Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Самарский государственный технический университет»

На правах рукописи

Гаспаров Эрик Сергеевич

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ И БЕЗРАЗБОРНОЙ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ ОПОР

Специальность 05.02.07 – Технология и оборудование механической и физико-технической обработки

Диссертационная работа на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель: **Денисенко Александр Федорович**
доктор технических наук, профессор

Самара - 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ…….. 4
ГЛАВА 1. ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И МЕТОДЫ ЕГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ……..... 10
1.1. Конструкции шпиндельных узлов…….....……..... 10
1.2. Динамическое качество шпиндельных узлов.....……..... 12
1.2.1. Показатели динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов и критерии ее оценки….....……..... 15
1.2.2. Анализ параметров шпиндельных узлов станков в оценке его динамического качества…….....……..... 19
1.2.3. Методы обеспечения динамического качества шпиндельных узлов……. 21
1.3. Обеспечение динамического качества методом математического моделирования шпиндельных узлов и его элементов……... 24
1.3.1. Анализ математических моделей шпиндельных узлов……..…… 24
1.3.2. Математическое моделирование и исследование упругих характеристик опор……. 30
1.4. Обеспечение динамического качества шпиндельных узлов за счет технологичности их изготовления……. 35
1.5. Обеспечение динамического качества шпиндельных узлов путем применения методов технической диагностики…….. 39
1.6. Выводы по 1 главе……... 49
ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОПОРЫ ПРЕЦИЗИОННОГО ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА…….……..... 51
2.1. Структурно-параметрическая модель шпиндельной опоры качения ……..……..... 52
2.2. Математическая модель подшипниковой опоры шпиндельного узла……... 56
2.3. Динамические аналогии математической модели подшипниковой опоры……... 66
2.4. Построение и анализ электрической схемы замещения……..... 70
2.5. Соответствие характеристик колебательных процессов динамически аналогичных систем описания подшипниковой опоры……..... 76
2.6. Выводы по 2 главе……... 85
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА МОТОР-ШПИНДЕЛЯ И БЕЗРАЗБОРНАЯ ОЦЕНКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ЕГО ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР……..... 87
3.1. Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла путем анализа собственной АЧХ…….. 88
3.2. Описание экспериментального стенда…….. 88

3.3. Информационно-измерительная система……. 91
3.4. Методика проведения эксперимента……... 94
3.5. Обработка результатов измерения……... 95
3.5.1. Обработка сигнала во временной области. Анализ огибающей по Гильберту……... 96
3.5.2. Спектральный анализ. Выбор и обоснование критерия для определения предварительного натяга……. 100
3.6. Выводы по 3 главе……... 112
ГЛАВА 4 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ОПОР ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ МЕТОДАМИ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ……... 114
4.1. Описание экспериментального стенда…….. 114
4.2. Анализ формирования вынужденных колебаний шпиндельного узла ……... 119
4.3. Определение предварительного натяга опор шпиндельного узла в режиме холостого хода……... 126
4.3.1. Методика проведения эксперимента……. 127
4.3.2. Обработка результатов измерения……. 130
4.4. Метод биспектрального анализа в оценке предварительного натяга подшипниковых опор шлифовального мотор-шпинделя ….. 133
4.5. Разработка системы функционального диагностирования шпиндельных узлов по динамическому критерию……. 141
4.6. Выводы по 4 главе……... 143
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ПО РАБОТЕ……..... 146
Список использованной литературы…… 149
Приложение 1……..... 167
Приложение 2……... 168
Приложение 3……..…..... 169
Приложение 4……... 170
Приложение 5……..... 171
Приложение 6……..... 172
Приложение 7……..... 173

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Шпиндельный узел (ШУ) - один из наиболее ответственных узлов любого металлообрабатывающего станка, всегда участвующий в движении формообразования и входящий в привод главного движения (ПГД). На его долю приходится от 50 до 80% погрешностей в общем балансе точности станка. Качество шпиндельного узла оказывает самое существенное влияние на точность, надежность, производительность всего станка. Таким образом, динамическое качество ШУ напрямую влияет на качество выпускаемой продукции.

При существующей тенденции в конструировании высокоскоростных ШУ, когда шпиндель принимают как абсолютно жесткий вал на упругих опорах, динамическое качество ШУ будет полностью определяться упруго-демпфирующими характеристиками его опор, которые в 90-95% случаях для ШУ станочного парка состоят из подшипников качения. Упруго-демпфирующие характеристики ШУ во многом зависят от выбора оптимального значения предварительного натяга подшипниковых опор, и практическое его осуществление является одной из самых сложных проблем конструирования и производства шпиндельных узлов. Таким образом, усилия предварительного натяга определяют динамическое качество ШУ, и задача по разработке методов его оценки, в особенности без разборки ШУ, является актуальной.

На этом фоне приобретает особую актуальность исследование динамического качества ШУ путем моделирования его зависимости от параметров ШУ и процессов, в нем протекающих. Это, в свою очередь, позволит качественно решить задачу прогнозирования необходимого динамического качества еще на стадии проектирования ШУ, тем самым минимизировать затраты на этапе изготовления и эксплуатации.

На стадии эксплуатации станков методы технической диагностики, в которых используется контроль технического состояния ШУ без его разборки, позволяют перейти от планового ремонта к их ремонту и техническому обслуживанию по фактическому состоянию. Также безразборные методы повышают возможность автоматизации процессов диагностирования. Таким образом, диагностирование, проведенное без разборки ШУ, позволяет исключить необоснованный простой станочного оборудования и выпуск бракованной продукции. На фоне растущей конкуренции машиностроительных предприятий и стремления к повышению качества выпускаемой продукции методы безразборного контроля и диагностирования весьма актуальны.

Целью диссертационной работы является обеспечение динамического качества высокоскоростных ШУ на основе прогнозирования динамического качества подшипниковых узлов и экспериментальной оценки усилия предварительного натяга опор методом безразборного контроля.

Для этого были сформулированы и решены следующие **задачи:**

1. Разработка и аналитическое решение математической модели опоры ШУ с нелинейной упругой характеристикой.
2. Разработка и создание экспериментального стенда для оценки технического состояния опор ШУ.
3. Экспериментальное исследование зависимости собственной АЧХ ШУ от величины усилия предварительного натяга.
4. Выбор и обоснование критерия для определения значения усилия предварительного натяга опор ШУ методом безразборного контроля.
5. Экспериментальное исследование механизма возникновения вынужденных колебаний ШУ в режиме линейного повышения частоты вращения шпинделя методом частотно-временного анализа.
6. Обоснование использования найденных критериев для определения усилия предварительного натяга опор ШУ в режиме холостого хода.

Научная новизна работы заключается:

- в разработанной структурно-параметрической и математической модели опоры качения ШУ с нелинейной упругой характеристикой типа Герца и аналитическом решении математической модели;
- в выполненном обоснованном выборе диагностических критериев, позволяющем без разборки ШУ оценить значение предварительного натяга его опор методами тестовой и функциональной диагностики;
- в разработанной методике диагностирования предварительного натяга опор ШУ.

Практическая значимость работы заключается:

- в полученных функциональных зависимостях радиальных колебаний шпинделя и корпуса шпиндельного узла от инерционных и жесткостных параметров опоры ШУ, силовых факторов воздействия со стороны вращающегося шпинделя, кинематических возмущений, возникающих из-за технологических погрешностей изготовления, и эксплуатационных дефектов опорных подшипников;
- в разработанной методике безразборного диагностирования значения предварительного натяга опор ШУ;
- в предложенном рациональном выборе частот вращения шпинделя с целью обеспечения и повышения динамического качества ШУ.

Методы исследований. Теоретические исследования, приведенные в диссертации, базируются на основах классической механики и подобия динамических систем различной природы, на основах теории цепей, на методах операционного исчисления, системного и математического анализов, методах цифровой обработки сигналов, математической статистики.

Эксперименты проводились на специально разработанном стенде. При выполнении экспериментов использовались современные измерительные средства получения и передачи информации. Для обработки полученных

сигналов использовались методы цифровой обработки сигналов, алгоритмы которых реализовывались в среде графического программирования LabView.

Личный вклад автора.

1. Разработка и аналитическое решение математической модели опоры ШУ с нелинейной упругой характеристикой.
2. Разработка стенда и информационно-измерительной системы для экспериментальных исследований динамического качества ШУ.
3. Разработка способа определения предварительного осевого натяга подшипниковых опор ротора.
4. Выбор и обоснование диагностических критериев для определения предварительного натяга подшипниковых опор ШУ методами технической диагностики.
5. Разработка методики диагностирования и программного обеспечения для вычисления диагностических критериев.

Достоверность изложенных в работе результатов обеспечивается: корректностью поставленной задачи; корректным использованием применяемого математического аппарата и вводимых допущений и гипотез; сравнением данных численного расчета с известными аналитическими методами для подтверждения точности результатов вычислений; качественным согласованием результатов теоретических и экспериментальных исследований.

На защиту выносятся следующие положения:

1. Структурно-параметрическая модель и расчетная схема подшипниковой опоры ШУ с учетом динамического эксцентриситета.
2. Математическая модель и аналитические функциональные зависимости колебаний элементов опоры от силового воздействия со стороны вращающегося шпинделя.
3. Обоснованный выбор эффективного критерия, позволяющего определить значение усилия предварительного натяга опор ШУ методом тестового диагностирования, без его разбора.

4. Обоснованный выбор критериев, позволяющих определить значение усилия предварительного натяга опор ШУ безразборным методом, в режиме функционирования.

Реализация результатов работы.

Результаты диссертационной работы апробированы и приняты к внедрению в виде методик диагностирования оборудования на предприятиях: ООО «Завод приборных подшипников» (г. Самара), АО «Волгабурмаш» (г. Самара).

Апробация работы.

Основные положения и результаты работы доложены и обсуждены на научно-технических конференциях, а именно: Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Машиностроительные технологии», МГТУ им. Н.Э. Баумана, (г. Москва, 2008), V международной конференции «Стратегия качества в промышленности и образовании», (г. Варна, Болгария, 2009), XV международной научно-технической конференции «Фундаментальные проблемы техники и технологии» (г. Москва, 2012), VI Международной научно-практической конференции «Инновации в машиностроении - основа технологического развития России», (г. Барнаул, 2014), II Международной научно-практической конференции «Современные проблемы науки и образования в техническом вузе», (г. Уфа, 2015). В полном объеме диссертация докладывалась на расширенных заседаниях кафедры «Автоматизированные станочные и инструментальные системы» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Публикации. Материалы диссертации отражены в 17 опубликованных работах. В рецензируемых журналах и изданиях, включенных в перечень ВАК, опубликовано 7 статей. Подана заявка на патент «Способ определения

предварительного осевого натяга подшипниковых опор ротора», рег. №2014132414, получено положительное решение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка использованной литературы (190 источников) и 7 приложений. Объем диссертации – 174 страницы, включая 62 рисунка и 15 таблиц в тексте.

Глава 1. ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И МЕТОДЫ ЕГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

1.1. Конструкции шпиндельных узлов

.

Шпиндельный узел состоит из шпинделя, его опор и приводного элемента, заключенных, как правило, в отдельном корпусе. По сути, шпиндельный узел – это роторная система со своими конструктивными особенностями, определяемыми, прежде всего, областью применения.

Конструкцию шпинделя определяют следующие особенности:

а) размер шпинделя, расстояние между опорами, наличие отверстия для пропуска материалов или других целей;

б) приводные детали (шестерни, шкивы) и их расположение на шпинделе;

в) конструкция опор и тип подшипников;

г) метод крепления приспособления для детали или инструмента, что влияет на конструкцию переднего конца шпинделя.

