выбран цифровой КИХ-фильтр

(фильтр с конечной импульсной характеристикой). Порядок фильтра – 200. Затем, вычислена огибающая отфильтрованного сигнала.

В качестве диагностического  $n$ -мерного вектора для каждого измерения выбран 6-ти элементный вектор  $A$ . В качестве элементов диагностического вектора выбраны амплитуды двух первых гармоник возмущения каждого элемента подшипника. То есть,

$$A = (a_1, a_2, \dots, a_6) = (a_{f_H}, a_{2f_H}, a_{f_B}, a_{2f_B}, a_{f_{т.к}}, a_{2f_{т.к}}).$$

Таким образом, принимая значения основных частот (47), диагностический вектор

$$A = (a_{36,4202}; a_{72,8405}; a_{59,1471}; a_{118,2941}; a_{23,8022}; a_{47,6044}). \quad (48)$$

Частотный спектр полученной огибающей, который получен при помощи БПФ, содержит компоненты, связанные с дефектами.

Для каждого спектра огибающей отфильтрованного соответствующим фильтром  $H_i^\xi$  (Таблица 2) сигнала определены величины элементов вектора  $A_i^\xi$ . Далее, в соответствии с (43) вектора  $A_i^\xi$  приведены виду суммарного вектора  $A_\Sigma$ . Данная операция выполнена для каждого дефектного и бездефектного подшипника. Таким образом, получен набор суммарных векторов  $A_\Sigma$  (Таблица 3). Причем,  $A_\Sigma^{Inner}$  – суммарный вектор для случая дефекта внутреннего кольца,  $A_\Sigma^{Outer}$  – суммарный вектор для случая дефекта внешнего кольца,  $A_\Sigma^{Ball}$  – суммарный вектор для случая дефекта тела качения,  $A_\Sigma^{Norm}$  – суммарный вектор для случая нормального подшипника.

В соответствии с (44) векторы  $A_\Sigma$  приведены к виду  $A_{\Sigma_{new}}$ . Таким образом, получены векторы  $A_{\Sigma_{new}}^{Inner}$ ,  $A_{\Sigma_{new}}^{Outer}$ ,  $A_{\Sigma_{new}}^{Ball}$ ,  $A_{\Sigma_{new}}^{Norm}$ .

В качестве порогового вектора  $K_\Sigma$  локализации дефекта в подшипнике принят вектор

$$K_\Sigma = (k_{\Sigma_1}, k_{\Sigma_2}, k_{\Sigma_3}), \quad (49)$$

где  $k_{\Sigma_i}$  – пороговое значение для соответствующего компонента суммарного вектора  $A_{\Sigma_{new}}$ .



Таблица 3. Значения элементов векторов  $A$  для различных дефектов подшипника качения

Фильтр	Элементы вектора $A$ , м/с <sup>2</sup>					
	$a_{f_H}$	$a_{2f_H}$	$a_{f_B}$	$a_{2f_B}$	$a_{f_{т.к}}$	$a_{2f_{т.к}}$
Дефект внутреннего кольца						
$H_1^{\ddot{x}}$	0,8382	0,5065	2,8513	0,3294	0,6685	0,3506
$H_2^{\ddot{x}}$	0,3691	0,3706	1,7815	0,2789	0,4837	0,1273
$H_3^{\ddot{x}}$	0,2619	0,3256	1,5555	0,2505	0,4381	0,1047
$H_4^{\ddot{x}}$	0,1573	0,3126	1,0416	0,0486	0,2271	0,0757
$H_5^{\ddot{x}}$	0,2136	0,3107	1,0702	0,0536	0,2375	0,0515
$H_1^{\ddot{y}}$	2,0218	0,4699	5,1382	0,8235	1,8360	1,1470
$H_2^{\ddot{y}}$	1,2553	0,3520	3,3635	0,7471	1,2045	0,7106
$H_3^{\ddot{y}}$	0,8575	0,2481	2,4667	0,5033	0,8866	0,4944
$H_4^{\ddot{y}}$	0,6834	0,1095	1,9933	0,4183	0,5064	0,3211
$H_5^{\ddot{y}}$	0,8131	0,1909	2,3344	0,5110	0,6219	0,4362
$A_{\Sigma}^{Inner}$	7,4712	3,1966	23,5962	3,9642	7,1103	3,8189
Дефект внешнего кольца						
$H_1^{\ddot{x}}$	0,5061	0,5749	0,4474	0,0815	0,3112	0,2332
$H_2^{\ddot{x}}$	0,3699	0,3546	0,2332	0,0546	0,2089	0,1308
...	...	...	...	...	...	...
$H_5^{\ddot{y}}$	0,5889	0,2467	0,1680	0,1209	0,0856	0,1670
$A_{\Sigma}^{Outer}$	5,9388	3,4386	3,1355	0,8804	1,9827	2,1934
Дефект тела качения						
$H_1^{\ddot{x}}$	0,0497	0,0653	0,0652	0,0397	0,0857	0,0971
$H_2^{\ddot{x}}$	0,0592	0,0432	0,0419	0,0465	0,0673	0,0761
...	...	...	...	...	...	...
$H_5^{\ddot{y}}$	0,0500	0,0524	0,0973	0,0321	0,0992	0,0711
$A_{\Sigma}^{Ball}$	0,7087	0,6189	1,1178	0,4106	1,1673	1,1689
Без дефекта						
$H_1^{\ddot{x}}$	0,1248	0,0382	0,0578	0,0170	0,0332	0,0393
$H_2^{\ddot{x}}$	0,1077	0,0249	0,0451	0,0149	0,0198	0,0254
...	...	...	...	...	...	...
$H_5^{\ddot{y}}$	0,0262	0,0123	0,0158	0,0109	0,0188	0,0155
$A_{\Sigma}^{Normal}$	0,6043	0,1829	0,3235	0,1954	0,2187	0,2729

Значение компонент  $k_{\Sigma_i}$  определены по значениям компонент суммарного вектора  $A_{\Sigma_{new}^{Norm}}$ . Так,

$$k_{\Sigma_i} = k_s \cdot a_{\Sigma_{new_i}^{Norm}}; \quad k_s = 3, 4; \quad i = \overline{1, 3},$$

где  $a_{\Sigma_{new_i}^{Norm}}$  – значение  $i$ -го компонента вектора  $A_{\Sigma_{new}^{Norm}}$ , который соответствует случаю бездефектного подшипника. В свою очередь, коэффициент  $k_s$  введен для предотвращения “случайных срабатываний”. В результате, получены значения вектора локализации дефектов  $K_{\Sigma}$  (Таблица 4).

Таблица 4. Вектор детектирования дефекта

Элементы вектора $K_{\Sigma}$ , м/с <sup>2</sup>		
$k_{\Sigma_1}$	$k_{\Sigma_2}$	$k_{\Sigma_3}$
2,6767	1,7644	1,6714

На гистограмму, которая содержит компоненты векторов  $A_{\Sigma_{new}}$  для всех рассмотренных случаев дефектов, наложены горизонтальные линии, которые соответствуют компонентам вектора локализации дефектов  $K_{\Sigma}$ . Также, гистограмма содержит компоненты вектора  $A_{\Sigma_{new}^{Comb}}$ , который соответствует случаю комбинированного дефекта подшипника (рис. 60). В результате, для всех дефектных случаев, кроме дефекта шарика, все элементы гистограмм пересекают пороговые значения. В тоже время, в случае подшипника с дефектом шарика только элемент “ $a_{\Sigma_{new_3}}$ ” гистограммы пересекает пороговое значение. Данный факт, как было отмечено ранее, может быть объяснен различной степенью развития (размером) дефектов в исследуемых подшипниках, а также усилением основных гармоник колебаний других элементов в виду наличия внутренних механических связей системы. То есть, дефект тел качения приводит к увеличению амплитуд последовательных импульсов (в соответствии с импульсной моделью представления дефектов), связанных с телами качения, при этом, не

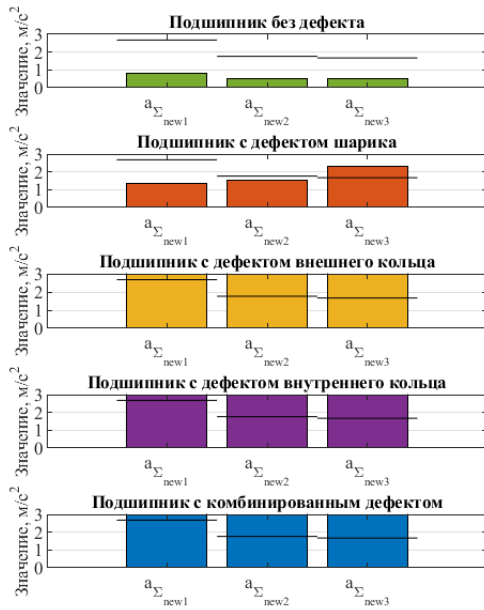


Рис. 60. Значения компонент  $A_{\Sigma_{new}}$ .  
Частота вращения вала 12 Гц

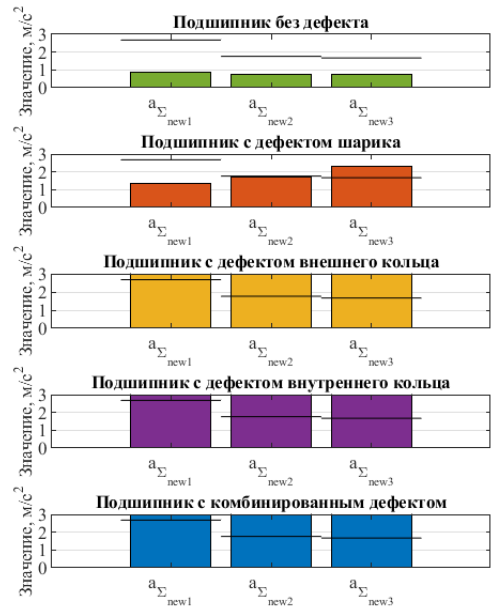


Рис. 61. Значения компонент  $A_{\Sigma_{new}}$ .  
Частота вращения вала 8 Гц

приводит к существенному изменению других компонент сигнала. Таким образом, полученное пороговое значение позволяет локализовать подшипник с дефектом тела качения, от других дефектов, то есть, локализовать дефект, который обладает малой энергией.

Схожая картина возникает при применении тех же значений вектора  $K_{\Sigma}$  (Таблица 4) для частот вращения вала 8 Гц (рис. 61), 10 Гц (рис. 62) и 14 Гц (рис. 63). Однако, данный метод не позволяет локализовать дефекты, которые обладают большей энергией.

Локализовать дефекты с большой энергией возможно через применение метода сравнения натурального логарифма  $L_{diag}$  отношения элементов вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  (45). В качестве сравниваемых элементов выбраны элементы вектора  $A_{\Sigma_{new}}$ , которые связаны с колебаниями наружного и внутреннего колец,  $a_{\Sigma_{new1}}$  и  $a_{\Sigma_{new2}}$ , соответственно. В соответствии с выбранными сравниваемыми компонентами найдены значения  $L_{diag}$  для каждого дефектного и бездефектного