Размеры шпинделя, его длина и диаметр, расстояние между опорами, упругие и демпфирующие параметры опор определяют инерционные и собственные жесткостные и диссипативные характеристики шпиндельного узла и формируют собственную амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) шпиндельного узла. Анализ влияния перечисленных выше конструктивных параметров на динамическое качество ШУ приведен в работах [117, 125, 173 и т.д.].

Конструкции шпиндельных узлов и их типовые расчеты приведены в работах [7, 134, 137, 140, 174].

Подшипниковые опоры качения ШУ имеют приемлемую для большинства задач быстроходность (кратковременно до 200-300 тыс. об/мин), и высокую нагрузочную способность [85]. Немаловажную роль в их широком использовании играет быстрота замены и ремонтопригодность, что положительно влияет на надежность шпиндельного узла в целом.

Вопросам проектирования и разработки шпиндельных опор качения посвящены труды В.С. Баласаньяна, В.Б. Бальмонта, В.В. Бушуева. А. Джонса, Т. Харриса, З.М. Левиной, А.М. Фигатнера, В.Э. Пуша А.В. и многих других ученых [10, 11, 50, 105, 108, 134, 162, 185].

Широкое использование в современных ШУ нашла схема применения в одной опоре нескольких одинаковых подшипников. В зависимости от количества подшипников в опоре различают схемы установки типа дуплекс, триплекс и квадро. Подшипники могут быть собраны вместе несколькими способами в зависимости от желаемых характеристик:

Анализ современных конструкций ШУ показывает, что около трех четвертей ШУ с опорами качения имеют в передней опоре радиально-упорный шарикоподшипник типа «триплекс» и что применение радиально-упорных шарикоподшипников в ШУ станков постоянно возрастает [140].

Для частот вращения шпинделя свыше 15000 об/мин применяют конструкции шпиндельных узлов с встроенным мотором или мотор-шпиндели (рис.1.1).

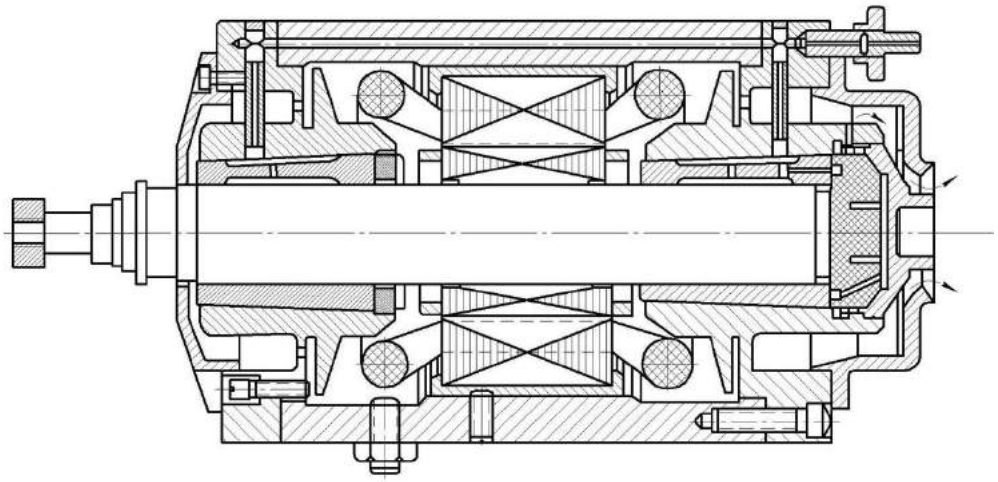


Рис. 1.1. Шпиндельный узел со встроенным мотором

Часто шпиндельные узлы данной конструкции называют также электрошпинделями. Мотор интегрирован в корпус шпиндельного узла и обеспечивает передачу крутящего момента без ограничений, обусловленных

ременными или зубчатыми передачами. Мотор-шпиндель состоит из установленного на подшипниках шпиндельного вала, мотора и системы зажима инструмента. Смазка подшипников консистентная на весь срок службы или воздушно-масляная. Воздушно-масляная смазка позволяет достичь более высокие – на 20% и выше - скорости вращения. Мощность мотор-шпинделя определяется мощностью мотора. В качестве мотора чаще всего используются асинхронные и синхронные электродвигатели. Электродвигатели питаются от преобразователей частоты, форма тока которых позволяет достичь высокой стабильности частоты вращения. Анализу влияния привода на динамические процессы ШУ посвящены работы Пуша А.В., Фигатнера А.М., Головатенко В.Г., Скорынина Ю.В., Сабирова Ф.С. и т.д. [45, 134, 136 , 143, 162].

Исследованиями и разработкой конструкций мотор-шпинделей занимались Фигатнер А.М., Левина З.М., Бальмонт В.Б., Данильченко Ю.М., Головатенко В.Г. и др. [10,11, 15, 50, 106, 108, 139, 162, 163, 169]

1.2. Динамическое качество шпиндельных узлов

Динамике станков посвящены многочисленные исследования отечественных и зарубежных ученых. Этим вопросам уделено значительное внимание уже в 30-е годы в трудах Ачеркана Н.С. [7] и Шлезингера Г. [176], к концу 30-х годов фундаментальное исследование жесткости станков выполнил Вотинов К.В. в ЭНИМСе [35]. Он выявил значимость контактных деформаций в общем балансе упругих деформаций элементов станка, разработал методику экспериментального определения жесткости и предложил некоторые пути ее повышения. В дальнейшем жесткость станков исследовали Соколовский А.П., Решетов Д.Н., Балакшин Б.С. и др. [8, 140, 147]. Дроздов Н.А. [53] впервые указал на автоколебательную природу вибраций, возникающих при резании металлов. В 40-х годах причины возникновения вибраций при резании исследовали Каширин А. И. и

Соколовский А.П. Затем крупные исследования в этом направлении провели Кудинов В.А., Эльясберг М.Е. и другие [103, 104, 178], а за рубежом Тлустый И. (ЧССР), Векк М. (ФРГ) [30] и др.

Значительный вклад в формирование основ динамики станков как специальной научной дисциплины внес Кудинов В. А., комплексно рассмотрев основные динамические процессы, возникающие в станках при резании. Исследованиям и разработкам методов расчета статических и динамических характеристик основных элементов, надежности и долговечности станков посвящены труды Решетова Д.Н., Пуша В.Э., Проникова А.С., Вейца В.Л., Каминской В. В., Левиной З. М. и др. [29, 82, 108, 131, 132, 136, 140].

В обеспечении динамического качества развитие таких направлений, как динамический мониторинг станочного оборудования и оптимизация процессов обработки, было обусловлено мощным ростом уровня вычислительной техники. Существенный вклад в развитие данного направления внес Бржозовский Б.М. [23, 24, 25 26, 27]. Исследованиям в этой области посвящены работы Добрякова В.А., Игнатьева А.А., Игнатьева С.А. и др. [25, 72, 73, 120, 121].

Динамическое качество ШУ - это совокупность показателей протекающих в ШУ динамических процессов [103, 104]. Важнейшие динамические характеристики ШУ: динамическая жесткость переднего конца шпинделя (радиальная и осевая); допустимый диапазон частот вращения (при неизменной регулировке подшипников); частоты собственных колебаний; демпфирующие свойства. От этих характеристик зависит точность вращения (радиальное и осевое биение) шпинделя; некруглость обработанной детали; потери на трение в подшипниках; температура и долговечность подшипников [124].

Анализ процессов формообразования на станках различного технологического назначения показывает, что основными выходными параметрами станка, как элемента технологической системы, должны быть

характеристики точности заданных движений формообразующих узлов станка [134].

В работе [134] показано, что рациональным способом оценки точности ШУ является изучение его поведения в пространстве характеристического вектора R. Начало вектора находится в опорной точке на пересечении оси шпинделя с плоскостью установочной базы переднего конца шпинделя (рис.1.2). Вектор перпендикулярен к плоскости установочной базы (по касательной к оси шпинделя в указанном месте расположения опорной точки). В положениях совпадающей с началом вектора опорной точки в перпендикулярной вектору плоскости проявляются все погрешности, связанные с погрешностями опор, с деформацией тела шпинделя, со смещением шпинделя в пространстве под действием тепловых процессов и т.п.

Траектории этой опорной точки по трем координатам полностью определяют динамическое качество ШУ. Положение же указанной плоскости в большинстве случаев определяет его возможности в достижении требуемой точности обработки [134].

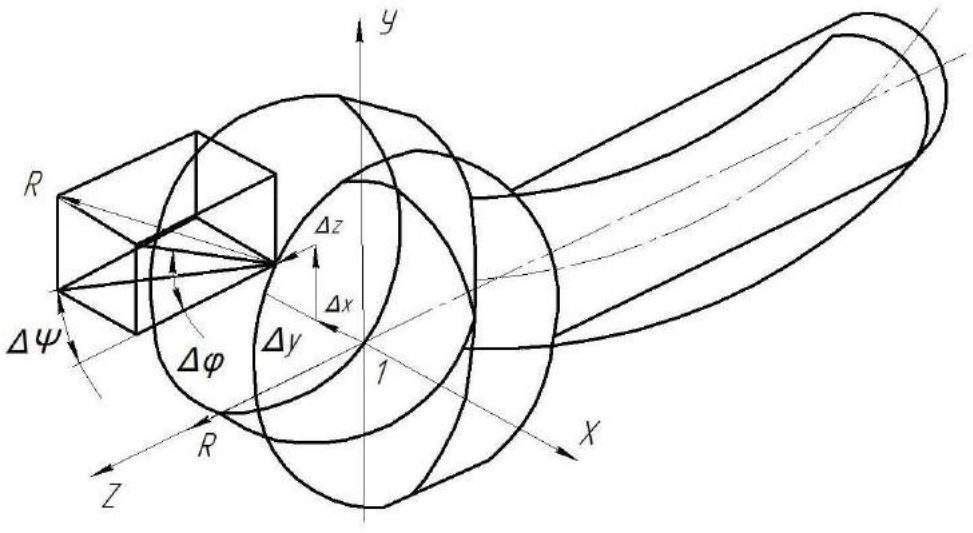


Рис.1.2. Характеристический вектор R и его координаты

Траектории перемещений опорных точек узла, которые минимизируются в целях обеспечения динамического качества, являются глобальными критериями по выходным параметрам точности. Локальными критериями оптимизации могут являться: масса узла, демпфирование и жесткость элементов узла, а также различные энергетические, кинематические и конструкционные факторы, действующие на узел [134]. На практике для определения параметров точности в основном используют локальные критерии, т.к. использование траектории опорной точки на переднем конце шпинделя в качестве выходного параметра точности весьма затруднительно, особенно в режимах обработки.

Данная задача решается путем выбора доступных для исследования элементов шпиндельного узла, конструктивно и функционально связанных со шпинделем, и анализом протекающих динамических процессов, позволяющих косвенно определить характеристики траектории движения опорной точки на переднем конце шпинделя.

1.2.1. Показатели динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов и критерии ее оценки

Для процессов шлифования, которые требуют высоких частот вращения шпинделя, существенное влияние на динамику обработки оказывает возбуждающий фактор в виде неуравновешенности шлифовального круга. Амплитуда вынужденных колебаний пропорциональна величине динамической податливости оправки с кругом на частоте их вращения. Таким образом, при формировании показателя динамического качества необходимо учитывать уровень динамических податливостей подсистем в диапазоне частот наиболее вероятных возмущений [26, 27].