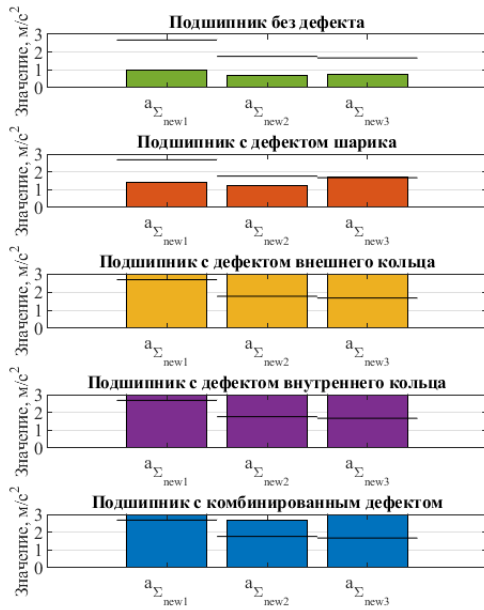


Рис. 62. Значения компонент  $A_{\Sigma_{new}}$ . Частота вращения вала 10 Гц

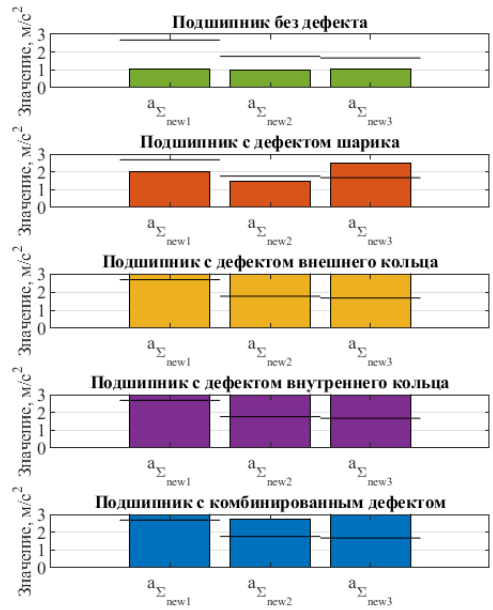


Рис. 63. Значения компонент  $A_{\Sigma_{new}}$ . Частота вращения вала 14 Гц

подшипника при частотах вращения 8, 10, 12 и 14 Гц (рис. 64). Отчетливо вид-

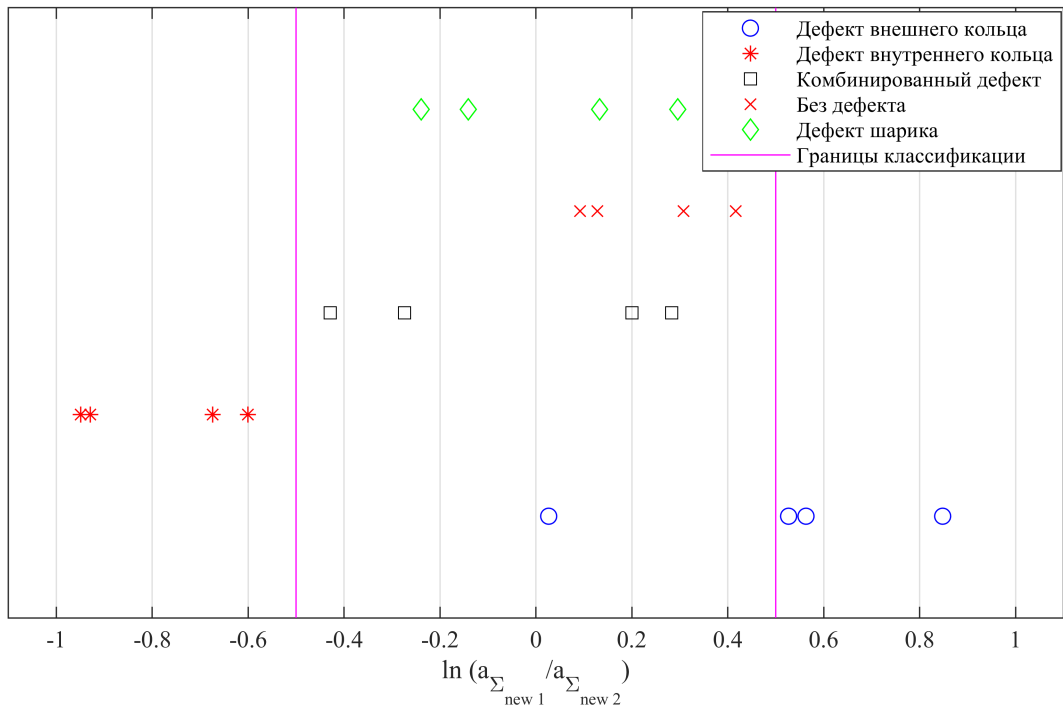


Рис. 64. Локализация дефекта через сравнение логарифма  $L_{diag}$

но, что все значения  $L_{diag}$  (кроме одного значения, соответствующего дефекту внешнего кольца) расположены в отдельных областях на числовой прямой. Так, соответствующие дефекту внутреннего кольца  $L_{diag}$  имеют значения менее  $K_{span}^{left} = -0,5$ . С другой стороны, соответствующие дефекту внешнего кольца  $L_{diag}$ , кроме одного случая, имеют значения более  $K_{span}^{right} = 0,5$ . В свою очередь, значения  $L_{diag}$  для случаев бездефектного подшипника, а также подшипников с дефектом шарика и комбинированным дефектом расположены в интервале  $(K_{span}^{left} ; K_{span}^{right})$ . Таким образом, локализация дефектов в подшипнике возможна на основе комбинации порогового критерия, а также сравнения натурального логарифма.

Обобщая экспериментальные результаты локализации дефектов в подшипнике качения, предложена соответствующая методика локализации дефектов подшипников качения в роторных механизмах, таких как клетки прокатных профилирующих станков и шпиндели токарных станков. Методика заключена в следующих шагах:

- 1) Закрепить на валу рядом с исследуемым подшипником предложенный беспроводной датчик.
- 2) Получить ударный отклик вала.
- 3) Выполнить разделение измеренного отклика на угловую и линейные составляющие.
- 4) Выделить в линейных ускорениях области собственных частот колебаний механизма.
- 5) Выполнить серию измерений ускорений для различных частот вращения вала с нормальным (бездефектным) подшипником.
- 6) Вычислить для каждого измерения пункта "5" значения элементов вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  в соответствии с (44), а также параметров собственных частот

колебаний механизма, найденных в пункте “4”.

- 7) Задать, пороговые значения локализации дефекта тела качения  $K_{\Sigma}$ , в соответствии с (49). Значения  $K_{\Sigma}$  необходимо задать с учетом запаса, который предотвращает “ложно срабатывание” метода локализации дефекта тела качения.
- 8) Вычислить, в соответствии с (45), значения натурального логарифма  $L_{diag}$  отношения элементов вектора  $A_{\Sigma_{new}}$ , которые связаны с дефектами колец подшипника.
- 9) Задать левую  $K_{span}^{left}$  и правую  $K_{span}^{right}$  границы коридора локализации дефектов колец подшипника. Значения  $K_{span}^{left}$  и правую  $K_{span}^{right}$  необходимо задать с учетом запаса, который предотвращает “ложную” локализацию дефектов.
- 10) Сравнить пороговые значения локализации дефекта  $K_{\Sigma}$  с элементами вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  для “рабочего” подшипника. Превышение порогового значения соответствующим элементом вектора  $A_{\Sigma_{new}}$ , связанного с основной частотой возбуждения тел качения, и неперевышение другими элементами вектора означает наличие дефекта тела качения. С другой стороны, превышение пороговых значений  $K_{\Sigma}$  всеми элементами вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  означает наличие дефекта колец подшипника.
- 11) В случае превышения пороговых значений  $K_{\Sigma}$  всеми элементами вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  “реального” подшипника, сравнить значение натурального логарифма  $L_{diag}^{real}$  отношения элементов вектора  $A_{\Sigma_{new}}$  “рабочего” подшипника с заданными границами коридора локализации  $K_{span}^{left}$  и правую  $K_{span}^{right}$ . В случае, если значение  $L_{diag}^{real} < K_{span}^{left}$  – подшипник содержит дефект внутреннего кольца. С другой стороны, если значение  $L_{diag}^{real} > K_{span}^{right}$  – подшипник содержит дефект внешнего кольца. Иначе, если значение  $K_{span}^{left} \leq$

$L_{diag}^{real} \geq K_{span}^{right}$  подшипник содержит дефекты обоих колец: внутреннего и внешнего.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

Предложены методика и два критерия обнаружения дефекта в подшипнике качения по сигналам углового ускорения. Методика основана на оценке энергии сигнала в окрестности частоты собственных крутильных колебаний вала механизма. В свою очередь, критерий обнаружения основан на превышении порогового значения. Выполнена экспериментальная оценка применения предложенных методики и критериев на наборе подшипников, которые содержали различные дефекты.

Анализ применения показал, что предложенные методика и критерии позволяют обнаруживать дефекты в подшипнике механизмов.

Выполнена экспериментальная оценка дисбаланса вращающегося вала на результаты применения предложенных методики и критериев обнаружения дефектов в подшипнике механизмов.

Анализ оценки влияния дисбаланса показал, что методика и критерии нечувствительны к наличию дисбаланса ротора механизма.

Предложены методика и критерии локализации дефекта в подшипнике качения по сигналам разделенных линейных ускорений. Методика основана на применении метода огибающей в области собственных частот механизма. Критерий локализации, обладающего малой энергией, дефекта (тела качения) основан на превышении порогового значения. В свою очередь, критерий локализации, обладающих большой энергией, дефектов (колец подшипника) основан на оценке положения значения натурального логарифма отношения значений, связанных с характерными частотами внешнего и внутреннего колец подшипника. Выполнено экспериментальное применение предложенных методики и критериев на наборе подшипников, которые содержали различные дефекты.

Экспериментальные результаты показали, что предложенные методика и критерий позволяют локализовать дефект подшипника качения, в том числе при различных частотах вращения ротора механизма.



## ГЛАВА 5. ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКА УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ДЕФЕКТОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕХАНИЗМОВ

На ряду с подшипниками качения большинство исполнительных элементов технологических процессов содержат зубчатые передачи, которые служат для согласования частоты вращения и повышения крутящего момента выходного вала. Существует множество зубчатых редукторов, которые различны по конструкции, зацеплению, профилю зуба и т.д. Такое разнообразие конструкций, а также погрешности изготовления, которые обусловлены требованиями по динамике и точности работы, приводят к разнообразию возбуждений колебаний в зубчатых механизмах и, соответственно, различному проявлению неисправностей вибрационных сигналах. Тем не менее, существуют общие закономерности изменения вибрационного сигнала, вызванные дефектами изготовления, сборки и эксплуатации [8].

### 5.1 Диагностические модели виброакустических сигналов зубчатых передач

Даже нормально функционирующая зубчатая передача обладает определенной виброактивностью. При этом, частотный спектр имеет широкую полосу частот, а также сложный характер. Так, существует два основных фактора, которые возбуждают колебания в зубчатых передачах, а именно

- периодическое изменение жесткости зубьев по фазе зацепления;
- погрешности изготовления и монтажа зубчатых колес, такие как, перекос и несоосность валов, неправильных боковой зазор и другие [8].

Периодическое изменение жесткости зубьев, а также постоянная ошибка шага зацепления возбуждают колебания на гармониках зубцовой частоты  $f_z$

$$f_z = z_1 f_{1вр} = z_2 f_{2вр},$$

где  $z_1, z_2$  – числа зубьев первого и второго колеса, соответственно.  $f_{1вр}, f_{2вр}$  – частоты вращения первого и второго колеса, соответственно. Переменная ошибка зацепления, перекос осей, отклонение от соосности валов проявляются как на частотах вращения обоих колес  $kf_{1вр}$  и  $kf_{2вр}$  ( $k = 1, 2, 3, \dots$ ), а также на модуляционных частотах  $mf_z \pm nf_{1вр}$  и  $mf_z \pm nf_{2вр}$  ( $m, n = 1, 2, 3, \dots$ ). Также в спектре присутствуют составляющие, обусловленные ошибкой зубонарезания обоих колес  $f_d$

$$f_d = kz_d f_{вр}, \quad k = 1, 2, \dots,$$

где  $z_d$  – число зубьев делительного колеса зуборезного станка [8]. В свою очередь, эксплуатационные дефекты контактирующих поверхностей зубьев, такие как износ, выкрашивание и заедание, трещины и сколы, поломка и др.) являются дополнительными возмущающими факторами, которые приводят к изменению свойств виброакустического сигнала зубчатой передачи [8]. При этом, разрушение зубьев – наиболее опасный вид повреждения (дефектов) в виду быстрого его развития: от образования трещины до поломки.

Сложность обнаружения эксплуатационных дефектов зубчатых механизмов на ранней стадии их развития обусловлена малой энергоемкостью акустических процессов, сопутствующих развитию этих дефектов, вследствие чего применение обычных спектральных методов без специальной обработки сигнала, повышающей его информативность, малоэффективно. [8] Поэтому выявление незначительных изменений виброакустического сигнала на фоне больших помех, обусловленных излучением акустической энергии функционирующим механизмом, требует привлечения тонких методов анализа изменения структуры виброакустического сигнала. [8]

Рассматривая динамическую схему одноступенчатого зубчатого редуктора с цилиндрическими колесами (рис. 65), отчетливо видно, что угловое ускорение связано с изменением изгибно-контактных жесткостей и деформацией зубьев колес. Так, учитывая, что взаимодействие зубьев происходит по линии зацепления

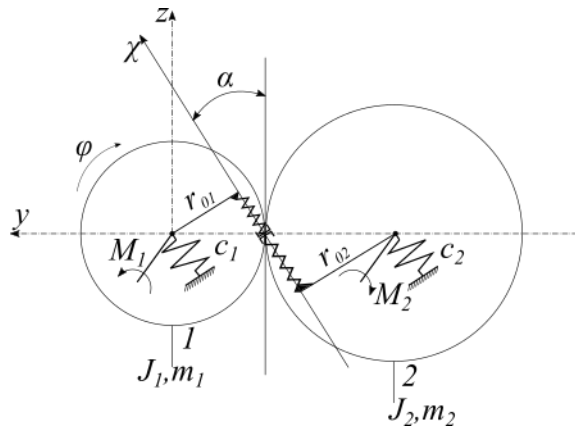


Рис. 65. Динамическая схема одноступенчатой прямозубой цилиндрической зубчатой передачи (рисунок из [7])

$\chi$ , уравнения движения и уравнения связей линеаризованной схемы редуктора принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} J_k \ddot{\varphi}_k &= P \cdot r_{0k} + M_k; c_1^{(2)} \delta_{12} = c_2^{(1)} \delta_{21} = P; \\ m_k \ddot{\chi}_k + c_k \chi_k &= (-1)^{k+1} P; \\ \chi_1 + r_{01} \varphi_1 + \delta_{12} &= \chi_2 - r_{02} \varphi_2 + \delta_{21} \end{aligned} \right\} \quad (k = 1, 2), \quad (50)$$

где  $m_k, J_k$  – масса и момент инерции относительно собственной оси вращения  $k$ -го зубчатого колеса;  $r_{0k}$  – радиус основной окружности  $k$ -го зубчатого колеса;  $c_k$  – приведенная к центру инерции  $k$ -го зубчатого колеса изгибно-контактная жесткость его упругой системы вал–подшипниковые опоры;  $c_1^{(2)}, c_2^{(1)}, \delta_{12}, \delta_{21}$  – приведенные к линии зацепления изгибно-контактные жесткости и деформации зубьев колес;  $P$  – реакция в зацеплении;  $\varphi_k, \chi_k$  – крутильное и поступательное перемещения  $k$ -го зубчатого колеса соответственно относительно оси вращения и в направлении линии зацепления [7]. При этом, возникновение локальных дефектов типа выкрашивания, раковин, попадающих в зону контакта с частотой вращения  $1/T_{\text{вр}}$  дефектного колеса, приводит к возникновению периодической последовательности кратковременных импульсов, модулирующих амплитуду функции жесткости (рис. 66).