Другой важный фактор, влияющий на поведение динамической системы, - ее способность к демпфированию колебаний. В свою очередь, на демпфирующую способность системы оказывают влияние динамические связи между ее элементами. Общий уровень связанностей между подсистемами поддается расчету и может быть оценен некоторым коэффициентом связанностей. На основе выводов исследований в динамической системе шлифования [81] за счет ортогонально направленных связей, формирующихся на контактной площадке инструмента с изделием, создаются особые резонансные и антирезонансные области, которые должны учитываться при формировании показателя качества динамической системы. Таким образом, динамические свойства системы шлифования в области зоны резания формируются под действием двух наиболее значимых факторов динамической системы: динамических податливостей подсистем в диапазоне частот возмущений и связанностей между подсистемами [26, 27]. В итоге можно сделать заключение, что для обеспечения качества динамической системы необходимо обеспечить создание минимальной динамической податливости шпинделя для частоты его вращения, как наиболее значимой частоты возмущения.

В работе [73] приведены результаты экспериментальных исследований в виде спектров сигналов вибрации ШУ при холостом ходе и режимах обработки шлифованием подшипниковых колец 232126М.01 шести станков SIW-5. Спектры сигнала вибрации ШУ одного из исследуемых станков представлены на рис.1.3.

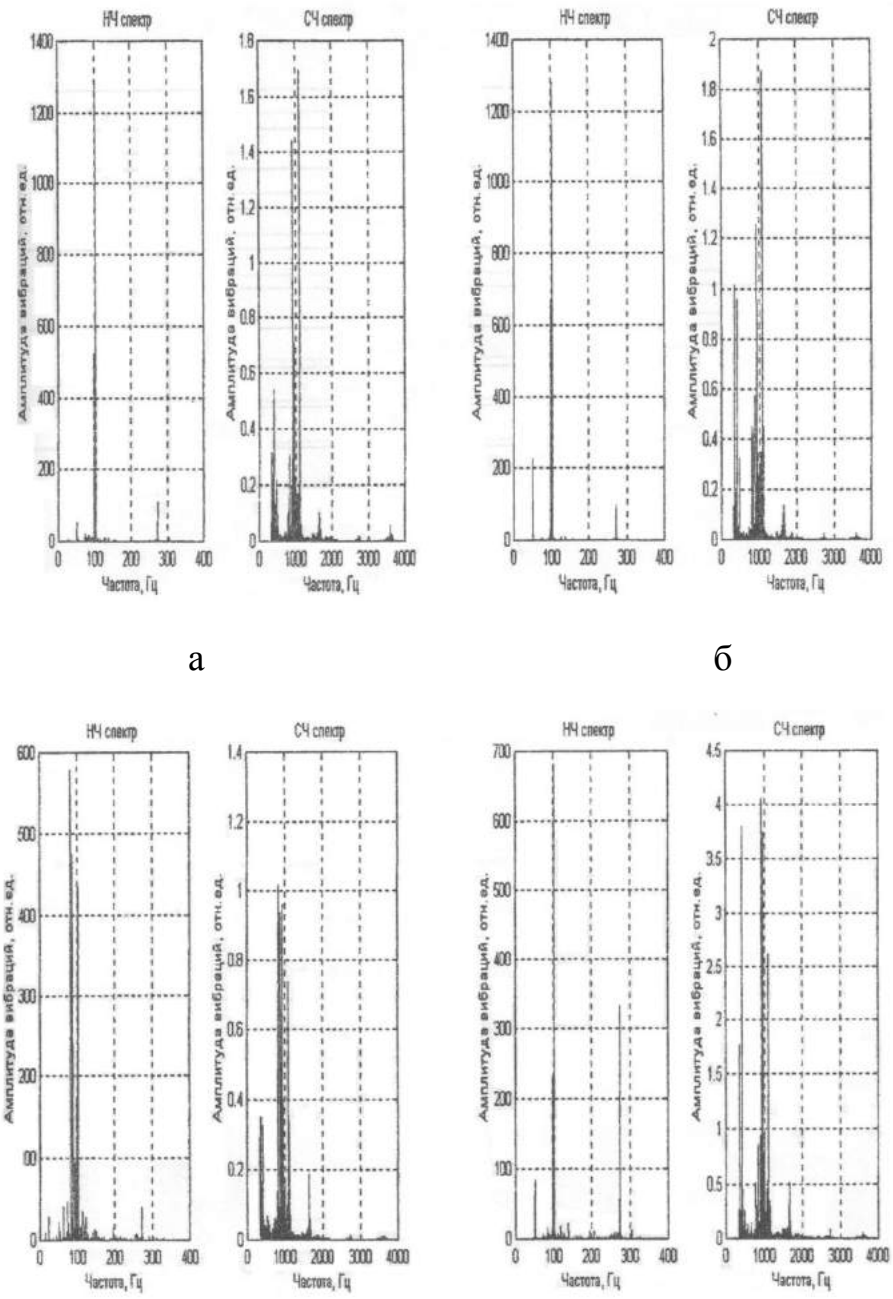


Рис.1.3. Спектры вибраций ШУ станка SIW-5 при обработке кольца 232126М.01 (предварительное шлифование)[73]: а - черновая обработка, б - правка, в - чистовая обработка, г - холостой ход.

На рисунке 1.3 хорошо видно, что значение пиковых частот на спектре вибраций холостого хода превышают значения аналогичных частот вибрации в режиме черновой и чистовой обработки. Аналогичные результаты получены для остальных станков.

Для процессов обработки шлифованием в работах [72, 73, 120, 121] приведен данные, что общий уровень вибраций ШУ в режиме обработки ненамного превышает общий уровень вибраций холостого хода (порядка 10%). Данный вывод согласуется с выводом сделанным в работе [27], что динамическая система процесса шлифования имеет сильное фильтрующее свойство и происходит смещение энергии сигнала вибрации с одних частот на другие при незначительном изменении общего уровня вибрации.

В работе [73] отмечена согласованность уровня вибрации станков на частоте вращения ШУ круга с общим уровнем вибрации ШУ круга.

На основе экспериментальных данных приведены информативные характеристики для оценки динамического состояния станков, взаимосвязанных с параметрами точности поверхностей качения колец [73]:

- уровень вибраций на ШУ круга, измеренный на частоте вращения шпинделя без резания;

-общий уровень вибраций, измеренный на опоре кольца без резания;

- интегральная оценка нижних частот взаимного спектра колебаний опоры кольца и ШУ круга при резании.

На основе анализа работ [72, 73, 88, 89, 90, 91, 92, 116, 120, 121, 166, 171, 180 181] сделаны следующие выводы:

1. Для обеспечения динамического качества ШУ необходимо обеспечить минимальную податливость переднего конца шпинделя на частоте его вращения, т.е. обеспечить минимальную амплитуду колебаний на заданной частоте.

2. Общий уровень вибраций ШУ холостого хода незначительно отличается от общего уровня вибрации ШУ в установившемся режиме обработки шлифованием.

1.2.2. Анализ параметров шпиндельных узлов станков в оценке его динамического качества

В работе [107] с целью определить пути обеспечения динамического качества проанализированы причины отказов высокоскоростных шлифовальных мотор-шпинделей. Для этого было отобрано сто одинаковых мотор-шпинделей, вышедших из строя. Причину отказа каждого мотор-шпинделя устанавливали в процессе его разборки, при этом фиксировали вид и характер изнашивания деталей опор качения с учетом места его установки (в передней или задней опоре).

Из данных, приведенных в работе [107], следует, что доля параметрических отказов, связанных с дефектами сборки, эксплуатационными дефектами и разрегулированием системы предварительного натяга, в общем числе отказов составила 74%. Отмечено, что неправильно отрегулированное значение усилия предварительного натяга может являться причиной возникновения не только параметрических отказов, но и эксплуатационных дефектов. В статье сделаны выводы о необходимости следующих мероприятий по обеспечению динамического качества:

- использовать устройства для установки, контроля и тонкого регулирования усилия предварительного натяга подшипников в процессе эксплуатации;
- контролировать жесткость опорных подшипников и уровень вибрации ротора после сборки.

В работе [45] приведены результаты экспериментального исследования подшипниковых опор шлифовальных мотор-шпинделей Ш24-5,5 желобошлифовального станка Л3-191А с целью повышения динамического качества и долговечности. На основании полученных результатов исследований были модернизированы подшипниковые опоры мотор-шпинделя: в конструкции передней опоры предусмотрена возможность

деформирования наружного кольца радиального шарикоподшипника в радиальном направлении, в задней опоре предусмотрено устройство для создания и контроля предварительного осевого натяга в радиально-упорных шарикоподшипниках.

Эти конструктивные изменения позволили: повысить жесткость передней опоры в направлении действия силы резания, уменьшить величину необходимого предварительного осевого натяга в радиально-упорных шарикоподшипниках с 300 Н до 70 Н при сохранении жесткости в направлении силы резания; регулировать величину радиального и осевого натяга по мере изнашивания подшипников; уменьшить размах колебаний шпинделя в заданном направлении.

В работе по повышению точности вращения высокоскоростных шпиндельных узлов, проведенной в ЭНИМС [50], исследована возможность уменьшения смещения оси вращения на рабочих частотах вращения шпинделей. В основу методики исследования были положены теория колебаний прецизионных радиально-упорных шарикоподшипников [60] и экспериментальные данные, полученные при измерении уровня вибраций этих подшипников на специальных стендах. На основании результатов проведенных исследований были сформулированы следующие рекомендации:

- при испытании станка необходимо выявлять резонансные зоны частот вращения шпинделя, что при использовании бесступенчато-регулируемых приводов позволит обеспечить в необходимых случаях выход из зоны резонансных колебаний путем незначительного изменения частоты вращения шпинделя;
- определять при домонтажной подготовке подшипников спектры колебаний наружных колец; отбирать и размещать на шпинделе, учитывая следующие факторы: собственную частоту колебаний шпинделя, наибольшую интенсивность колебаний наружных колец

подшипников на отдельных частотах и предполагаемый интервал частот вращения шпинделя при выполнении особо точных операций обработки деталей;

– выявлять при испытании особо точных станков, на которых шпиндельные головки имеют фиксированную частоту вращения, зону минимальной погрешности вращения и обеспечивать работу в этой зоне соответствующим подбором шкивов.

В статье [163] авторы исследуют возможность повышения осевой несущей способности шпиндельных опор, состоящих из нескольких радиально-упорных шарикоподшипников. В работе приведены результаты расчетов несущей способности нескольких конструкций, выполненные в ЭНИМСе с использованием специализированных программ для ЭВМ, на основе которых сделаны выводы о возможности применения смешанных по углу контакта опор с радиально-упорными шарикоподшипниками, что позволяет более чем в 2 раза повысить осевую несущую способность (допустимую осевую нагрузку) шпиндельных узлов при снижении осевой жесткости менее чем на 20 %.

1.2.3. Методы обеспечения динамического качества шпиндельных узлов

В настоящее время для обеспечения качества и надежности все более пристальное внимание уделяется вопросам системного анализа, управления и обработки информации. Основа такого анализа – выполнение теоретических и прикладных исследований системных связей и закономерностей функционирования и развития объектов и процессов, ориентированных на повышение эффективности их управления с использованием современных методов обработки информации.

Для ШУ расчет динамического качества связан с оценкой колебательных процессов системы. Для этой цели широко применяются динамические модели, которые рассматривают взаимодействие всех

основных частей и элементов с учетом факторов влияющих на них, и позволяют оценить выходные параметры сложной системы. Например, уровень виброактивности, вызванный отдельным фактором, зависит как от степени воздействия данного фактора, так и от упруго-инерционных и демпфирующих характеристик системы [114]. Снижение уровня колебательного процесса может осуществляться, как путем уменьшения влияния данного фактора за счет точности и выбора технологии изготовления и сборки, так и за счет оптимального выбора упруго-инерционных и демпфирующих характеристик ШУ. Это и будет определять функциональную зависимость выходного параметра от значений влияющего фактора [8].

Расчет динамического качества на стадии проектирования наиболее ценен, так как позволяет избежать больших затрат и ошибок на последующем этапе: стадии конструирования и изготовления прототипа.

Для оценки динамического качества ШУ необходимо сформировать область состояний, куда будут входить все регламентированные выходные параметры. Это делается на стадии проектирования путем построения и изучения моделей системы. В основном это математические модели, которые называются динамическими, поскольку описывают изменения состояния системы во времени.

Упруго-демпфирующие характеристики ШУ во многом зависят от выбора оптимального предварительного натяга подшипниковых опор и практическое его осуществление является одной из самых сложных проблем конструирования и производства шпиндельных узлов металлорежущих станков. Влияние предварительного натяга на процессы, протекающие в системе, на выходные параметры и работоспособность ШУ в целом отображены в работах [140, 174] и сводятся к следующим моментам:

а) с увеличением предварительного натяга жесткость ШУ увеличивается. Однако существует граничное значение предварительного

натяга, при котором дальнейшее его увеличение не дает заметного увеличения жесткости [20];

б) влияние величины натяга на тепловыделение в опорах неоднозначно. Для роликоподшипников увеличение предварительного натяга приводит к возрастанию момента трения и соответственно тепловыделения в опорах. У радиально-упорных и упорных подшипников до определенного значения предварительный натяг способствует уменьшению потерь на трение [3, 145]. Дальнейшее увеличение предварительного натяга увеличивает трение и как следствие возрастает тепловыделение в опорах [11, 36];

в) зависимость между величиной предварительного натяга и долговечностью опор не может быть оценена без учета воздействия внешней нагрузки. Чем больше величина нагрузки, тем при большем натяге достигается наибольшая долговечность. Однако, при натягах, превышающих оптимальные по долговечности, ресурс и надежность резко снижаются [36, 174];

г) с повышением точности подшипников допустимый (по условиям нагрева и долговечности) предварительный натяг увеличивается. Вместе с тем для обеспечения заданной жесткости в более точных подшипниках нужен меньший натяг, чем в менее точных подшипниках [20, 36].

Из приведенных качественных характеристик зависимости параметров работоспособности шпиндельного узла от величины предварительного натяга следует, что величина предварительного натяга может быть установлена лишь как компромисс между противоположными тенденциями, то есть существуют оптимальные значения предварительного натяга.

Выбор величины предварительного натяга осложняется еще тем, что конструктор назначает монтажное значение предварительного натяга, т.е. значение, которое устанавливается при монтаже и регулировании опор шпинделя. Во время работы, в зависимости от частоты вращения шпинделя, способа и режима смазки, вязкости масла и условий охлаждения корпуса

шпиндельных узлов, величина усилия предварительного натяга резко меняется и значительно отличается от установленной при монтаже.

Анализ многочисленных работ [16, 17, 18, 19, 42, 85, 134, 162, 163 и др.] по обеспечению динамического качества позволяет разбить применяемые в них методы на три группы:

1. Математическое моделирование шпиндельных узлов и процессов в них протекающих.
2. Обеспечение качества изготовления составных частей и сборки шпиндельного узла за счет применяемых технологий и материалов.
3. Методы технической диагностики и мониторинга.

1.3. Обеспечение динамического качества методом математического моделирования шпиндельных узлов и его элементов

1.3.1. Анализ математических моделей шпиндельных узлов

Математические модели систем шпиндель - опоры или шпиндель – опоры - корпус (рис.1.4), учитывающие как вариации конструкционных параметров шпинделя и опор, так и воздействие эксплуатационных нагрузок, необходимы для прогнозирования динамического качества ШУ при динамических процессах. Такое прогнозирование производят либо по параметрам траекторий опорных точек переднего конца шпинделя, либо по частотным характеристикам узла [134].

В работе [134] для решения уравнений, описывающих модели, приведенные на рис.1.4, предлагается использовать численный метод начальных параметров в матричном виде или метод переходных матриц. Метод позволяет связать параметры переднего конца шпинделя через переходные матрицы его сечений и участков с параметрами заднего конца шпинделя. Система шпиндель – опоры при этом рассматривается как

линейно-деформируемая система, а перемещения точек шпинделя выражаются в виде линейной функции сил, приложенных к шпинделю.

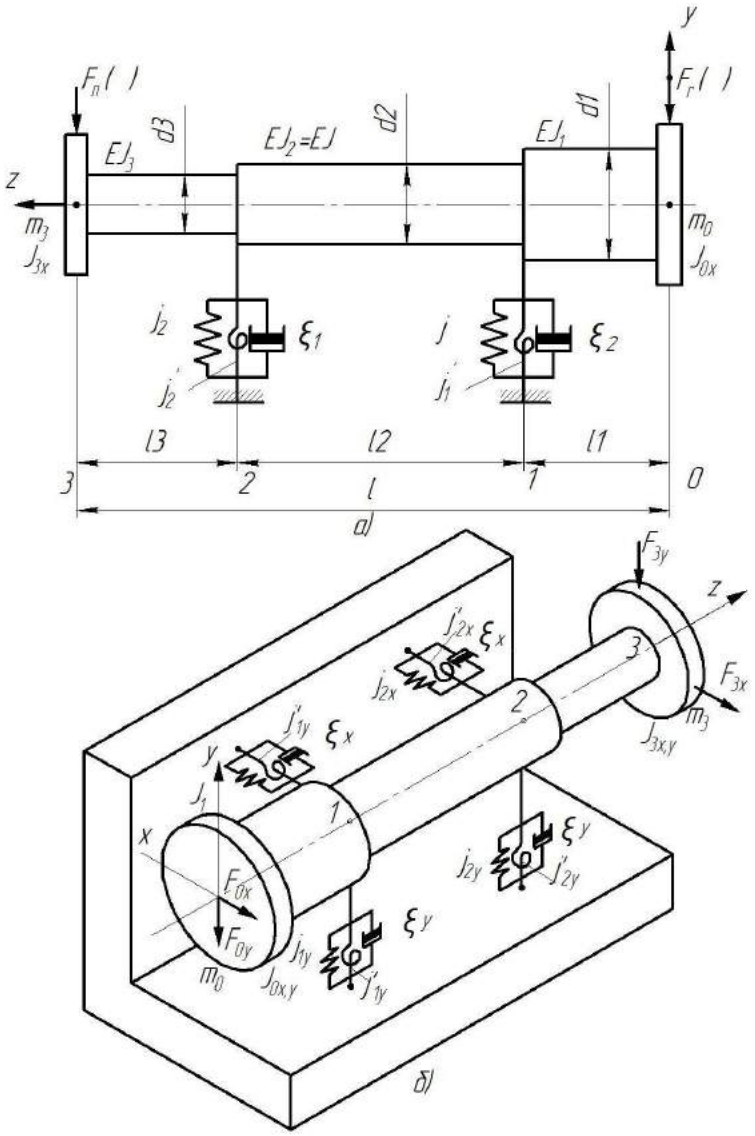


Рис.1.4. Модели систем

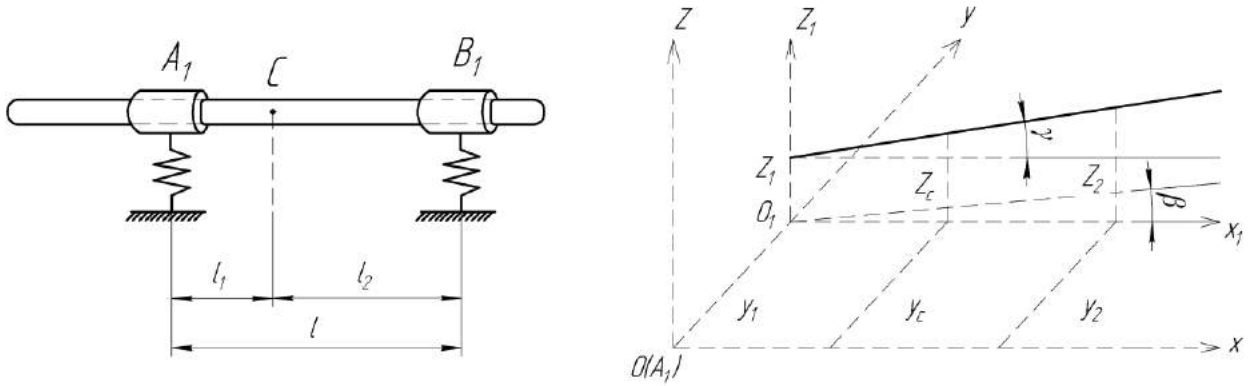
а – шпиндель - опоры, б – шпиндель – опоры - корпус

Шпиндель при расчетах разбивается на N участков, разграниченных скачкообразным изменением моментов инерций сечений. Каждый участок при этом имеет постоянную распределенную массу и изгибную жесткость.

В настоящее время прогрессивными методами в конструировании ШУ является создание жестких шпинделей, вращающихся в упругих опорах в

зоне самоцентрирования, т. е. в зоне, расположенной выше второй критической скорости. Существенным преимуществом этого способа конструирования является отсутствие изгибных колебаний шпинделя во всем диапазоне скоростей, снижение амплитуды колебаний, реакций в опорах, уменьшение габаритов и массы ШУ [85].

Упрощенная схема системы с жестким шпинделем и параметров определяющих его положение приведена на рис.1.5.



а б

Рис. 1.5. Схема жесткого шпинделя, вращающегося в двух упругих опорах (а) и параметры, определяющие положение шпинделя при колебаниях (б)

Колебания шпинделя при этом описываются системой линейных неоднородных дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
&M\left(l_1\ddot{y}_2+l_2\ddot{y}_1\right)+c_1ly_1+c_2ly_2=Mel\omega^2\cos\omega t\\
&M\left(l_1\ddot{z}_2+l_2y\ddot{z}_1\right)+c_1lz_1+c_2lz_2=Mel\omega^2\sin\omega t\\
&A\omega\left(\dot{y}_2-\dot{y}_1\right)-B\left(\ddot{z}_2-\ddot{z}_1\right)-c_2ll_2z_2+c_1ll_1z_1=\left(B-A\right)l\omega^2\delta\sin\left(\omega t-\varepsilon\right)\\
&A\omega\left(\dot{z}_2-\dot{z}_1\right)+B\left(\ddot{y}_2-\ddot{y}_1\right)+c_2ll_2y_2+c_1ll_1y_1=\left(B-A\right)l\omega^2\delta\cos\left(\omega t-\varepsilon\right)
\end{aligned}\right\}. \quad (1.1)$$

Частное решение этой системы описывает вынужденные колебания, которые представляют наибольший интерес, так как определяют ресурс ШУ и давления между шпинделем и опорами на рабочих режимах.

В статье [66] сделана попытка аналитически исследовать осевые колебания высокооборотного жесткого шпинделя, вращающегося в двух радиально-упорных шарикоподшипниках с предварительным натягом,

динамическая модель которого в осевом направлении изображена на рис.1.6, где c_{13}^z, c_{31}^z, r_{13}^z, r_{31}^z - жесткость и демпфирование соответственно первого и второго подшипников, m_r - масса шпинделя.