В работе [136] детально описана динамическая модель прямозубой зубча-

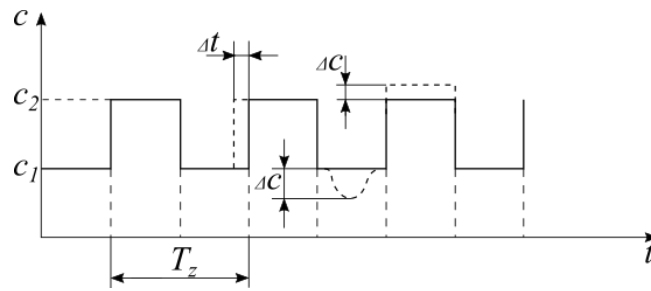


Рис. 66. Функция жесткости зацепления прямозубой передачи

той передачи с локальными дефектами ведущего колеса с восемью степенями свободы (8-DOF) (рис. 67). Функция механической жесткости зацепления пря-

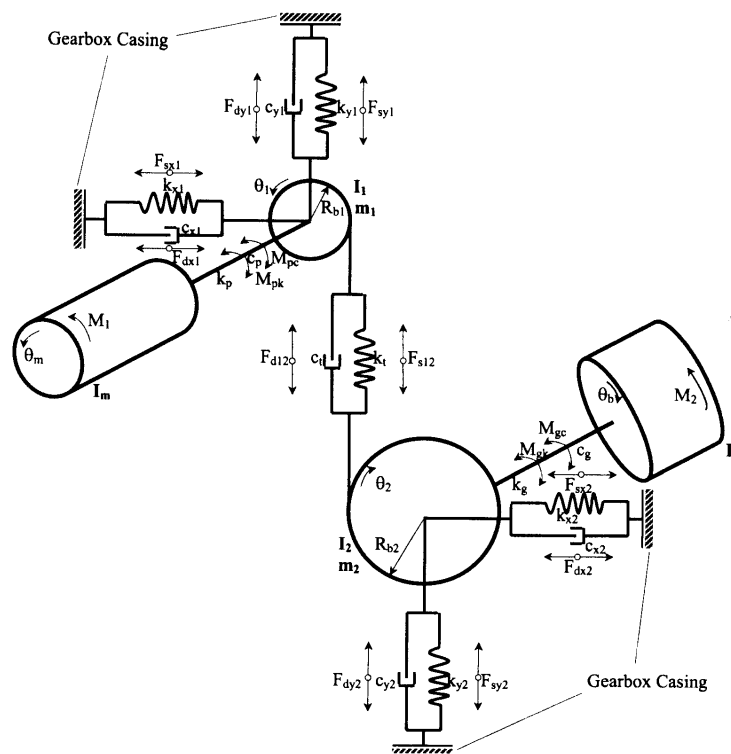


Рис. 67. Схема модели одноступенчатой зубчатой передачи (рисунок из [136])

мозубой передачи (рис. 68) в описанной динамической модели изменяется в зависимости от типа моделируемого локального дефекта: скол (рис. 69) или поломка (рис. 70) зуба ведущего колеса. Ведущее колесо имеет  $z_1 = 19$  зубьев, ведомое –  $z_2 = 48$  зубьев. Механизм работает в стационарном режиме с частотой вращения ведущего (входного) колеса –  $f_{1вп} = 30$  Гц.

В результате численного моделирования динамической модели автор получил спектры линейных ускорений зубчатых колес при различных дефектах

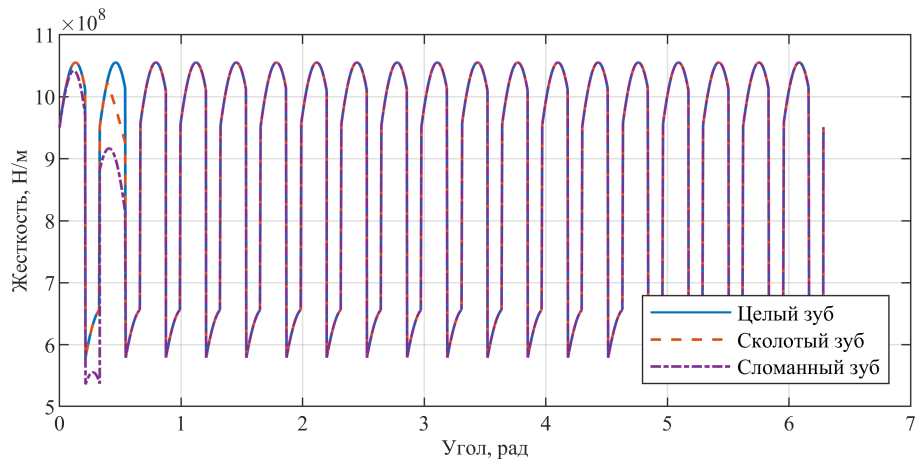


Рис. 68. Функция жесткости зацепления прямозубой передачи при различных локальных дефектах зуба

ведущего колеса, изменения которых соответствуют описанному в литературе “каноническому” немонотонному поведению [8]. Однако, автор, ориентируясь на традиционные методы измерения, рассматривал поведение только спектра линейного ускорения. С другой стороны, принимая во внимание возможности предложенного метода измерений, рассмотрено поведение спектра угловых ускорений колес.

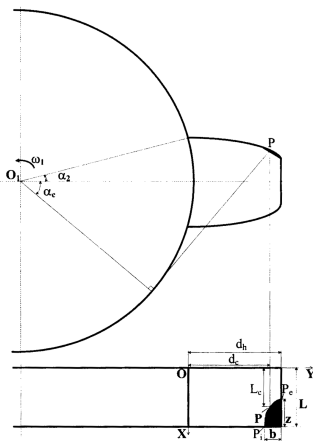


Рис. 69. Схема сколотого зуба (рисунок из [136])

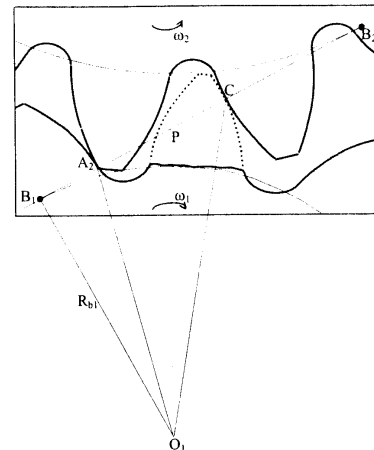


Рис. 70. Схема сломанного зуба (рисунок из [136])

Анализ изменения угловых ускорений зубчатых колес динамической модели зубчатой передачи (из работы [136]) под действием локальных дефектов

показал, что характер изменения дискретных компонент спектра, связанных с гармониками зубцовой частоты, близок к монотонному (рис. 71). В тоже вре-

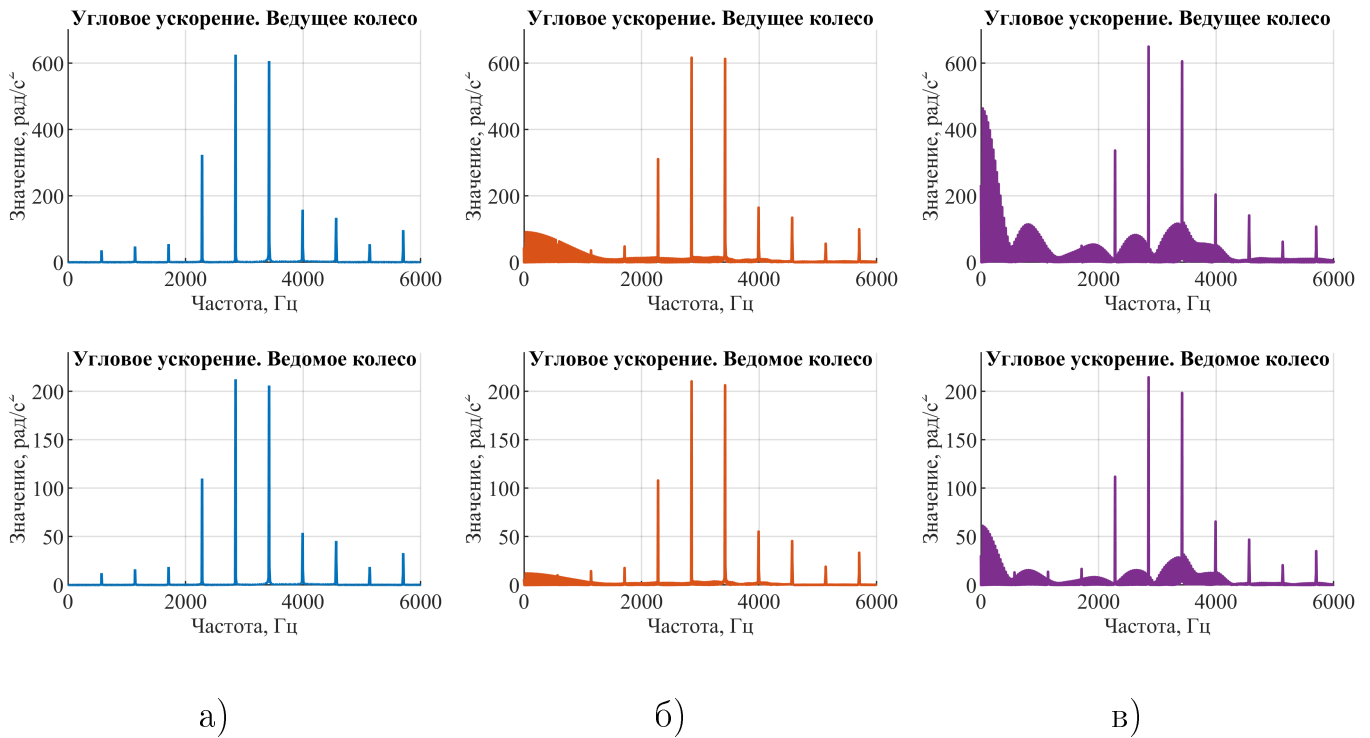


Рис. 71. Частотные спектры угловых ускорений колес зубчатой передачи при различных локальных дефектах ведущего колеса: а) целый зуб, б) сколотый зуб, в) сломанный зуб

мя, в спектре углового ускорения происходит увеличение глубины модуляции процесса в зоне гармоники зубцовой частоты, также как в спектре линейного ускорения. Таким образом, угловое ускорение содержит диагностическую информацию и, соответственно, его анализ (также как и для подшипника качения) позволит получить дополнительные критерии для оценки технического состояния зубьев зубчатой передачи.

Рассматривая поведение первой гармоники частоты вращения  $f_{1вр}$  дефектного (ведущего) колеса в угловом ускорении выходного вала (предполагая, что датчик установлен на выходном валу), видно, что увеличение размера локального дефекта приводит к увеличению уровня первой гармоники частоты вращения  $f_{1вр}$  дефектного (ведущего) колеса – 30 Гц (рис. 72), то есть, происходит

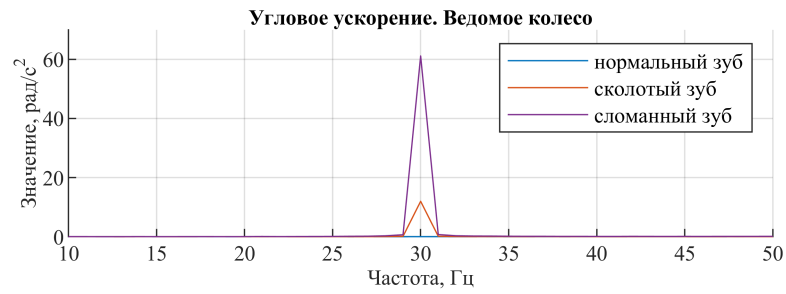


Рис. 72. Первая гармоника частоты вращения дефектного колеса в угловом ускорении при различных локальных дефектах

увеличение уровня гармоники частоты прокатывания дефекта  $1/T_{вр}$ , что было отмечено ранее. Таким образом, для стационарного режима работы механизма уровень первой гармоники частоты вращения дефектного колеса в угловом ускорении может служить в качестве критерия обнаружения и оценки локальных дефектов, типа скол зуба или поломка зуба.

## 5.2 Диагностика дефектов конической зубчатой передачи

Применимость предложенного метода для диагностики зубчатой передачи рассмотрена на примере одноступенчатого редуктора с коническими шестернями. Так, одноступенчатый редуктор с коническими шестернями – Hub City M2 – был закреплен на испытательной машине. На выходном валу редуктора был жестко закреплен экспериментальный образец датчика ускорений (рис. 73).



Рис. 73. Зубчатый редуктор с датчиком ускорений

Передаточное отношение зубчатых колес редуктора –  $k_z = 1,5$ . Число зубьев ведущего колеса (pinion)  $z_p = 18$ , число зубьев выходного колеса (gear)  $z_g = 27$ . Конструкция примененного в работе редуктора позволила выполнить физическое моделирование дефектов редуктора: скол зуба ведущего колеса (рис. 74) и поломка зуба ведущего колеса (рис. 75). Моделирование дефекта



Рис. 74. Шестерня со сколотым зубом    Рис. 75. Шестерня со сломанным зубом

ведущего колеса обусловлено тем, что ведущее колесо испытывает больший износ, чем выходное колесо, так как имеет меньшее число зубьев и, таким образом, совершает больше оборотов.

Для экспериментального редуктора получены частотные спектры откликов ударного воздействия. Удар был выполнен вертикально вниз по выходному валу, на котором был закреплен датчик (рис. 76). Спектральная картина ударного отклика редуктора отлична от спектральной картины роторного вала с подшипниками качения, рассмотренного ранее. Спектры не содержат ярко выраженных пиков. Однако, в спектрах ускорений отчетливо видны несколько частотных областей, где спектр имеет усиление.

Диагностика редуктора проходила на квазистационарном участке работы установки. Для этого, двигатель симулятора был раскручен до постоянно частоты вращения 12 Гц. Таким образом, учитывая передаточное отношение  $k_z$ , частота вращения выходного колеса и, соответственно, экспериментального датчика 8 Гц.