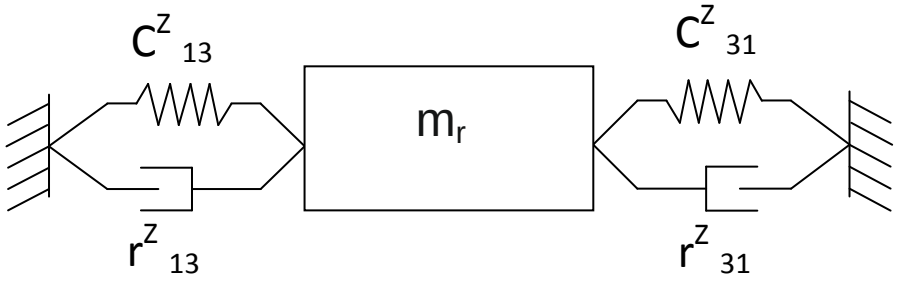


Рис.1.6. Динамическая модель жесткого шпинделя в осевом направлении

В модели приняты следующие допущения: поверхность дорожек качения идеальная; скорость вращения шпинделя постоянная; на шпиндель действует только сила собственного веса; жесткостные характеристики линейны. Решение модели позволило автору провести анализ зон устойчивости и неустойчивости ШУ.

Описанные выше математические модели являются достаточно упрощенными, т.к. подшипники качения в опорах шпинделя сами по себе являются сложными механическими системами с большим количеством степеней свободы [36] и нелинейными зависимостями жесткостей контактов от приложенных нагрузок.

В статье [168] исследования проводились в соответствии со структурной схемой (рис. 1.7). Построение математической модели шпиндельного узла основывалось на принципе составной модели [134], учитывающей совместно приводной электродвигатель, передаточный механизм, шпиндельный вал, его опоры и режущий инструмент.

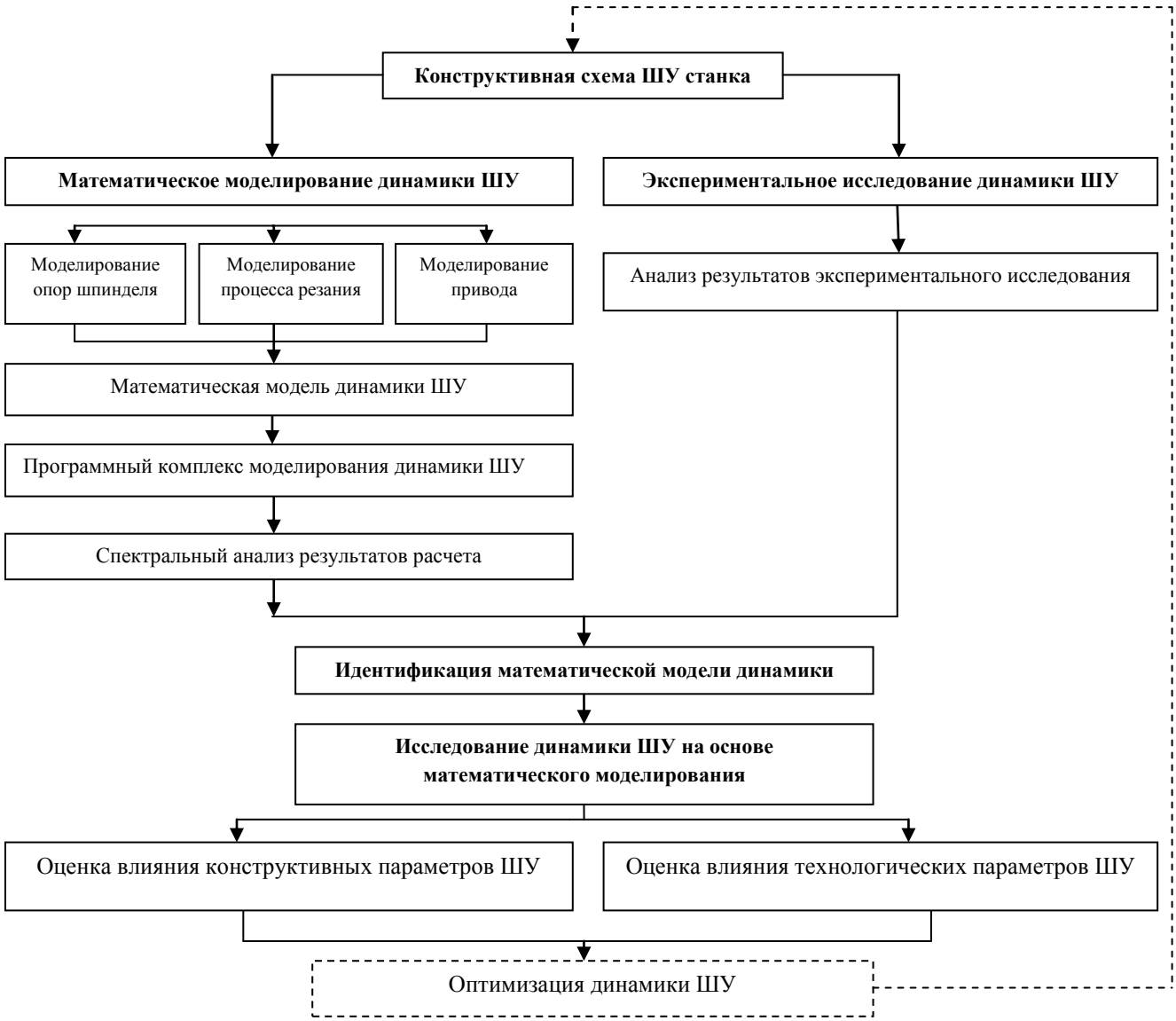


Рис.1.7. Структурная схема анализа

В качестве опор шпиндельного узла были приняты подшипники качения, которые представлялись в виде эквивалентных упругодемпфирующих связей (рис. 1.8).

На рис. 1.8. обозначены: *Cx*, *Cz* – коэффициенты жесткости опор в вертикальной и поперечной плоскостях; $h_{\text{демпф } x}$, $h_{\text{демпф } z}$ – коэффициенты сопротивления; h_x, h_z – функции погрешностей колец подшипников в тех же плоскостях.

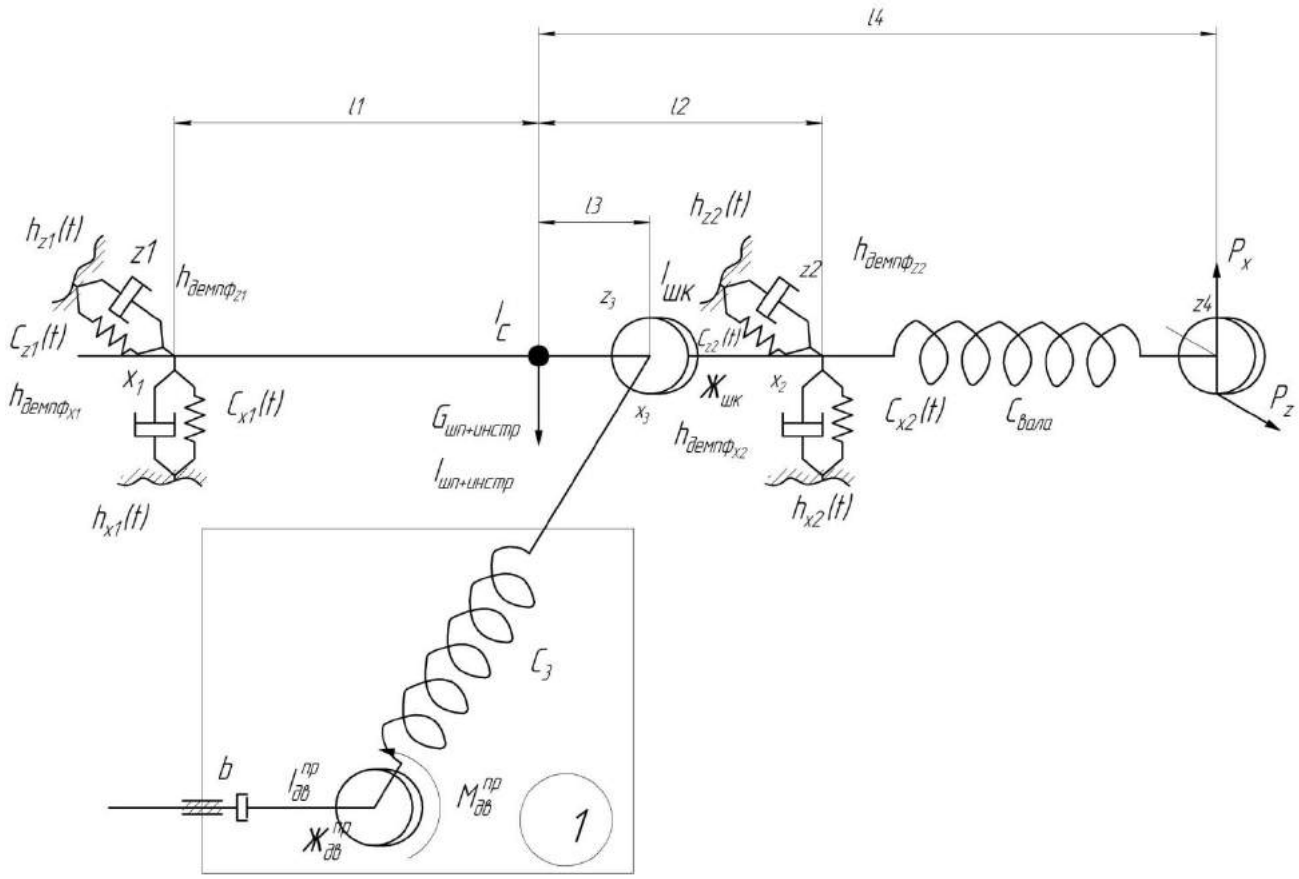


Рис.1.8. Расчетная схема шпиндельного узла

Математическая модель динамики шпиндельного узла в вертикально-поперечной плоскости представлялась в виде:

$$[A]\cdot[\ddot{Y}]+[B(Y,t)]\cdot[\dot{Y}]+[C]\cdot[Y]+[F(Y,t)]=[Q(Y,t)], \qquad (1.2)$$

где [A] – матрица постоянных инерционных коэффициентов; [B] – матрица коэффициентов демпфирования; [C] – матрица коэффициентов жесткостей системы; [F] – вектор-столбец параметрических и нелинейных составляющих коэффициентов жесткостей правой и левой опоры шпинделя; [Q] – вектор-столбец обобщенных сил. Следует отметить, что вектор [Q] формируется с учетом заданной схемы резания (подвод инструмента, врезание и т. д.).

Особенность модели (1.2) в том, что кроме вертикальных и поперечных колебаний учитываются крутильные колебания сечений шпинделя, поскольку это влияет на поведение инструмента. Математическая модель

является параметрической и нелинейной из-за периодических изменений и нелинейности коэффициентов жесткостей и демпфирования опор качения.

Сравнение спектра собственных частот при моделировании (на основе преобразования Фурье) с результатами экспериментальных замеров авто-спектра динамических характеристик показало точность 15%.

Таким образом, проведенные исследования показали, что в связи с отсутствием изгибных колебаний виброактивность системы с жестким шпинделем практически полностью определяется характеристиками его опор. Поэтому моделирование поведения шпинделя и динамических характеристик ШУ в большей степени сводится к математическому моделированию и исследованию упругих характеристик опор.

1.3.2. Математическое моделирование и исследование упругих характеристик опор

Исследованию жесткости шарикоподшипников посвящен целый ряд работ: Атступенаса Р.В. [5, 6], Баранова И.А. [12, 13], Журавлева В.Ф. [58, 60], Ковалева М.П. [86, 87] и др. Оценка жесткости подшипников без технологических погрешностей в работах [128, 129] проводится при условии контакта всех шариков с кольцами, в других работах [1, 109, 110, 141, 185] учитывается возможность неполного контакта шариков с кольцами. Упругие свойства шарикоподшипников как фактора, влияющего на точность работы машин, являлись предметом исследования в работах Новикова Л.З. [122], Кельзона А.С. [85] и др.

По мнению большинства исследователей, основными источниками шума и вибрации ШУ на опорах качения являются циклическое изменение податливости (жесткости) подшипника при нагрузке и вибрации, вызываемые геометрическими погрешностями деталей подшипников [105].

Упругие свойства подшипниковых узлов оказывают существенное влияние на спектр собственных частот колебаний механических систем.

Исследованию этой проблемы посвящена работа Новикова Л.З. [122]. В работе показано, что связь всех видов колебаний - линейных и угловых - системы ротор-корпус электродвигателя возникает только под действием силы тяжести. При этом появление возмущающей силы по одному из направлений с частотой, близкой к собственной частоте, в любом другом направлении приводит к резонансу в системе. При отсутствии силы тяжести связь всех видов колебаний исчезает. Новиков Л.З. исследовал частный случай - идентичные шарикоподшипники, не имеющие технологических погрешностей. Поэтому разработанная в работе методика не позволяет определить частотные характеристики системы ротор-корпус в общем случае, т.е. когда шарикоподшипники идентичны и имеют технологические погрешности.

Во многих работах [110, 111, 167, 182, 186 и др.], описывающих динамические характеристики подшипников с телами качения, используется статическая характеристика (контактная теория Герца), которая нашла подтверждение в исследованиях Рихарда Штрибека [189]. Согласно этой теории восстанавливающая сила связана с величиной сближения колец следующим выражением:

$$P(x) = K \cdot x^{\frac{3}{2}}, \qquad (1.3)$$

где Р (х) - восстанавливающая сила, х - сближение колец, К - числовой коэффициент, зависящий от типоразмера подшипника.

Выражение (1.3) неудобно для подстановки в уравнения движения шпинделя [85] , поэтому его аппроксимируют степенным рядом, без четных степеней, в виде:

$$P(x) = a \cdot x + b \cdot x^3 + \ldots . \qquad (1.4)$$

Обычно ограничиваются линейным и кубическим членами уравнения (1.4).

В статьях [109, 111] приведена математическая модель опоры ротора на подшипниках качения. Авторы развили разработанную австралийскими

учеными N.S. Feng, E.J. Hahn и N.B.Randall [186] динамическую модель роторной системы (рис.1.9), включили ее в программный комплекс “Dynamics R4.2” и с ее помощью провели исследования влияния зазора в подшипнике на вибрационные сигналы.

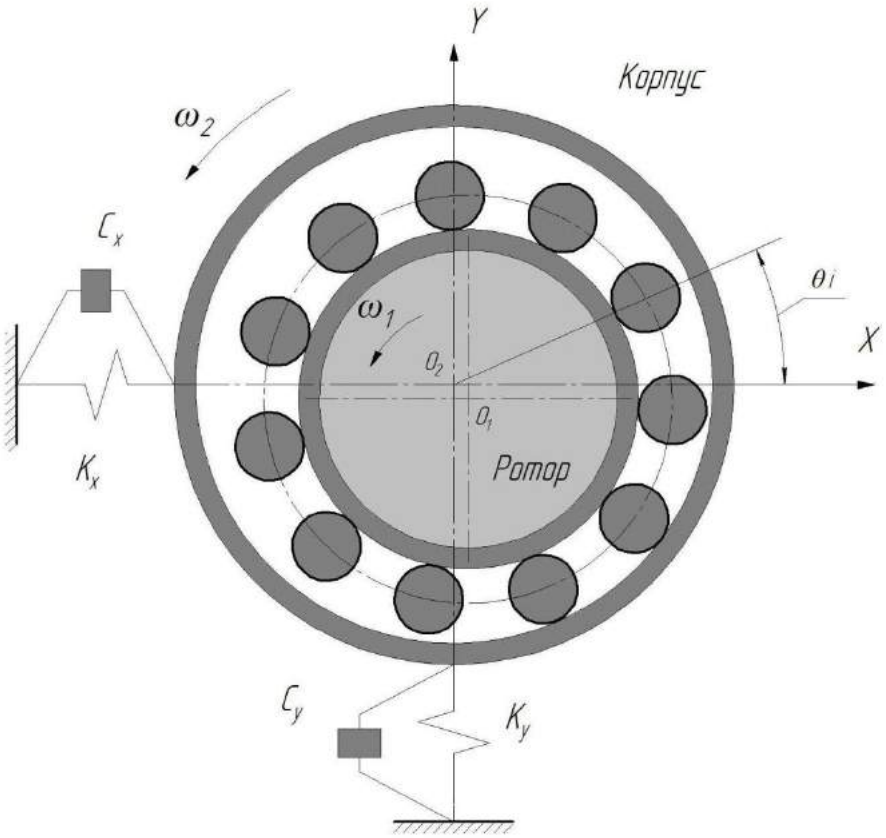


Рис.1.9. Модель опоры ротора

При описании модели были приняты следующие допущения: используется контактная теория Герца; не учитывается масса наружного кольца и инерция тел качения; рассматривается линейное демпфирование; отсутствуют любые виды проскальзывания тел и поверхностей качения; не учитывается жесткость контакта посадочное место - наружное кольцо; не учитываются возмущения, вызванные неровностями профилей беговых дорожек колец, т.е. технологическими погрешностями при изготовлении подшипникового узла.

Результаты моделирования динамики роторной системы приведены в виде спектров виброускорения на корпусе при различных значениях зазора в подшипнике.

Аналогичный подход используется и при моделировании роликовых подшипников в статье [112], где учитываются линейные зависимости сближения колец от приложенных нагрузок.

В работах [33, 36, 133, 134, 168] при математическом описании опор шпинделя учитывается и исследуется влияние отклонений профилей беговых дорожек и разноразмерности тел качения радиально-упорных шарикоподшипников на вибрацию вращающегося ротора с жесткой осью. Под отклонениями профилей беговых дорожек понимается значение отклонений от среднего радиуса: $R(\varphi) - Rcp$ для наружного кольца и $r(\varphi) - r_{cp}$ для внутреннего кольца (рис.1.10).

Отклонения радиусов беговых дорожек, в связи с удобством интерпретации, часто представляются в виде комплексного или тригонометрического рядов Фурье:

$$s(\varphi) = \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} c_n \cdot e^{i \cdot n \cdot \omega_1 \cdot \varphi}, \qquad (1.5)$$

$$s(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cdot \cos(n\omega_1\varphi) + b_n \cdot \sin(n\omega_1\varphi) \right). \qquad (1.6)$$

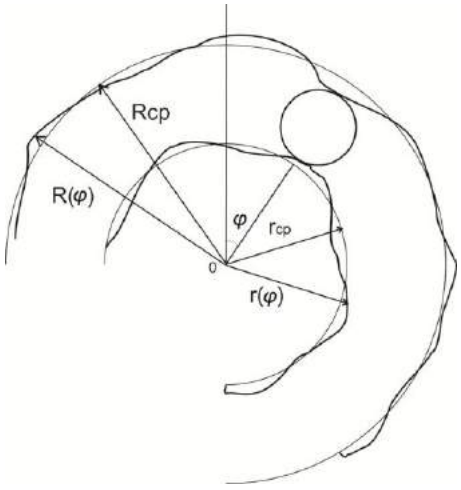


Рис.1.10. Отклонения профилей беговых дорожек

Влияние центробежных сил тел качения на упругие характеристики опор рассмотрены в работе [33, 58, 59, 86, 87]. Центробежные силы шариков дают осевую составляющую, уменьшающую предварительно приложенную к наружному кольцу подшипника осевую нагрузку. При определенной частоте вращения суммарная осевая составляющая центробежных сил шариков полностью уравновесит внешнюю осевую нагрузку, поэтому осевой предварительный натяг при расчетах определяют из условия обеспечения его на все рабочем диапазоне скоростей вращения шпинделя.

Интересный, на наш взгляд, подход к формированию структуры математической модели был предложен в статье [34]. В данной работе автор предлагает концепцию построения модели опоры качения, как преобразователя динамической нагрузки в параметры высокочастотной вибрации ее корпусных элементов, основанной на методе электромеханических аналогий. В рамках этого метода приняты следующие соответствия:

- сила соответствует электрическому напряжению (F-U);
- скорость перемещения соответствует электрическому току (V-I);
- механическое сопротивление – электрическому сопротивлению (Rмех-Rэл);
- масса - индуктивности (M-L);
- податливость – емкости (K-C).

В модели учитываются входы двух разновидностей. Первым является силовое возбуждение в виде динамической нагрузки со стороны шпинделя, возникающее, например, при дисбалансе шпинделя, вторым - кинематическое возмущение, возникающее при прокатывании друг по другу поверхностей контактирующих тел качения и колец подшипника, имеющих дефекты.

В модели автором приняты следующие упрощающие допущения:

- динамическая нагрузка для каждого контакта мала по сравнению со статической;
- зависимость жесткости от приложенной к контакту нагрузки описывается гладкой функцией приложенной к контакту силы, что, по мнению автора, дает возможность использовать соответствующие линеаризованные зависимости;
- колебания в модели разделены на быстрые и медленные, в связи с чем, структура модели упрощена и разделена на части, сохранившие в них только элементы, существенные, по мнению автора, для указанных частотных областей.

1.4. Обеспечение динамического качества шпиндельных узлов за счет технологичности их изготовления

Динамическое качество ШУ существенно зависит от точности изготовления и качества сопрягающихся поверхностей деталей и поверхностного слоя, что определяется геометрическими (макроотклонение, волнистость, шероховатость) и физико-механическими (микротвердость, остаточные напряжения, структура) характеристиками и взаимным расположением микронеровностей на сопрягаемых элементах. Все эти параметры зависят от технологии обработки деталей и сборки узлов [142].

Одним из методов обеспечения динамического качества является требование соответствия регламентированным значениям погрешностей геометрии изготовления и шероховатости поверхностей изделий, являющихся составными элементами системы. Например, требования к шероховатости конкретных изделий устанавливают на основании знания связи параметров шероховатости с функциональными показателями данного изделия. Исследованиям в этой области посвящены многочисленные работы [49, 96, 97, 98, 152, 153, 156, 177 и др.]. К настоящему времени накоплен значительный теоретический и экспериментальный материал по связи

параметров шероховатости с важнейшими функциональными показателями деталей, узлов машин и приборов, такими как износостойкость при всех видах трения, контактная жесткость поверхности, износостойкость при переменных нагрузках, прочность соединений, виброакустическая активность систем [54, 70, 71, 74, 75, 76, 77, 78, 131, 132].

В табл.1.4 приведена взаимосвязь эксплуатационных свойств изделий с характеристиками и параметрами шероховатости поверхности, предусмотренными ГОСТ 2789-73: три высотных параметра Ra, Rz, Rmax, два шаговых (S и Sm) и структурный параметр – относительная опорная длина профиля tp. Данные параметры являются основными, т.е. через них можно определить все остальные параметры, используемые в расчетах на износ, контактную жесткость, прочность посадок, усталостную прочность и т.д. [142].