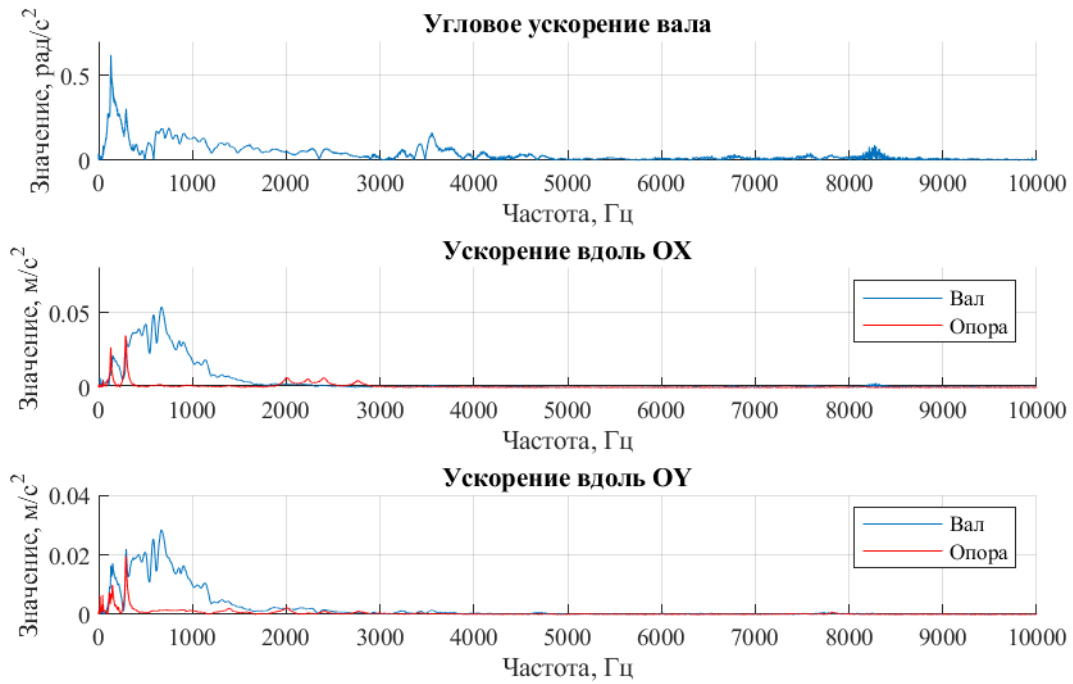


Рис. 76. Спектры ударного отклика выходного вала редуктора. Линейные и угловая оси по данным датчика ускорений. Диапазон частот до 10 кГц

Также как при диагностике подшипника качения, сигналы каждого акселерометра были скорректированы на постоянное смещение. В соответствии с (14) было найдено угловое ускорение вала. Далее, в соответствии с методом выделения ускорения свободного падения, вычислены ускорения  $\psi_i, i = \overline{1, 3}$ . Применив к соответствующим ускорениям  $\psi_i$  фильтр Совицкого-Голея 2-го порядка (параметры которого были подобраны методом последовательного приближения), получены приближенные значения косинусов угла поворота вала  $\Psi_i, i = \overline{1, 3}$ . Причем, сумма СКО косинусов восстановленных углов  $C_i$ , в соответствии с (29), для  $3 \cdot 10^6$  отсчетов измерений

$$S_{\Sigma} = 2,2539 \cdot 10^3 \text{ рад.}$$

Таким образом, среднее значение СКО на один отсчет, в соответствии с (30),  $\overline{S_j} = 0,0029(\text{рад})$  меньше среднего СКО на один отсчет  $\overline{S_j} = 0,0030(\text{рад})$  для случая модельных данных (34). Данный факт свидетельствует о потенциально высоком качестве разделения линейных ускорений.

Линейные разделенные ускорения содержат отчетливо видимые периодические высокочастотные всплески (рис. 77).

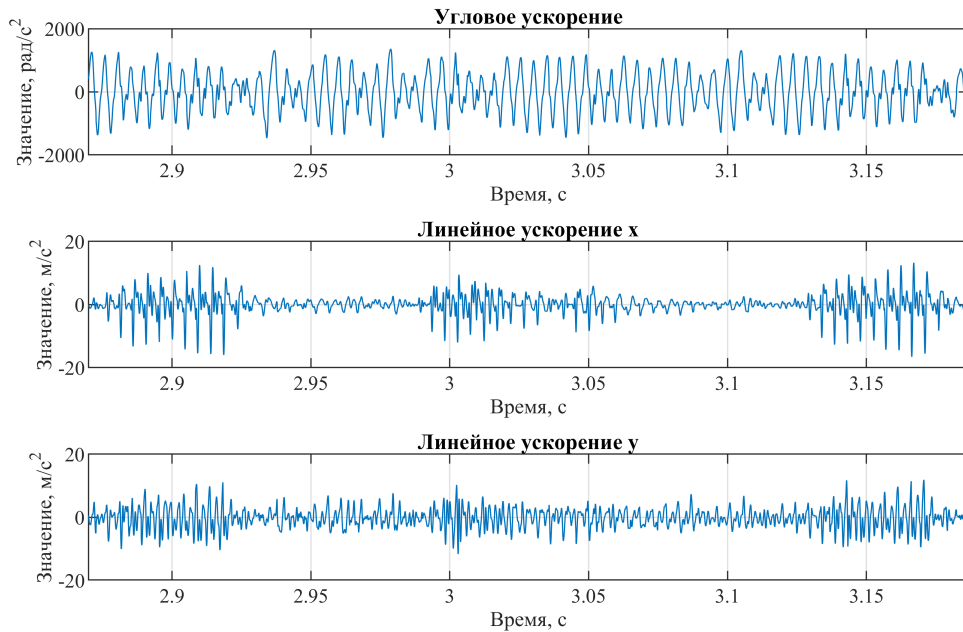


Рис. 77. Разделенные угловое  $\ddot{\varphi}$  и линейные  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{y}$  ускорения во временной области. Редуктор со сколотым зубом шестерни

В результате применения метода выделения ускорения свободного падения, вычислены спектры углового и двух линейных (разделенных) ускорений вала для каждого дефекта шестерни. Таким образом, частотные спектры измеренных датчиком ускорений содержат множество компонент, в том числе, дискретных пиков (рис. 78).

В связи с тем, что рассмотрен квазистационарный участок вращения, частота вращения выходного вала редуктора найдена через усреднение значений частоты вращения вала от  $\Psi_i, i = \overline{1, 3}$  (36). В результате, для каждого дефектного и бездефектного случаев редуктора найдены частоты вращения выходного вала, которые отличны во втором знаке от значения 11,88 Гц.

Рассматривая спектр мощности каждого ускорения  $\ddot{\varphi}$ ,  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  для каждого дефекта шестерни (рис. 79), отчетливо видно изменение свойств виброакустического сигнала – изменение энергетического соотношения компонент спектра.

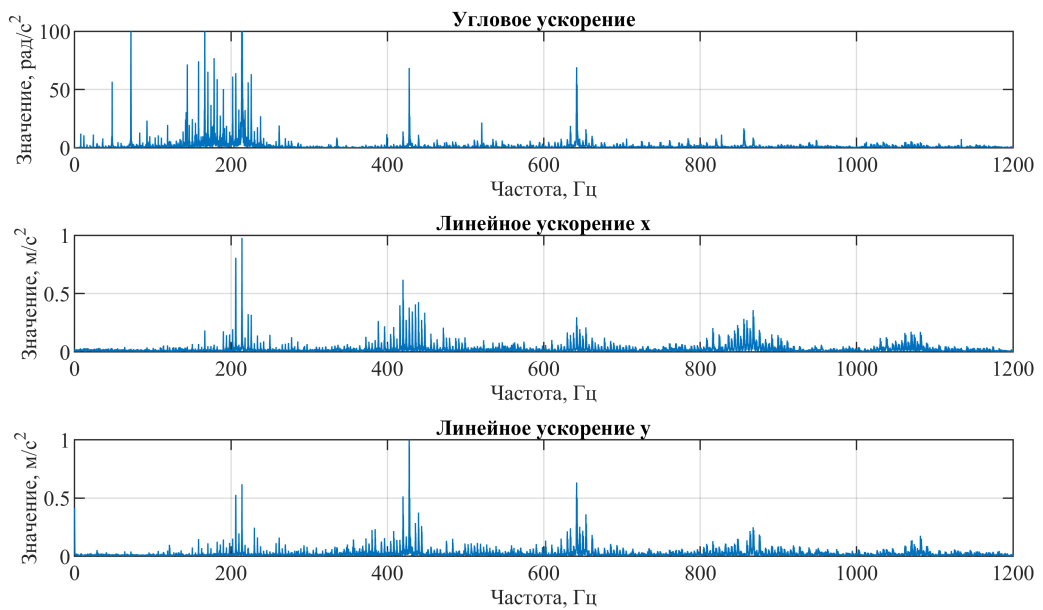


Рис. 78. Спектры измеренных ускорений. Редуктор со сколотым зубом шестерни

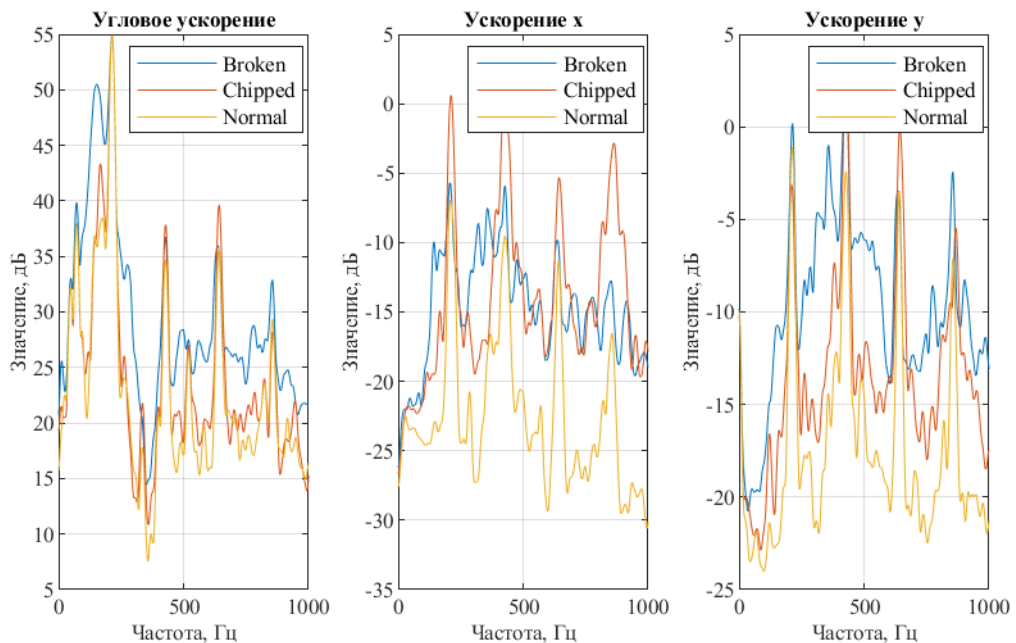


Рис. 79. Частотный спектр мощности для различных дефектов шестерни. “Broken” – шестерня со сломанным зубом, “Chipped” – шестерня со сколотым зубом, “Normal” – шестерня без дефекта

Причем, спектр для случая шестерни со сколотым зубом вырастает в области кратных  $f_z$  частот (214 Гц, 428 Гц, 642 Гц, 856 Гц). При этом, для случая сломанного зуба уровни дискретных составляющих линейного ускорения  $x$  существенно ниже в области кратных  $f_z$  частот, чем для случая шестерни со сколотым зубом. С другой стороны, глубина модуляции процесса в зоне гармоник зубцовой частоты существенно возросла (рис. 79). Таким образом, отчетливо видна парадоксальность поведения спектральных характеристик для различного размера дефекта зуба, которая была описана ранее.

Как отмечалось ранее, наличие локального дефекта приводит к изменению функции жесткости зацепления колес. В свою очередь, изменение жесткости приводит к изменению силы в пятне контакта колес и, таким образом, к изменению углового ускорения колеса. Причем, локальный дефект приводит к изменению величины компоненты частоты прокатывания колеса.

Развитие локального дефекта (от скола до поломки) приводит к увеличению амплитуды первой гармоники углового ускорения  $A^{\ddot{\varphi}}$  в силу увеличения “глубины” уменьшения жесткости зацепления. Так, при частоте вращения входного колеса 12 Гц

$$A_{Normal}^{\ddot{\varphi}} = 7,6 \text{ рад/с}^2; A_{Chipped}^{\ddot{\varphi}} = 10,7 \text{ рад/с}^2; A_{Broken}^{\ddot{\varphi}} = 22,9 \text{ рад/с}^2; \quad (51)$$

где  $A_{Normal}^{\ddot{\varphi}}$  – шестерня с нормальным зубом,  $A_{Chipped}^{\ddot{\varphi}}$  – шестерня со сколотым зубом,  $A_{Broken}^{\ddot{\varphi}}$  – шестерня со сломанным зубом.

Таким образом, при развитии дефекта происходит монотонный рост значения амплитуды  $A^{\ddot{\varphi}}$ . Более того, такая тенденция сохраняется для других частот вращения входного вала редуктора (рис. 80).

При увеличении частоты вращения валов редуктора амплитуда первой гармоники частоты вращения входного вала в угловом ускорении также возрастает. Более того, на исследуемом участке частот вращения входного вала редуктора (от 8 до 18 Гц) значение первой гармоники частоты вращения входного вала при нормальном зубе имеет близкую к прямой зависимость от частоты вращения.

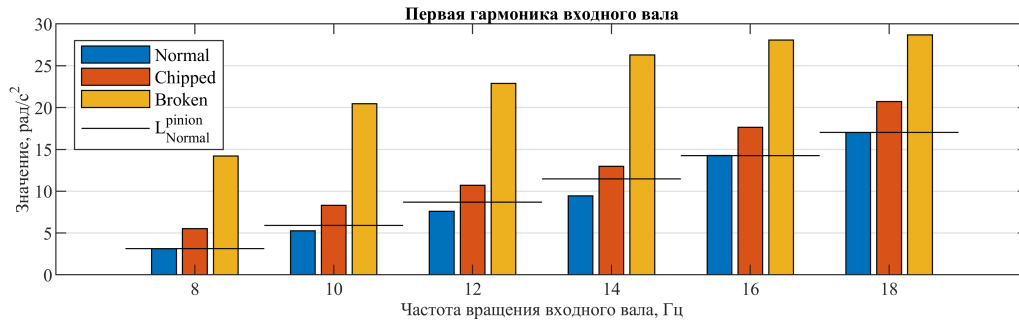


Рис. 80. Значения амплитуды первой гармоники частоты вращения входного колеса в угловом ускорении для различных локальных дефектов. “Broken” – шестерня со сломанным зубом, “Chipped” – шестерня со сколотым зубом, “Normal” – шестерня без дефекта,  $L_{Normal}^{pinion}$  – график линейной функции между крайними значениями частоты вращения

Причем, значения первой гармоники не превосходят соответствующие значения ограничивающей прямой  $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$  от частоты вращения  $f_{pinion}$  входного вала (“черная линия” рис. 80)

$$L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion}) = k_{normal} \cdot f_{pinion} + b_{normal}, \quad (52)$$

где  $k_{normal}$  – коэффициент наклона ограничивающей прямой,  $b_{normal}$  – постоянное смещение ограничивающей прямой.

Для экспериментального случая

$$k_{normal} = 1,3898, \quad b_{normal} = -7,9864. \quad (53)$$

В свою очередь, все значения первой гармоники для каждой частоты вращения каждого дефектного случая превышают значения ограничивающей прямой  $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$ . Кроме того, значения для обоих дефектных случаев также как и для нормального значения имеют близкую к прямой зависимость от частоты вращения. Таким образом, в качестве диагностического критерия для обнаружения локального дефекта в ведущем зубчатом колесе редуктора  $L_{chipped}^{pinion}$

принята функция

$$L_{chipped}^{pinion} = k_{border} \cdot f_{pinion} + b_{border}, \quad (54)$$

$$k_{border} = k_{normal}, \quad b_{border} = b_{normal} + b_{shift}^{chipped}.$$

где  $k_{border}$  – коэффициент наклона функции критерия,  $b_{border}$  – постоянное смещение функции критерия,  $b_{shift}^{chipped}$  – постоянное смещение функции критерия относительно ограничивающей прямой  $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$ .

Для экспериментального случая

$$b_{shift}^{chipped} = 0,5. \quad (55)$$

Разница значений амплитуды “сколотого” колеса и значением критерия  $L_{chipped}^{pinion}$  для различных частот вращения колеблется между 1 и 3,2 рад/с<sup>2</sup>. В свою очередь, разница значений “сломанного” колеса и значений критерия  $L_{chipped}^{pinion}$  для различных частот вращения колеблется между 10,6 и 14,3 рад/с<sup>2</sup> (рис. 81). Таким же образом возможно получить критерий обнаружения сломанного зуба.

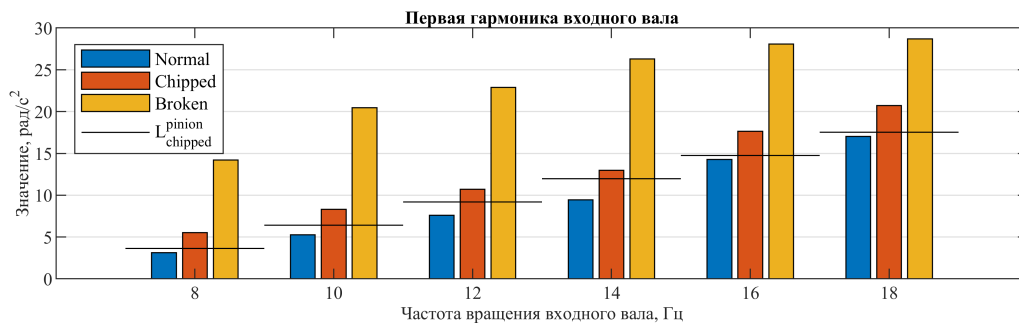


Рис. 81. Значения амплитуды первой гармоники частоты вращения входного колеса в угловом ускорении для различных локальных дефектов. “Broken” – шестерня со сломанным зубом, “Chipped” – шестерня со сколотым зубом, “Normal” – шестерня без дефекта,  $L_{chipped}^{pinion}$  – график функции обнаружения сколотого зуба при различных частотах вращения

Соответственно, в качестве диагностического критерия обнаружения сломанно-

го зуба в ведущем колесе редуктора  $L_{broken}^{pinion}$  принята функция

$$L_{broken}^{pinion} = k_{broken} \cdot f_{pinion} + b_{broken},$$

$$k_{broken} = k_{normal}, \quad b_{broken} = b_{normal} + b_{shift}^{broken}.$$
(56)

где  $k_{broken}$  – коэффициент наклона функции критерия,  $b_{broken}$  – постоянное смещение функции критерия,  $b_{shift}^{broken}$  – постоянное смещение функции критерия относительно ограничивающей прямой  $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$ .

Для экспериментального случая

$$b_{shift}^{broken} = 11.$$
(57)

Разница значений “сломанного” зуба колеса и значений критерия  $L_{broken}^{pinion}$  для различных частот вращения колеблется между 0,06 и 3,82 рад/с<sup>2</sup> (рис. 82).

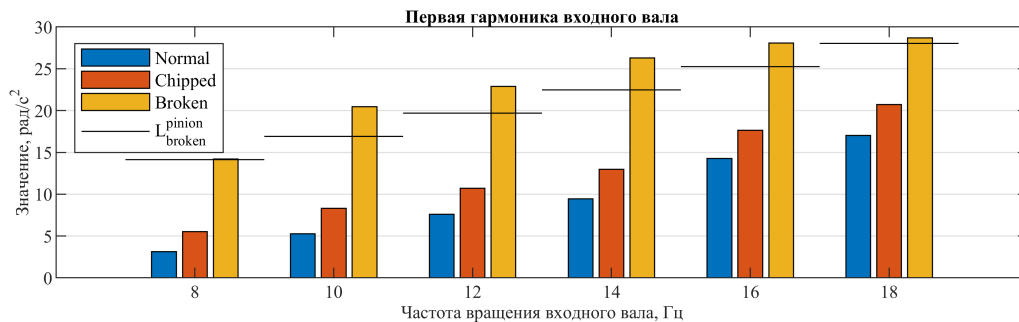


Рис. 82. Значения амплитуды первой гармоники частоты вращения входного колеса в угловом ускорении для различных локальных дефектов. “Broken” – шестерня со сломанным зубом, “Chipped” – шестерня со сколотым зубом, “Normal” – шестерня без дефекта,  $L_{broken}^{pinion}$  – график функции обнаружения сломанного зуба при различных частотах вращения

Стоит отметить, что колебания разницы значений “сломанного” зуба колеса и значений критерия  $L_{broken}^{pinion}$  существенные и на практике могут приводит к “ложной” индикации “сломанного” зуба. С другой стороны, как отмечалось ранее, развитие локального дефекта имеет стремительных характер, а поломка зуба может приводит к фатальным для механизма последствиям.

Обобщая экспериментальные результаты обнаружения локального дефекта в зубчатой передаче, предложена соответствующая методика обнаружения локальных дефектов в редукторах. Методика заключена в следующих шагах

- 1) Закрепить на валу диагностируемого редуктора предложенный беспроводной датчик.
- 2) Выполнить серию измерений ускорений для различных (на диагностируемом диапазоне) частот вращения вала с нормальными (бездефектными) зубчатыми колесами.
- 3) Определить значения амплитуды первой гармоники частоты вращения исследуемого колеса.
- 4) Определить параметры ограничивающей прямой  $L_{Normal}^{pinion}(f_{pinion})$  таким образом, чтобы все значения найденных амплитуд располагались ниже данной прямой.
- 5) Задать постоянное смещение для найденной ограничивающей прямой для предотвращения “ложного срабатывания” метода обнаружения локального дефекта, получив, таким образом, функцию критерия обнаружения локального дефекта  $L_{Border}^{pinion}(f_{pinion})$ .
- 6) Сравнить значение амплитуды первой гармоники частоты вращения “рабочего” исследуемого колеса со значением функции критерия  $L_{Border}^{pinion}(f_{pinion})$  для текущей частоты вращения  $f_{pinion}$ . Превышение порогового значения означает наличие локального дефекта исследуемого зубчатого колеса.

Таким образом, применение предложенной методики к обнаружению локального дефекта экспериментальной зубчатой передачи типа “скол зуба” не требует специальных методов обработки сигналов, в отличие от традиционных методов измерений, которые требуют специальных методов обработки (как отмечалось выше).



С другой стороны, применение к угловому ускорению широко распространённого подхода при диагностике зубчатых передач – оценка параметров компонент полигармонических и квазиполигармонических моделей – также может быть эффективным. Для отслеживания параметров компонент в реальном времени может быть весьма эффективен новый метод – метод Prism. Так, в соответствии с описанными в предыдущей главе потенциальными возможностями метода для оценки отслеживания частот и амплитуд компонент в реальном времени, модификация метода Prism (RST-трекинг) была применена к сигналам углового ускорения для поиска диагностического критерия дефекта зубчатой передачи [69].

В результате экспериментального применения RST-трекинга для отслеживания параметров первых 8-ми кратных гармоник частоты вращения ведущего зубчатого колеса экспериментального редуктора было выявлено, что 4-я гармоника подвержена наибольшему изменению под действием различных локальных дефектов экспериментального редуктора. Более того, характер поведения амплитуды 4-й гармоники  $A^4(t)$  имеет модулированный характер. В связи с этим, многоэтапная схема обработки RST-трекинга была применена во временной области к амплитуде 4-й гармоники  $A^4(t)$  для извлечения изменяющейся во времени ее синусоидальных параметров (частоты  $f_{A4}(t)$  и амплитуды  $A_{A4}(t)$  колебаний). В результате, были получены временные ряды  $f_{A4}(t)$  (рис. 83) и  $A_{A4}(t)$  (рис. 84). Частота модуляции  $f_{A4}(t)$  для случая целого диска колеблется между 0,45 Гц и 0,65 Гц. Напротив, частоты, связанные со случаями сколотого и сломанного зуба, более устойчивы и колеблются около 0,525 Гц и 0,625 Гц, соответственно.

Амплитуды модуляции  $A_{A4}(t)$  4-й гармоники для различных случаев повреждения зубьев зубчатой передачи не содержат существенных колебаний, хотя имеют некоторую степень случайного дрейфа (рис. 84). Тем не менее, отчетливо видны различия между тремя случаями: для случая целого редуктора среднее значение амплитуды  $A_{A4}(t)$  около 2,5 рад/с<sup>2</sup>; для сколотого зуба

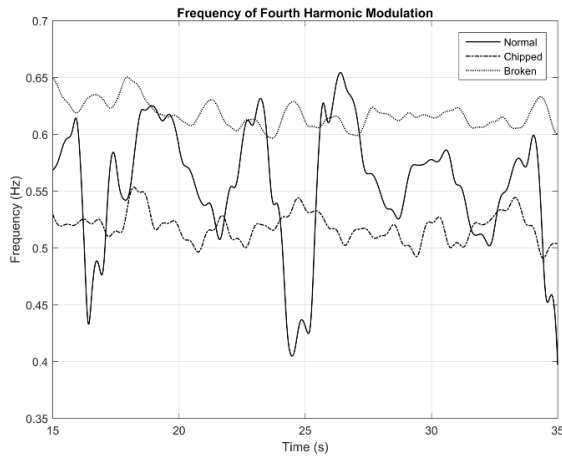


Рис. 83. Частота модуляции 4-х гармонических данных с ошибками передачи. Постоянная скорость вращения ротора 12 Гц (рисунок из [69])

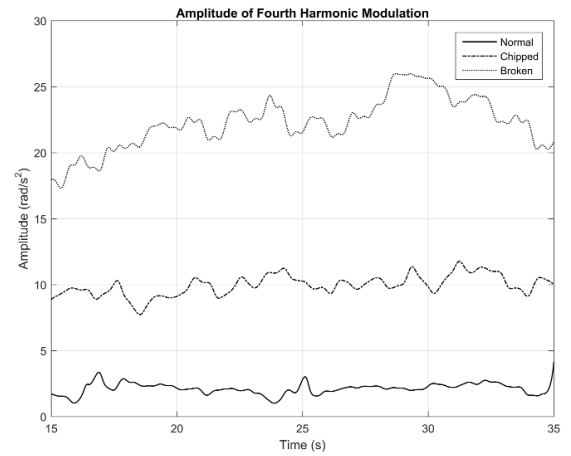


Рис. 84. Амплитуда модуляции 4-х гармонических данных с ошибками передачи. Постоянная скорость вращения ротора 12 Гц (рисунок из [69])

среднее значение амплитуды  $A_{A4}(t)$  приблизительно 10 рад/с<sup>2</sup>; а для случая сломанного зуба среднее значение амплитуды  $A_{A4}(t)$  около 22,5 рад/с<sup>2</sup>. Таким образом, параметр  $A_{A4}(t)$  может служить диагностическим признаком поломки зуба зубчатого колеса.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5

Предложены методика и два критерия обнаружения локального дефекта ведущего колеса зубчатой передачи по сигналам углового ускорения. Методика основана на оценке амплитуды первой гармоники частоты вращения ведущего колеса в угловом ускорении выходного вала передачи (редуктора). В свою очередь, критерий обнаружения основан на превышении порогового значения линейной функции от частоты вращения. Выполнена экспериментальная оценка применения предложенных методики и критериев на одноступенчатом редукторе с коническими зубчатыми колесами, ведущее колесо которого содержало различные локальные дефекты.

Анализ применения показал, что предложенные методика и критерии позволяют обнаруживать локальные дефекты в редукторе.

Описана модификация метода Prism – RST-трекинг – для одновременного отслеживания параметров (амплитуды, частоты и фазы) нескольких спектральных компонент углового ускорения в реальном времени. RST-трекинг применен к сигналам углового ускорения при различных локальных дефектах ведущего зубчатого колеса редуктора.

Анализ применения RST-трекинга к сигналам углового ускорения показал, что предложенные метод и критерий позволяют обнаруживать локальные дефекты в редукторе.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам диссертационной работы соискателем получены следующие основные результаты и выводы:

- 1) Разработана модель получения информации непосредственно с вращающегося вала исполнительного механизма, которая использует мгновенные ускорения закрепленных на вращающемся валу нескольких взаимно-ориентированных акселерометров. Разработанная модель датчика позволяет определить линейные и угловое ускорение вращающегося вала с учетом его мгновенного угла поворота.
- 2) Разработан новый метод обработки информации и предложен критерий декомпозиции измеренных ускорений, основанные на разработанной математической модели получения информации, позволяющие декомпозировать измеренные ускорения на угловое и линейные составляющие, а также декомпозировать линейные ускорения на ортогональные оси в поперечном сечении вала. Апробация разработанного метода и предложенного критерия показала, что разработанный метод обработки информации мало чувствителен к шуму.
- 3) Разработан новый метод обработки информации и предложен критерий обнаружения дефекта в подшипнике качения из декомпозированного углового ускорения вала, основанный на оценке значения суммы амплитуд спектральных компонент декомпозированного углового ускорения в области одной из крутильных частот вала. Основываясь на экспериментальной оценке применения, метод и критерий позволяют обнаруживать такие дефекты как: дефект тела качения, внутреннего и внешнего кольца, а также одновременное сочетание дефектов тела качения и колец.
- 4) Разработано алгоритмическое обеспечение для обработки информации, основанное на методе огибающей в области каждой собственной частоты

механизма, и предложен критерий локализации дефектов в подшипнике качения по сигналам декомпозированных линейных ускорений, соответственно. Предложен критерий локализации, основанный на комбинации двух критериев. Первый критерий основан на превышении порогового значения суммы амплитуд характерных частот дефекта тел качения для каждой собственной частоты и позволяет обнаруживать дефект тел качения. Второй критерий основан на оценке значения натурального логарифма отношения суммы значений, связанных с амплитудами характерных частот внешнего и внутреннего колец подшипника для каждой собственной частоты, и позволяет локализовать дефекты колец подшипника.