Таблица 1.4

Взаимосвязь эксплуатационных свойств изделий с характеристиками и параметрами шероховатости поверхности

Эксплуатационное свойство поверхности	Параметры шероховатости поверхности и характеристики, определяющие эксплуатационное свойство
Износостойкость при всех видах трения	Ra, Rz, tp направление неровностей
Виброустойчивость	Ra, Rz, tp направление неровностей
Контактная жесткость	Ra, Rz, tp
Прочность соединений	Ra, Rz,
Прочность конструкции при циклических нагрузках	Rmax, Sm, S направление неровностей

В работе [142] проводилось экспериментальное исследование контактной жесткости цилиндрических соединений. Для определения зависимости сближения вала с втулкой от всех факторов, оказывающих влияние на контактную жесткость цилиндрического соединения, был применен статистический метод планирования экстремальных экспериментов [177]. Экспериментальные исследования проводились на специальной установке на образцах - валах и втулках, изготовленных из

стали 45 и термообработанных до HRC 40-45. Обработка исследуемых поверхностей образцов производилась точением и растачиванием резцами, оснащенными пластинками твердого сплава Т15К6. Исследовалось влияние следующих факторов: средние арифметические отклонения профилей шероховатости втулки $Ra_{вт}$ и вала $Ra_{вал}$, твердость материалов вала и втулки, зазор в цилиндрическом соединении и номинальный диаметр цилиндрического соединения. В результате анализа экспериментальных данных были получены эмпирические зависимости, позволяющие в комплексе оценить влияние диаметра, зазора, шероховатости и твердости вала и втулки на контактную жесткость цилиндрических соединений. Таким образом, экспериментальные исследования полностью подтвердили теоретические выводы [51, 102, 142] о том, что контактное сближение стыков, определяется качеством сопрягаемых поверхностей, которое зависит от технологических методов их обработки.

В работе [177] было проведено исследование, целью которого являлось выявление возможности повышения надежности работы шарикоподшипников за счет оптимизации и регуляризации микрорельефа, а также упрочнения поверхностного слоя беговых дорожек шарикоподшипников. Сопоставлялись шарикоподшипники серии 205К с внутренними кольцами, беговая дорожка которых шлифовалась и вибронакатывалась и выглаживалась при определенных режимах. В результате было выявлено, что динамическая грузоподъемность шарикоподшипников с упрочненным поверхностным слоем и с оптимальным регулярным микрорельефом повысилась в два раза. Уровень вибрации после полирования вибронакатанных колец составлял 72-74 дБ, что меньше допустимого для шарикоподшипников серии 205К, равного 80 дБ. Также в результате исследования было получено повышение долговечности шарикоподшипников с вибронакатанными кольцами соответственно на 22%

при 10-процентной и на 214% при 50-процентной вероятности их разрушения.

Влияние параметра волнистости на виброустойчивость деталей исследовано в работах Скопцова Л.М., Кузнецова Б.С. [146] на примере 24-х подшипников качения. Авторами показано, что увеличение высоты волнистости желобов внутренних колец подшипников качения типа 307 от 0,1 до 2,5 мкм вызывает повышение вибрации от 72 до 88 дБ, а увеличение высоты волнистости желобов наружных колец от 0,25 до 3 мкм повышает вибрации от 73,5 до 84 дБ, результатом чего является повышенный износ, возрастание динамических нагрузок, приводящее к разрушению тонких поверхностных слоев, и другие последствия, снижающие период эксплуатации деталей и надежность узла.

В результате механической обработки деталей машин в значительной мере изменяются физико-механические свойства поверхностного слоя, которые можно характеризовать эпюрами микротвердости и распределения остаточных напряжений по глубине. В работе [118] показано, что износ и усталостная прочность в значительной мере зависят от знака, величины и глубины залегания поверхностных остаточных напряжений. Причем остаточные напряжения оказывают влияние на износ поверхностей трения при упругом характере их взаимодействия и не оказывают влияния при пластическом контакте [142].

Шагом вперёд в технологии производства подшипников явилось использование керамики (нитрида кремния) для изготовления прецизионных шариков. Гибридные керамические подшипники имеют следующие преимущества [119]:

– более лёгкие керамические шарики меньше подвержены влиянию центробежной силы (масса керамических шариков на 60% меньше массы стальных шариков). Их использование позволяет повысить скорости

вращения на 30% без влияния на срок службы подшипников определённого диаметра;

- применение керамических шариков практически уничтожает действие механизма холодного «микросваривания» материала шарика с материалом подшипниковых колец, результатом чего является существенное увеличение срока службы подшипников;
- керамические шарики имеют близкую к идеальной форму. Вследствие этого генерация тепла на высоких оборотах резко снижается, что увеличивает срок службы смазки;
- применение керамических подшипников резко снижает уровень вибраций шпинделя. Экспериментальные исследования [119] показали, что гибридные керамические подшипники имеют более высокую жёсткость и более высокие частоты собственных колебаний. Это делает их менее чувствительными к внешним вибрациям.

Анализ проблемы точности приводит к выводу, что точностные параметры в машиностроении с течением времени будут все более ужесточаться. В ряде стран используется термин «нанотехнология», предусматривающее, прежде всего, изготовление и изменение параметров геометрического характера с точностью до одной миллиардной метра.

Однако метод снижения уровня динамики колебательных процессов за счет технологичности изготовления и сборки на сегодняшний день, на ведущих машиностроительных предприятиях практически себя исчерпал [85].

1.5. Обеспечение динамического качества шпиндельных узлов путем применения методов технической диагностики

Диагностирование — одна из важных мер обеспечения и повышения надёжности и качества технических объектов, в том числе и динамического. Основной задачей технической диагностики является распознавание

состояния технической системы в условиях ограниченной информации, поэтому теоретическим фундаментом для решения задач технической диагностики считают общую теорию распознавания образов. Вторым основным направлением технической диагностики является теория контролеспособности [99, 100, 126, 155], т.е. свойства изделия обеспечивать достоверную оценку его технического состояния и обнаружение неисправностей на начальной стадии их возникновения.

Структура технической диагностики приведена на рис. 1.11.

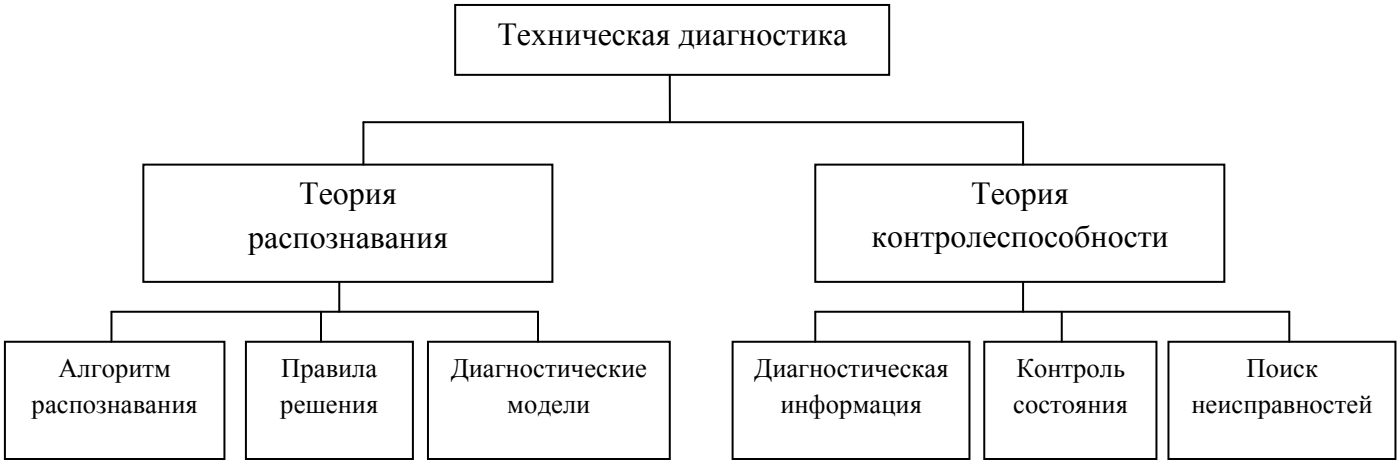


Рис. 1.11. Структура технической диагностики

Различают системы тестового и функционального диагностирования роторных машин.

Системы первого вида чаще применяют при изготовлении объекта, во время его ремонта и профилактики и при хранении. Такие системы целесообразно использовать также перед применением объекта и после него, когда необходимы проверка его исправности или поиск дефектов. В этом случае на объект диагностирования подаются специально организуемые тестовые воздействия.

Системы второго вида применяют при использовании объекта по назначению, когда необходимы проверка правильности функционирования и поиск дефектов, нарушающих последнее. При этом на объект поступают

только предусмотренные его алгоритмом функционирования (рабочие) воздействия.

Разработка и создание систем диагностирования включают: изучение объекта, его возможных дефектов и их признаков; составление математических моделей (формализованного описания) исправного (работоспособного) объекта и того же объекта в неисправных состояниях; построение алгоритмов диагностирования; отладку и опробование системы.

Приоритетными методами технической диагностики и контроля являются безразборные методы обслуживания оборудования, только по их фактическому состоянию [2, 56, 68, 83, 93, 94, 144, 160]. Это обеспечивает стабильность работы производства, позволяет прогнозировать время безаварийной работы оборудования, заранее заказать необходимые комплектующие для проведения ремонта.

На этапе эксплуатации динамическое качество обеспечивается мониторингом регламентированных выходных параметров системы и диагностированием состояния работоспособности системы. В статье [121] в рамках системного подхода к анализу динамического качества, задачи ее обеспечения решаются методами технической диагностики и мониторинга привода главного движения (ПГД) (и в том числе его основного узла – шпиндельного узла). Причем основное внимание уделено конструктивным особенностям узлов как элементов подсистемы и их динамическому качеству в эксплуатации (рис.1.12).

Рис.1.12. Системный подход к повышению динамического качества привода главного движения на основе мониторинга

В структуре мониторинга подсистемы привода главного движения выделены три уровня (рис.1.13), которые характеризуются динамикой процессов функционирования узлов подсистемы, т.е. охватывают все пространство ее состояний [121].

Рис. 1.13. Схема мониторинга привода главного движения по динамическим характеристикам (I, II, III – уровни структуры мониторинга)

В соответствии с концепцией системного подхода (рис.1.12), а также испытаний станков на динамическое качество разработаны методические основы мониторинга, проводимого на базе виброакустического анализа элементов конструкции станков на различных этапах их жизненного цикла.

Проведенные авторами исследования [121] позволили реализовать предложенную методику мониторинга по вибрационным характеристикам (рис.1.14). Результатом выполнения комплекса испытаний и мероприятий в рамках мониторинга стало эффективное повышение динамического качества токарных модулей.