- 5) Разработан новый метод обработки информации и предложен критерий обнаружения локального дефекта ведущего колеса зубчатой передачи типа “скол” и “поломка” зуба по сигналам декомпозированного углового ускорения, основанные на оценке амплитуды первой гармоники частоты вращения ведущего колеса в декомпозированном угловом ускорении выходного вала передачи и на превышении порогового значения линейной функции от частоты вращения.
- 6) Результаты диссертационной работы были внедрены в деятельности ЗАО “Завод Минплита”, г. Челябинск.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Устройство измерения виброускорения подвижных элементов машин и механизмов [Текст] : пат. 142934 Рос. Федерация : МПК7 G 01 P 15/02, G 01 H 9/00 / В.В.(мл.) Сеницин, В.В.(ст.) Сеницин, А.С. Семенов, А.Л. Шестаков (РФ) ; ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ"(НИУ) ; Патентный отдел. — № 2014109714/28 ; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 19.
2. ГОСТ 24346-89. Вибрация. Термины и определения [Текст]. — Москва : Стандартиформ, 2010.—26 с.
3. Асламов, Ю.П. Вейвлет-функция для диагностики подшипников качения [Текст] / Ю.П. Асламов, И.Г. Давыдов // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В, Промышленность. Прикладные науки.— 2018.—№ 11.—С. 15–23.
4. Балицкий, Ф.Я. Диагностика дефектов машинного оборудования в нелинейной вибродиагностике методом каскадной демодуляции вибрации [Текст] / Ф.Я. Балицкий, А.Г. Соколова, Г.В. Долаберидзе, Иванова М.А. // Вестник научно-технического развития.—2013.—Т. 12, № 76.— С. 3–12.
5. Бидерман, В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов [Текст] / В. Л. Бидерман.—М. : Высш. школа, 1980.—480 с.
6. Бирюков, Р.В. Вибродиагностика роторных подшипников газотурбинных двигателей с использованием режима холодной прокрутки [Текст] / Р.В. Бирюков, Ю.В. Киселев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук.—2016.—Т. 12, № 1(12).—С. 153–157.
7. Вейц, В.Л. Динамические расчеты приводов машин [Текст] /В.Л. Вейц, А.Е. Кочура.—Ленинград : Машиностроение, 1971.—325 с.

8. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. — М. : Машиностроение, 1987. — С. 288.
9. Герике, Б.Л. Распознавание дефектов подшипников качения в редукторах горных машин по параметрам вибрационного сигнала [Текст] / Б.Л. Герике, Ю.В. Дрозденко, П.Б. Герике, Е.Г. Кузин, Мокрушев А.А. // Горное оборудование и электромеханика. — 2017. — № 5. — С. 43–48.
10. Герике, Б.Л. Интеллектуальное обслуживание редукторов горных машин [Текст] / Б.Л. Герике, В.И. Клишин // Техника и технология горного дела.—2018.—№ 1.—С. 19–35.
11. Григорьев, Н.В. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие [Текст] / Н.В. Григорьев.—Ленинград : Машиностроение, 1974.—464 с.
12. Дубровин, В.И. Диагностика дефектов подшипников качения при помощи вейвлет-преобразования [Текст] / В.И. Дубровин, Т.В. Федорончак // Вестник двигателестроения.—2008.—№ 2.—С. 132–135.
13. Жернаков, С.В. Реализация гибридных алгоритмов контроля и диагностики газотурбинного двигателя с использованием современных бортовых вычислительных устройств [Текст] / С.В. Жернаков, А.Т. Гильманшин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук.—2015.—Т. 17, № 2-4.—С. 765–769.
14. Кудрявцева, И.С. Критерии оценки вибросостояния объектов по параметрам характеристической функции сигнала [Текст] / И.С. Кудрявцева, А.П. Науменко, А.М. Демин // Омский научный вестник. Серия: Приборостроение, метрология и информационно-измерительные приборы и системы.—2019.—№ 4.—С. 97–105.
15. Лурье, А. И. Аналитическая механика [Текст] / А. И. Лурье. — М.: Физматгиз, 1961.—824 с.
16. Матюшкова, О.Ю. Современные методы виброакустического диагностирования [Текст] / О.Ю. Матюшкова, В.Ю. Тэттэр // Омский научный вестник. Серия: Радиотехника и связь.—2013.—Т. 3, № 123.—С. 294–299.

17. Сабиров, Ф.С. Предремонтная виброакустическая диагностика шпиндельных узлов станков [Текст] / Ф.С. Сабиров, М.Н. Козочкин // Ремонт. Восстановление. Модернизация.—2009.—Т. 10.—С. 13–17.
18. Сеницин, В.В. Математическая модель устройства измерения виброускорения подвижных элементов машин и механизмов [Текст] / В.В. Сеницин // Вестник Южно-Уральского государственного университета, серия: компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника.—2014.—Т. 14, № 3.—С. 127–133.
19. Сеницин, В.В. Беспроводной датчик ускорений вращающихся валов для мониторинга состояния механизмов [Текст] / В.В. Сеницин // Пром-инжиниринг труды II международной научно-технической конференции.— Челябинск, Россия : ЮУрГУ, 2016.—С. 475–478.
20. Шоучян, К. Анализ вибрационных сигналов машин с применением эмпирического метода декомпозиции [Текст] / К. Шоучян, В.И. Микулович // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. — 2010. — № 3.—С. 41–46.
21. Щербаков, С.Е. Опыт практического применения вибрационного метода контроля основного оборудования прокатного производства ОАО "Северсталь" с использованием технологии огибающей [Текст] / С.Е Щербаков, П.П. Якобсон // Вибрация машин: измерение, снижение, защита.—2006.— № 2.—С. 19–22.
22. Юркевич, В. Диагностика подшипников качения [Текст] / В. Юркевич, П. Лушников // Станкоинструмент.—2015.—№ 1.—С. 97–99.
23. Ясовеев, В.Х. Диагностика виброиспытаний на основе анализ спектра непрерывного вейвлет-преобразования [Текст] / В.Х. Ясовеев, М.Я. Ахметшин // Приборы.—2014.—№ 8.—С. 33–36.
24. André, Hugo. Comparison between angular sampling and angular resampling methods applied on the vibration monitoring of a gear meshing in non stationary conditions [Text] / Hugo André, Jérôme Antoni, Z. Daher // International



- Conference on Noise and Vibration Engineering. — C. 2727–2736, 2010.
25. Andre, H. Precision of the IAS monitoring system based on the elapsed time method in the spectral domain [Text] / H. Andre, F. Girardin, A. Bourdon // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2014. — Vol. 44, no. 1. — P. 14 – 30. — Special Issue on Instantaneous Angular Speed (IAS) Processing and Angular Applications.
  26. Antoni, J. The spectral kurtosis: a useful tool for characterising nonstationary signals [Text] / J. Antoni // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2006. — Vol. 20, no. 2. — P. 282–307.
  27. Antoni, J. Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults [Text] / J. Antoni // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2007. — Vol. 21, no. 1. — P. 108–124.
  28. Arebi, Lutfi. Investigation of wireless sensor deployed on a rotating shaft and its potential for machinery condition monitoring [Text] / Lutfi Arebi, Yibo Fan, Fengshou Gu // COMADEM 2010 - Advances in Maintenance and Condition Diagnosis Technologies Towards Sustainable Society, Proc. 23rd Int. Congr. Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management. — Japan : COMADEM, 2010. — 9. — P. 627–635.
  29. Arebi, Lufti. Rotor Misalignment Detection using a Wireless Sensor and a Shaft Encoder [Text] / Lufti Arebi, Fengshou Gu, Andrew Ball // Future Technologies in Computing and Engineering: Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference 2010: CEARC10 / Ed. by Gary Lucas, Zhijie Xu. — Huddersfield : University of Huddersfield, 2010. — December. — P. 6–13.
  30. Arebi, L. A comparative study of misalignment detection using a novel Wireless Sensor with conventional Wired Sensors [Text] / L Arebi, F Gu, A Ball // Journal of Physics: Conference Series. — 2012. — may. — Vol. 364. — P. 012049.
  31. Atoui, I. Fault detection and diagnosis in rotating machinery by vibration monitoring using FFT and Wavelet techniques [Text] / I. Atoui, H. Meradi, R. Boulkroune // 2013 8th International Workshop on Systems, Signal Processing

- and their Applications (WoSSPA). — Algiers, Algeria : IEEE, 2013. — May. — P. 401–406.
32. Barszcz, T. Wind turbines' rolling element bearings fault detection enhancement using minimum entropy deconvolution [Text] / T. Barszcz, N. Sawalhi // Diagnostyka-Diagnostics and Structural Health Monitoring. — 2011. — Vol. 3, no. 59. — P. 53–59.
  33. Baudin, Sophie. Non-intrusive rattle noise detection in non-stationary conditions by an angle/time cyclostationary approach [Text] / Sophie Baudin, Didier Remond, Jerome Antoni // Journal of Sound and Vibration. — 2016. — Vol. 366. — P. 501 – 513.
  34. Bejarano, F. Andres. Crack identification of a rotating shaft with integrated wireless sensor [Text] / F. Andres Bejarano, Yi Jia, Frederick Just // International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems. — 2009. — Vol. 2, no. 4. — P. 564–578.
  35. Bodre, R. — Introduction to Machine Vibration [Text]. — DLI Engineering Corp., 2008.
  36. Bonnardot, F. Use of the acceleration signal of a gearbox in order to perform angular resampling (with limited speed fluctuation) [Text] / F. Bonnardot, M. El Badaoui, R.B. Randall // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2005. — Vol. 19, no. 4. — P. 766 – 785.
  37. Bonnardot, F. Enhanced unsupervised noise cancellation using angular resampling for planetary bearing fault diagnosis [Text] / F. Bonnardot, R.B. Randall, J. Antoni // International Journal of Acoustics and Vibration. — 2004. — Vol. 9, no. 2. — P. 51–60.
  38. Bouguerriou, N. Novel cyclostationarity-based blind source separation algorithm using second order statistical properties: Theory and application to the bearing defect diagnosis [Text] / N. Bouguerriou, M. Haritopoulos, C. Capdessus // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2005. — Vol. 19, no. 6. — P. 1260 – 1281. — Special Issue: Blind Source Separation.

39. Boysal, A. Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model [Text] / A. Boysal, H. Rahnejat // Applied Mathematical Modelling. — 1997. — Vol. 21, no. 8. — P. 481 – 493.
40. Braun, S. The synchronous (time domain) average revisited [Text] / S. Braun // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2011. — Vol. 25, no. 4. — P. 1087 – 1102.
41. Chaari, Fakher. Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gearmesh stiffness [Text] / Fakher Chaari, Tahar Fakhfakh, Mohamed Haddar // European Journal of Mechanics - A/Solids. — 2009. — Vol. 28, no. 3. — P. 461 – 468.
42. Chen, BinQiang. Detecting of transient vibration signatures using an improved fast spatial-spectral ensemble kurtosis kurtogram and its applications to mechanical signature analysis of short duration data from rotating machinery [Text] / BinQiang Chen, ZhouSuo Zhang, YanYang Zi // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2013. — Vol. 40, no. 1. — P. 1–37.
43. Chen, Lei. Design of a high-precision and non-contact dynamic angular displacement measurement with dual-Laser Doppler Vibrometers [Text] / Lei Chen, Dengwei Zhang, Yilan Zhou // Scientific Reports. — 2018. — Vol. 8, no. 9094.
44. Chen, Xianglong. Weak Fault Feature Extraction of Rolling Bearings Based on an Improved Kurtogram [Text] / Xianglong Chen, Fuzhou Feng, Bingzhi Zhang // Sensors. — 2016. — Vol. 16, no. 9.
45. Christian, Komgom N. On the of time synchronous averaging, independent component analysis and support vector machines for bearing fault diagnosis [Text] / Komgom N. Christian, Njuki Mureithi, Aouni Lakis // First International Conference on Industrial Risk Engineering. — Montreal : CNKI, 2007. — July. — P. 610–624.
46. Cristalli, C. Mechanical fault detection of electric motors by laser vibrometer and accelerometer measurements [Text] / C. Cristalli, N. Paone, R.M. Rodriguez

- // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2006. — Vol. 20, no. 6. — P. 1350 – 1361.
47. Desbazeille, M. Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft [Text] / M. Desbazeille, R.B. Randall, F. Guillet // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2010. — Vol. 24, no. 5. — P. 1529 – 1541. — Special Issue: Operational Modal Analysis.
48. Ding, Steven. Model-based fault diagnosis techniques design: schemes, algorithms, and tools [Text] / Steven Ding. — Berlin : Springer-Verlag Berlin, 2008.
49. Djebala, A. Application of theWavelet Multi-resolution Analysis and Hilbert transform for the prediction of gear tooth defects [Text] / A. Djebala, N. Ouelaa, C. Benchaabane // Meccanica. — 2012. — Oct. — Vol. 47, no. 7. — P. 1601–1612.
50. Dong, Fei. Rolling Bearing Fault Diagnosis Using Modified Neighborhood Preserving Embedding and Maximal Overlap DiscreteWavelet Packet Transform with Sensitive Features Selection [Text] / Fei Dong, Xiao Yu, Enjie Ding // Shock and Vibration. — 2018. — Vol. 2018, no. 5063527. — P. 29.
51. Elnady, M. On-Shaft Vibration Measurement Using a MEMS Accelerometer for Faults Diagnosis in Rotating Machines [Text] : PhD dissertation / M. Elnady ; Department of Mechanical, Aerospace & Civil Engineering. — Manchester, UK : The University of Manchester, 2013. — Aug.
52. Elnady, M.E. Condition monitoring of rotating machines using on-shaft vibration measurement [Text] / M.E. Elnady, J.K. Sinha, S.O. Oyadiji // 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. — Woodhead Publishing, 2012. — P. 669–678.
53. Elnady, M. E. FE and Experimental Modeling of On-shaft Vibration Measurement [Text] / M. E. Elnady, A. Abdelbary, J. K. Sinha // International Conference on Aerospace Sciences and Aviation Technology. — 2013. — Vol. 15. — P. 1–18.

54. Elnady, M E. Identification of Critical Speeds of Rotating Machines Using On-Shaft Wireless Vibration Measurement [Text] / M E Elnady, Jyoti K Sinha, S O Oyadiji // Journal of Physics: Conference Series. — 2012. — may. — Vol. 364. — P. 012142.
55. Fan, Zhiqi. A hybrid approach for fault diagnosis of planetary bearings using an internal vibration sensor [Text] / Zhiqi Fan, Huaizhong Li // Measurement. — 2015. — Vol. 64. — P. 71 – 80.
56. Fedala, Semchedine. Contribution of Angular Measurements in the Diagnosis of Gear Faults by Artificial Neural Networks [Text] / Semchedine Fedala, Didier R/emond, R. Zegadi // Surveillance 7 International Conference. — Chartres, France : Surveillance, 2013. — Oct. — P. 1–18.
57. Fedala, Semchedine. Contribution of angular measurements to intelligent gear faults diagnosis [Text] / Semchedine Fedala, Didier R/emond, Rabah Zegadi // Journal of Intelligent Manufacturing. — 2018. — Jun. — Vol. 29, no. 5. — P. 1115–1131.
58. Fei, Sheng-wei. Kurtosis prediction of bearing vibration signal based on wavelet packet transform and Cauchy kernel relevance vector regression algorithm [Text] / Sheng-wei Fei // Advances in Mechanical Engineering. — 2016. — Vol. 8, no. 9. — P. 1–7.
59. Feldman, Michael. Hilbert transform in vibration analysis [Text] / Michael Feldman // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2011. — Vol. 25, no. 3. — P. 735–802.
60. Feng, G. An investigation of the orthogonal outputs from an on-rotor MEMS accelerometer for reciprocating compressor condition monitoring [Text] / G. Feng, Niaoqing Hu, Z. Mones // Mechanical Systems and Signal Processing. —2016. — 8. — Vol. 76-77. — P. 228–241.
61. Garad, Arundhati. Analysis of Vibration Signals of Rolling Element Bearing with Localized Defects [Text] / Arundhati Garad, K. B. Sutar, V. J. Shinde // International Journal of Current Engineering and Technology. — 2017. — Vol.

- 7, no. 1. — P. 37–42.
62. Noise Mechanisms Impacting Micro-Doppler Lidar Signals: Theory and Experiment [Text] : Rep. / Coherent Technologies, Inc. ; Executor: Philip Gatt, Sammy W. Henderson, J. Alex L. Thomson : 2000.
63. Godler, I. A novel rotary acceleration sensor [Text] / I. Godler, A. Akahane, K. Ohnishi // IEEE Control Systems Magazine. — 1995. — Feb. — Vol. 15, no. 1. — P. 56–60.
64. Goel, Sudhanshu. A Methodical Review of Condition Monitoring Techniques For Electrical Equipment [Text] / Sudhanshu Goel, Ripul Ghosh, Satish Kumar // National Seminar & Exhibition on Non-Destructive Evaluation. — Pune, India : NDE, 2014.
65. Gubran, Ahmed A. Shaft instantaneous angular speed for blade vibration in rotating machine [Text] / Ahmed A. Gubran, Jyoti K. Sinha // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2014. — Vol. 44, no. 1. — P. 47 – 59.
66. Henry, M. Prism signal processing for sensor condition monitoring [Text] / M. Henry, O. Y. Bushuev, O. L. Ibryaeva // 2017 IEEE 26th International Symposium on Industrial Electronics (ISIE). — Edinburgh, UK : IEEE, 2017. — June. — P. 1404–1411.
67. Henry, M. The Prism: Efficient Signal Processing for the Internet of Things [Text] / M. Henry, F. Leach, M. Davy // IEEE Industrial Electronics Magazine. — 2017. — Dec. — Vol. 11, no. 4. — P. 22–32.
68. Henry, M. Prism signal processing for machine condition monitoring I: Design and simulation [Text] / M. Henry, V. V. Sinitin // 2018 IEEE Industrial Cyber145 Physical Systems (ICPS). — St. Petersburg, Russia : IEEE, 2018. — May. — P. 452–457.
69. Henry, M. Prism signal processing for machine condition monitoring II: Experimental data and fault detection [Text] / M. Henry, V. V. Sinitin // 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). — St. Petersburg, Russia : IEEE, 2018. — May. — P. 458–463.

70. Henry, M. P. An Introduction to Prism Signal Processing Applied to Sensor Validation [Text] / M. P. Henry // Measurement Techniques. — 2018. — Mar. — Vol. 60, no. 12. — P. 1233–1237.
71. Hwang, Wen-Liang. Null space component analysis for noisy blind source separation [Text] / Wen-Liang Hwang, Jinn Ho // Signal Processing. — 2015. — Vol. 109. — P. 301 – 316.
72. Isermann, Rolf. Fault diagnosis of machines via parameter estimation and knowledge processing: Tutorial paper [Text] / Rolf Isermann // Automatica. — 1993. — Vol. 29, no. 4. — P. 815 – 835.
73. Isermann, Rolf. Fault-Diagnosis Systems [Text] / Rolf Isermann. — Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. — XVIII, 475 p.
74. Jimnez, S. Vibration sensing in smart machine rotors using internal MEMS accelerometers [Text] / S. Jimnez, M. Cole, P. Keogh // Journal of Sound and Vibration. — 2016. — Vol. 377. — P. 58–75.
75. Karimi, Mahdi. Rolling element bearing fault diagnostics using the blind deconvolution technique [Text] : Ph. D. thesis / Mahdi Karimi ; Queensland University of Technology. — [S. l.] : Queensland University of Technology, 2006.
76. Keziou, A. New blind source separation method of independent/dependent sources [Text] / A. Keziou, H. Fenniri, A. Ghazdali // Signal Processing. — 2014. — Vol. 104. — P. 319 – 324.
77. KiranKumar, M V. Review on Condition Monitoring of Bearings using vibration analysis techniques. [Text] / M V KiranKumar, M Lokesha, Sujesh Kumar // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2018. — jun. — Vol. 376. — P. 012110.
78. Klein, R. Emphasising bearing tones for prognostics [Text] / R. Klein, E. Rudyk, E. Masad // International Journal of Condition Monitoring. — 2011. — November. — Vol. 1, no. 2. — P. 73–78.
79. Komgom, Christian N. Application of Time Synchronous Averaging, Spectral Kurtosis and Support Vector Machines for Bearing Fault Identification [Text]

- / Christian N. Komgom, Njuki W. Mureithi, Aouni A. Lakis // ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference. — Vol. 7. — Chicago, Illinois, USA : ASME, 2008. — P. 137–146.
80. Kompella, K.C. Deekshit. DWT based bearing fault detection in induction motor using noise cancellation [Text] / K.C. Deekshit Kompella, Venu Gopala Rao Mannam, Srinivasa Rao Rayapudi // Journal of Electrical Systems and Information Technology. — 2016. — Vol. 3, no. 3. — P. 411 – 427.
81. Lacey, S.J. An overview of bearing vibration analysis [Text] / S.J. Lacey // Maint Asset Manage. — 2008. — Vol. 23. — P. 32–42.
82. Leach, F. Fast Coriolis mass flow metering for monitoring diesel fuel injection [Text] / F. Leach, S. Karout, F. Zhou // Flow Measurement and Instrumentation. — 2017. — Vol. 58. — P. 1 – 5.
83. Lee, Wo Jae. Development of an Intelligent Tool Condition Monitoring System to Identify Manufacturing Tradeoffs and Optimal Machining Conditions [Text] / Wo Jae Lee, Gamini P. Mendis, John W. Sutherland // Procedia Manufacturing. — 2019. — Vol. 33. — P. 256 – 263. — Sustainable Manufacturing for Global Circular Economy: Proceedings of the 16th Global Conference on Sustainable Manufacturing.
84. Lei, Yaguo. Application of an improved kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings [Text] / Yaguo Lei, Jing Lin, Zhengjia He // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2011. — Vol. 25, no. 5. — P. 1738– 1749.
85. Evaluation of MEMS-Based Wireless Accelerometer Sensors in Detecting Gear Tooth Faults in Helicopter Transmissions [Text] : Rep. / National Aeronautics and Space Administration ; chief National Aeronautics, Space Administration; Executor: D. Lewicki, N. Lambert, R. Wagoner : 2015.
86. Li, Bing. New procedure for gear fault detection and diagnosis using instantaneous angular speed [Text] / Bing Li, Xining Zhang, Jili Wu // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2017. — Vol. 85. — P. 415 – 428.



87. Li, Bing. Measurement of Instantaneous Angular Displacement Fluctuation and its applications on gearbox fault detection [Text] / Bing Li, Xining Zhang, Tingting Wu // ISA Transactions. — 2018. — Vol. 74. — P. 245 – 260.
88. Li, Hui. Hilbert-Huang transform and marginal spectrum for detection and diagnosis of localized defects in roller bearings [Text] / Hui Li, Yuping Zhang, Haiqi Zheng // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2009. — Feb. — Vol. 23, no. 2. — P. 291–301.
89. Li, R. Investigation on full ceramic bearing fault diagnostics using vibration and AE sensors [Text] / R. Li, D. He, J. Zhu // 2012 IEEE Conference on Prognostics and Health Management. — Denver, CO, USA : IEEE, 2012. — June. — P. 1–12.
90. Li, Zhixiong. Blind vibration component separation and nonlinear feature extraction applied to the nonstationary vibration signals for the gearbox multi-fault diagnosis [Text] / Zhixiong Li, Xinpeng Yan, Zhe Tian // Measurement. — 2013. — Vol. 46, no. 1. — P. 259 – 271.
91. Li Jianli. Pendulum Micromechanical Angular Accelerometer with Force Feedback [Text] / Li Jianli, F. Jiancheng, S. Wei // 2007 International Conference on Mechatronics and Automation. — Harbin, China : IEEE, 2007. — Aug. — P. 2673–2677.
92. Liang, Lin. Application of Instantaneous Rotational Speed to Detect Gearbox Faults Based on Double Encoders [Text] / Lin Liang, Fei Liu, Xiangwei Kong // Chinese Journal of Mechanical Engineering. — 2019. — Feb. — Vol. 32, no. 1. — P. 9.
93. Lin, Hsiung-Cheng. Bearing vibration detection and analysis using enhanced fast Fourier transform algorithm [Text] / Hsiung-Cheng Lin, Yu-Chen Ye, Bo-Jyun Huang // Advances in Mechanical Engineering. — 2016. — Vol. 8, no. 10. — P. 1687814016675080.
94. McDonald, Geoff L. Maximum correlated Kurtosis deconvolution and application on gear tooth chip fault detection [Text] / Geoff L. McDonald, Qing Zhao, Ming J. Zuo // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2012. —

Vol. 33. — P. 237–255.

95. Brüel & Kjær, Denmark. — Measuring Vibration [Text], 1982. — September.
96. Mendes, A S. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: Modelling and experimental validation [Text] / A S Mendes, P S Meirelles, D E Zampieri // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. — 2008. — Vol. 222, no. 2. — P. 155–178.
97. Mohammed, Omar D. Dynamic response and time-frequency analysis for gear tooth crack detection [Text] / Omar D. Mohammed, Matti Rantatalo // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2016. — Vol. 66-67. — P. 612 – 624.
98. Mones, Zainab. Performance evaluation of wireless MEMS accelerometer for reciprocating compressor condition monitoring [Text] / Zainab Mones, G. Feng, U.E. Ogbulaor // Power Engineering: Proceedings of the International Conference on Power Transmissions / Ed. by Datong Qin, Yimin Shao. — Chongqing, P.R. China : Taylor & Francis, 2016. — October. — ICPT no. 2016. — P. 893–900.
99. A guide to the condition monitoring of machinery [Text] : Report TRD : 223 / British Department of Industry ; Executor: M.J. Neale, B.J. Woodley. — UK : 1978.
100. NomnomsInfo. Wafer Production Line [Electronic resource]. — 2019. — Access mode: <https://nomnoms.info/tehnologicheskaya-liniya-proizvodstva-vafel>.
101. Orhan, Sadettin. Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies [Text] / Sadettin Orhan, Nizami Akturk, Veli Celik // NDT & E International. — 2006. — Vol. 39, no. 4. — P. 293–298.
102. Ovaska, S. J. Angular acceleration measurement: a review [Text] / S. J. Ovaska, S. Valiviita // IMTC/98 Conference Proceedings. IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference. Where Instrumentation is Going (Cat. No.98CH36222). — Vol. 2. — St. Paul, MN, USA : IEEE, 1998. — May. — P. 875–880 vol.2.

103. Palermo, Antonio. The measurement of Gear Transmission Error as an NVH indicator: Theoretical discussion and industrial application via low-cost digital encoders to an all-electric vehicle gearbox [Text] / Antonio Palermo, Laurent Britte, Karl Janssens // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2018. — Vol. 110. — P. 368 – 389.
104. Pan, Min-Chun. Using appropriate IMFs for envelope analysis in multiple fault diagnosis of ball bearings [Text] / Min-Chun Pan, Wen-Chang Tsao // International Journal of Mechanical Sciences. — 2013. — Vol. 69. — P. 114 – 124.
105. Pang, Bin. Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on an Improved HTT Transform [Text] / Bin Pang, Guiji Tang, Tian Tian // Sensors. — 2018. — Vol. 18, no. 4. — P. 1203.
106. Park, Sungho. Gear fault diagnosis using transmission error and ensemble empirical mode decomposition [Text] / Sungho Park, Seokgoo Kim, Joo-Ho Choi // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2018. — Vol. 108. — P. 262 – 275.
107. Partridge, A. A high-performance planar piezoresistive accelerometer [Text] / A. Partridge, J. K. Reynolds, B. W. Chui // Journal of Microelectromechanical Systems. — 2000. — March. — Vol. 9, no. 1. — P. 58–66.
108. Patil, S. S. Vibration analysis of electrical rotating machines using FFT: A method of predictive maintenance [Text] / S. S. Patil, J. A. Gaikwad // 2013 Fourth International Conference on Computing, Communications and Networking Technologies (ICCCNT). — Tiruchengode, India : IEEE, 2013. — July. — P. 1–6.
109. Patton, R.J. A Review of Parity Space Approaches to Fault Diagnosis [Text] / R.J. Patton, J. Chen // IFAC Proceedings Volumes. — 1991. — Vol. 24, no. 6. — P. 65 – 81.
110. Polytec. Laser Doppler vibrometry [Electronic resource]. — 2019. — Access mode: <https://www.polytec.com/us/vibrometry/technology/laser-doppler-vibrometry>

111. Qin, Zengguang. Continuous wavelet transform for non-stationary vibration detection with phase-OTDR [Text] / Zengguang Qin, Liang Chen, Xiaoyi Bao // Opt. Express. — 2012. — Aug. — Vol. 20, no. 18. — P. 20459–20465.
112. Rai, V.K. Bearing fault diagnosis using FFT of intrinsic mode functions in Hilbert–Huang transform [Text] / V.K. Rai, A.R. Mohanty // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2007. — Vol. 21, no. 6. — P. 2607–2615.
113. Raj, A Santhana. A novel application of Lucy-Richardson deconvolution: bearing fault diagnosis [Text] / A Santhana Raj, Murali N // Journal of Vibration and Control. — 2015. — Vol. 21, no. 6. — P. 1055–1067.
114. Randall, R.B. Vibration-Based Condition Monitoring [Text] / R.B. Randall. — UK : John Wiley & Sons, 2011.
115. Remond, Didier. Practical performances of high-speed measurement of gear transmission error or torsional vibrations with optical encoders [Text] / Didier Remond // Measurement Science and Technology. — 1998. — mar. — Vol. 9, no. 3. — P. 347–353.
116. Rodriguez, R. M. Comparative study between laser vibrometer and accelerometer measurements for mechanical fault detection of electric motors [Text] / R. M. Rodriguez, C. Cristalli, Nicola Paone // Fifth International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications / Ed. by Enrico Primo Tomasini ; International Society for Optics and Photonics. — Vol. 4827. — Ancona, Italy : SPIE, 2002. — May. — P. 521 – 529.
117. Rothberg, S.J. An international review of laser Doppler vibrometry: Making light work of vibration measurement [Text] / S.J. Rothberg, M.S. Allen, P. Castellini // Optics and Lasers in Engineering. — 2017. — Vol. 99. — P. 11 – 22.
118. Rusinov, L.A. Real time diagnostics of technological processes and field equipment [Text] / L.A. Rusinov, I.V. Rudakova, V.V. Kurkina // Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems. — 2007. — Vol. 88, no. 1. — P. 18 – 25.

119. Satish, L. Short-time Fourier and wavelet transforms for fault detection in power transformers during impulse tests [Text] / L. Satish // IEE Proceedings - Science, Measurement and Technology. — 1998. — March. — Vol. 145, no. 2. — P. 77–84.
120. Sawalhi, N. The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis [Text] / N. Sawalhi, R.B. Randall, H. Endo // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2007. — Vol. 21, no. 6. — P. 2616–2633.
121. Seidlitz, S. Experimental Approach to Compare Noise Floors of Various Torsional Vibration Sensors [Text] / S. Seidlitz, R. J. Kuether, M. S. Allen // Experimental Techniques. — 2016. — Apr. — Vol. 40, no. 2. — P. 661–675.
122. Serridge, M. — Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers, Theory and Application Handbook [Text]. — Brüel & Kjær, Denmark, 1987. — November.
123. Shahapurkar, Saurabh S. Detection of Fault in Gearbox System Using Vibration Analysis Method [Text] / Saurabh S. Shahapurkar, Hemant S. Pansare, Prashant P. Dhebe // International Journal of Engineering and Applied Sciences (IJEAS). — 2015. — May. — Vol. 2, no. 5. — P. 119–122.
124. Shao, Yimin. A new fault diagnosis algorithm for helical gears rotating at low speed using an optical encoder [Text] / Yimin Shao, Daizhong Su, Amin Al-Habaibeh // Measurement. — 2016. — Vol. 93. — P. 449 – 459.
125. Sharma, Vikas. Gear crack detection using modified TSA and proposed fault indicators for fluctuating speed conditions [Text] / Vikas Sharma, Anand Parey // Measurement. — 2016. — Vol. 90. — P. 560 – 575.
126. Simani, Silvio. Model-based Fault Diagnosis in Dynamic Systems Using Identification Techniques [Text] / Silvio Simani, Cesare Fantuzzi, Ron J. Patton. — London : Springer-Verlag London, 2003. — XV, 282 p.
127. Singru, Pravin. Bearing failure prediction using Wigner-Ville distribution, modified Poincare mapping and fast Fourier transform [Text] / Pravin

- Singru, Vishnuvardhan Krishnakumar, Dwarkesh Natarajan // Journal of Vibroengineering. — 2018. — July. — Vol. 20, no. 1. — P. 127–137.
128. Sinitsin, V.V. Roller bearing fault detection by applying wireless sensor of instantaneous accelerations of mechanisms moving elements [Text] / V.V Sinitsin // 15th IMEKO TC10 Workshop on Technical Diagnostics: Technical Diagnostics in Cyber-Physical Era. — Budapest, Hungary : IMEKO, 2017. — P. 62–66.
129. Sinitsin, V.V. Wireless sensor acceleration of moving elements for condition monitoring of mechanisms [Text] / V.V. Sinitsin, A.L. Shestakov // 14th IMEKO TC10 Workshop on Technical Diagnostics: New Perspectives in Measurements, Tools and Techniques for Systems Reliability, Maintainability and Safety. — Milan, Italy : IMEKO, 2016. — P. 24–26.
130. Sinitsin, V. Determination of shaft rotation angle from accelerations of the wireless sensor by the novel numerical method [Text] / V. Sinitsin, N. Yaparova // Bulletin of the South Ural State University, series: Computer Technologies, Automatic Control & Radioelectronics. — 2018. — Vol. 18, no. 3. — P. 143–149.
131. Sinitsin, Vladimir V. Wireless acceleration sensor of moving elements for condition monitoring of mechanisms [Text] / Vladimir V Sinitsin, Aleksandr L Shestakov // Measurement Science and Technology. — 2017. — aug. — Vol. 28, no. 9. — P. 094002.
132. Sinitsin, Vladimir V. An approach to fault diagnosis of gearbox based on an instantaneous angular acceleration experimental study [Text] / Vladimir V Sinitsin, Aleksandr L Shestakov // Bulletin of the South Ural State University, series: Computer Technologies, Automatic Control & Radioelectronics. — 2020. — Vol. 20, no. 1. — P. 89–99.
133. Staszewski, W.J. Time-frequency analysis in gearbox fault detection using the Wigner-Ville distribution and pattern recognition [Text] / W.J. Staszewski, K. Worden, G.R. Tomlinson // Mechanical Systems and Signal Processing. — 1997. — Vol. 11, no. 5. — P. 673–692.
134. Sun, Peng. The Shock Pulse Index and Its Application in the Fault Diagnosis

- of Rolling Element Bearings [Text] / Peng Sun, Yuhe Liao, Jin Lin // Sensors. — 2017. — Vol. 17, no. 3.
135. Sweeney, P J. Gear Transmission Error Measurement Using Phase modulation [Text] / P J Sweeney, R B Randall // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. — 1996. — Vol. 210, no. 3. — P. 201–213.
136. Tian, X. Dynamic Simulation for System Response of Gearbox Including Localized Gear Faults [Text] : Master's thesis / X. Tian ; University of Alberta. — Edmonton, Alberta, Canada : P. 194, 2004.
137. Tomikawa, Y. Piezoelectric angular acceleration sensor [Text] / Y. Tomikawa, S. Okada // IEEE Symposium on Ultrasonics, 2003. — Vol. 2. — Honolulu, HI, USA : IEEE, 2003. — Oct. — P. 1346–1349 Vol.2.
138. Tse, P.W. Enhanced eigenvector algorithm for recovering multiple sources of vibration signals in machine fault diagnosis [Text] / P.W. Tse, S. Gontarz, X.J.Wang // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2007. — Vol. 21, no. 7. — P. 2794–2813.
139. Tse, P. W. The sparsogram: A new and effective method for extracting bearing fault features [Text] / P. W. Tse, Dong Wang // 2011 Prognostics and System Health Management Confernece. — Shenzhen, China : IEEE, 2011. — May. — P. 1–6.
140. Tse, Peter W. The design of a new sparsogram for fast bearing fault diagnosis: Part 1 of the two related manuscripts that have a joint title as "Two automatic vibration-based fault diagnostic methods using the novel sparsity measurement – Parts 1 and 2" [Text] / Peter W. Tse, DongWang // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2013. — Vol. 40, no. 2. — P. 499–519.
141. VanRijn, C.F.H. A system engineering approach to reliability, availability and maintenance [Text] / C.F.H. VanRijn // Proceedings of the conference on foundation of computer aided operations (FOCAP-O). — Park City, Utah, USA : Elsevier, 1987. — P. 221–252.

142. Brüel & Kjær, Denmark. — Vibration Measurement and Analysis, Lecture Note BA 7676-12 [Text], 1998.
143. Vishnu, C.R. Reliability Based Maintenance Strategy Selection in Process Plants: A Case Study [Text] / C.R. Vishnu, V. Regikumar // Procedia Technology. — 2016. — Vol. 25. — P. 1080 – 1087.
144. Wan, Shuting. The FERgram: A rolling bearing compound fault diagnosis based on maximal overlap discrete wavelet packet transform and fault energy ratio [Text] / Shuting Wan, Bo Peng // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2019. — Jan. — Vol. 33, no. 1. — P. 157–172.
145. Wang, Dong. A new blind fault component separation algorithm for a singlechannel mechanical signal mixture [Text] / Dong Wang, Peter W. Tse // Journal of Sound and Vibration. — 2012. — Vol. 331, no. 22. — P. 4956 – 4970.
146. Wang, Dong. An enhanced Kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings [Text] / Dong Wang, Peter W. Tse, Kwok Leung Tsui // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2013. — Vol. 35, no. 1. — P. 176–199.
147. Wang, Jingjing. A Fiber Bragg Grating Based Torsional Vibration Sensor for Rotating Machinery [Text] / Jingjing Wang, Li Wei, Ruiya Li // Sensors. — 2018. — Vol. 18, no. 8.
148. Wei, Yu. A Review of Early Fault Diagnosis Approaches and Their Applications in Rotating Machinery [Text] / Yu Wei, Yuqing Li, Minqiang Xu // Entropy. — 2019. — Vol. 21, no. 4. — P. 409.
149. Wu, Siyan. Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth [Text] / Siyan Wu, Ming J. Zuo, Anand Parey // Journal of Sound and Vibration. — 2008. — Vol. 317, no. 3. — P. 608 – 624.
150. Xiang, Ling. Torsional vibration measurements on rotating shaft system using laser doppler vibrometer [Text] / Ling Xiang, Shixi Yang, Chunbiao Gan // Optics and Lasers in Engineering. — 2012. — Vol. 50, no. 11. — P. 1596 – 1601.
151. Yan, R. Hilbert-Huang Transform-Based Vibration Signal Analysis for Machine



- Health Monitoring [Text] / R. Yan, R. X. Gao // IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. — 2006. — Dec. — Vol. 55, no. 6. — P. 2320– 2329.
152. Zabinski, T. Condition monitoring in Industry 4.0 production systems – the idea of computational intelligence methods application [Text] / T. Zabinski, T. Maczkazka, J. Kluska // Procedia CIRP. — 2019. — Vol. 79. — P. 63 – 67. — 12th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering, 18-20 July 2018, Gulf of Naples, Italy.
153. Zhang, Hongjuan. A fast blind source separation algorithm based on the temporal structure of signals [Text] / Hongjuan Zhang, Guinan Wang, Pingmei Cai // Neurocomputing. — 2014. — Vol. 139. — P. 261 – 271.
154. Zhang, Xinghui. A New Improved Kurtogram and Its Application to Bearing Fault Diagnosis [Text] / Xinghui Zhang, Jianshe Kang, Lei Xiao // Shock and Vibration. — 2015. — Vol. 2015, no. 385412. — P. 22.
155. Zhao, Hao. A Novel Angular Acceleration Sensor Based on the Electromagnetic Induction Principle and Investigation of Its Calibration Tests [Text] / Hao Zhao, Hao Feng // Sensors. — 2013. — Vol. 13, no. 8. — P. 10370–10385.
156. Zhou, Jing. Fault detection of rolling bearing based on FFT and classification [Text] / Jing Zhou, Yong Qin, Linlin Kou // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing. — 2015. — Vol. 9, no. 5. — P. JAMDSM0056.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Акт о внедрении результатов диссертационного исследования



**АКТ**

о практическом использовании результатов диссертационной работы  
Синицина Владимира Владимировича «Алгоритмы обработки информации для оценки  
технического состояния подшипников качения и зубчатых передач исполнительных  
механизмов АСУ ТП»

Настоящим удостоверяется, что результаты диссертационной работы Синицина Владимира Владимировича, в частности метод получения диагностической информации непосредственно с вращающегося вала и метод обнаружения дефектов в подшипнике качения по сигналам углового ускорения в области собственных крутильных частот вала, приняты к использованию для обнаружения дефектов в подшипниках качения приводов верхнего моста камеры полимеризации и ленточного конвейера в качестве непрерывного метода контроля технического состояния.

Применение результатов диссертационной работы позволяет снизить на 15% расход времени и средств, связанных с простоями и ремонтом производственного оборудования службой главного механика.

Главный механик  
ЗАО «Завод Минплита»

К. С. Лежников



ООО «Сен-Гобен Строительная Продукция Рус»  
140301· Московская обл. · г.Егорьевск ул.Смычка, д.60 · Тел./ факс: +7 495 22 88 110 [www.saint-gobain.ru](http://www.saint-gobain.ru)  
ЗАО «Завод Минплита»  
454930· Челябинская обл. · Сосновский р-он · д. Таловка· промплощадка ЗАО «Завод Минплита»  
Т: +7 351 24 23 505 ·

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 142934

УСТРОЙСТВО ИЗМЕРЕНИЯ ВИБРОУСКОРЕНИЯ  
ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Южно-Уральский государственный университет" (национальный исследовательский университет) (ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ)) (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2014109714

Приоритет полезной модели 12 марта 2014 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 05 июня 2014 г.

Срок действия патента истекает 12 марта 2024 г.

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Б.П. Симонов*



Автор(ы): *Синицин Владимир Владимирович (младший) (RU), Синицин Владимир Владимирович (старший) (RU), Семенов Александр Сергеевич (RU), Шестаков Александр Леонидович (RU)*

ПО I

(1

-

(

(

1

(

U 1

4 4

2 9

3 4

R U