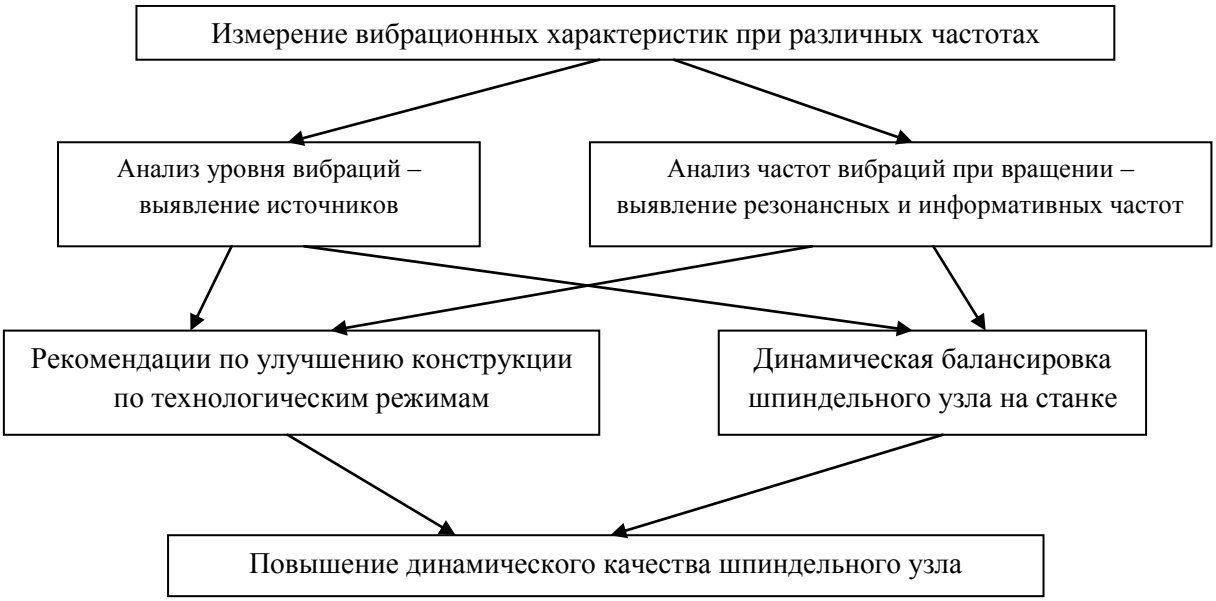


Рис. 1.14. Схема мониторинга шпиндельного узла по вибрационным характеристикам

Было установлено, что при прецизионной обработке деталей из медных и алюминиевых сплавов уровень вибраций шпиндельных узлов незначительно (10-15%) превышает уровень вибраций на холостом ходу, что обосновало возможность проведения измерений без резания. Сделан вывод, что источниками вибровозбуждения являются погрешности изготовления и сборки шпиндельных опор, неуравновешенность элементов шпиндельного узла и привода главного движения в целом.

Для обеспечения гарантированной точности обработки деталей на токарном оборудовании в работах [158, 159] предлагается учитывать текущее состояние шпиндельного узла. Это может быть реализовано, в частности, при использовании интеллектуальной системы управления (ИСУ) [157].

Для реализации поставленных задач была разработана система мониторинга состояния шпиндельного узла станка на базе нечеткой логики. [144]. Обобщенно система мониторинга ШУ представлена тремя блоками:

1) блок обработки входной информации;

2) блок нечеткой обработки;

3) блок принятия решения.

В качестве входных данных используются значения температуры в четырех точка шпиндельного узла (рис.1.15), а также расчетное значение радиальной составляющей усилия резания, приложенной к консоли шпиндельного узла. Радиальная жесткость шпинделя в общем случае представляет собой функцию от реально действующей нагрузки. Для учета нелинейного характера изменения жесткости использована нечеткая система, когда производится нечеткая оценка состояния шпиндельного узла, а также расчет текущего значения жесткости шпиндельного узла.

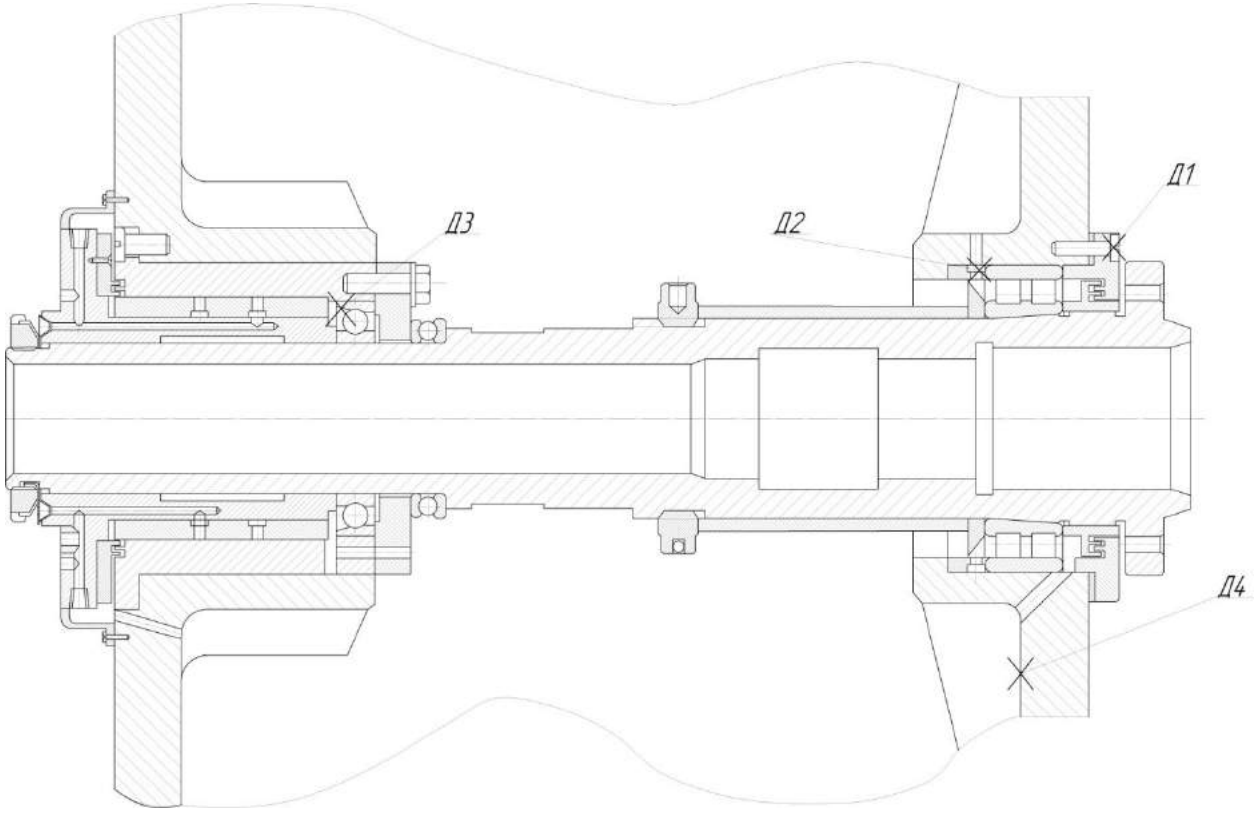


Рис.1.15. Схема расположения датчиков температуры
Д1,Д2,Д3,Д4-датчики температуры

При реализации системы мониторинга состояния ШУ определялись функции принадлежности входных нечетких переменных, для чего использовалась гибридная нейронная сеть.

Требования обеспечения безразборной оценки технического состояния ШУ в рабочих условиях выдвигают на передний план методы

виброакустической диагностики, как наиболее чувствительные к различным отклонениям параметров технического состояния от регламентированных значений. Эффективность методов виброакустической диагностики обусловлена органической связью используемой измерительной информации, содержащейся в виброакустических сигналах, с динамическими процессами возбуждения и распространения колебаний в ШУ. Важна также возможность автоматизации процессов получения и обработки измерительной информации с помощью современных ЭВМ и организации процедур диагностирования на основе математического аппарата теории распознавания образов [42, 62, 63].

Исследованиями в области практической вибродиагностики ШУ, и в частности, их элементов занималось большое количество исследователей [2, 16, 17, 18, 61, 69 95, 101, 163, 164]. Поскольку динамическое качество шпиндельных узлов в большинстве случаев обусловлено техническим состоянием опор, то методы диагностирования подшипниковых опор являются основными виброакустическими методами диагностирования шпиндельного узла в целом.

Методы виброакустической диагностики ШУ в общем можно условно разбить на три группы.

К первой группе относятся методы, основанные на выделении и анализе составляющих вынужденных колебаний, на частотах возбуждения, возникающие по причине появления различных дефектов элементов системы. Для ШУ на опорах качения именно опоры являются основными источниками вынужденных колебаний.

Для шарикоподшипниковых опор качения основные частоты возбуждения колебаний следующие: частота вращения шпинделя, частота вращения сепаратора, частота вращения тел качения, частоты мелькания тел качения по наружному и внутреннему кольцам [20].

Для выделения вынужденных частот возбуждения колебаний из сложного виброакустического сигнала вращающихся механизмов

используют гребенчатые и синхронно перестраиваемые с частотой вращения шпинделя фильтры. Обработка виброакустического сигнала с целью выявления и анализа диагностических признаков повреждения подшипника проводится методами спектрального и корреляционного анализа [42, 64]. В большинстве случаев диагностическими признаками являются амплитуды частот возбуждения и кратных им частот.

Вторую группу методов составляют методы диагностирования технического состояния в целом. Самым известным, получившим широкое применение, является метод ударных импульсов (SPM - Shock Pulse Metod), применяемый при диагностировании опор качения роторов, разработанный шведской фирмой SKF. Сюда же относятся методы, основанные на статистическом анализе вибраций и спектра огибающей временного сигнала.

В методе SPM подшипник качения рассматривается как генератор случайных импульсов, на каждый из которых прибор отдельно не реагирует [19]. Устанавливаются два значения - максимальное и пороговое, соответствующие большому числу импульсов за определенный промежуток времени. В зависимости от соотношения между этими значениями можно различать повреждение подшипника, загрязнение и недостаток смазочного материала. Однако, этот метод имеет существенные недостатки: необходимость установки датчика вибрации непосредственно в обойму диагностируемого подшипника и сложность идентификации в случае возникновения в вибросигнале однотипных импульсов, вызванных повреждениями в кинематических звеньях редукторов ШУ.

В основе статистического анализа вибраций лежит оценка статистических моментов первого, второго и высших порядков. Существует метод, основанный на оценке эксцесса четвертого порядка в четырех частотных диапазонах вибрации подшипника [42]. В зависимости от степени повреждения подшипника существенные изменения значений эксцесса происходят в той или иной полосе частот, вследствие чего данный метод может быть использован для прогнозирования ресурса и надежности опоры и

роторной системы в целом. Преимуществом данного метода является то, что он нечувствителен к изменениям скорости и нагрузки поврежденных опор.

Третью группу составляют методы анализа колебаний на резонансных частотах. То есть третью группу составляют методы анализа первой и второй группы, с той лишь разницей, что анализ проводится на резонансных частотах механизма или датчика. Сюда входят методы обнаружения зарождающихся дефектов опор, основанные на анализе изменения свойств амплитудной огибающей вибросигнала, на резонансных частотах системы или акселерометра [42]. В обоих случаях обнаружение и диагностирование дефектов подшипников качения базируется на теории воздействия последовательности ударных импульсов на резонансную частоту механической системы при периодическом попадании дефектов в зону контакта.

В работе [154] для оценки работоспособности основных методов вибрационной диагностики подшипников качения и выбора, наиболее информативных и помехозащищенных замеров автором было проведено несколько серий стендовых испытаний по усталостному разрушению на машине для испытания на долговечность модели ВНИПП-542, установленной на базе испытательной лаборатории инженерного центра ОАО «Европейская подшипниковая корпорация». Проведенный сравнительный анализ показал высокую информативность замера спектра огибающей высокочастотной составляющей временного вибрационного сигнала, особенно на этапах зарождения усталостных разрушений и развития одиночных дефектов, представляющих наибольший практический интерес. В ходе анализа результатов испытаний наряду с подтверждением эффективности метода были формализованы три основных недостатка, препятствующих его широкому практическому применению: наличие значимых шумовых составляющих (влияние работы соседних узлов), необходимость использования априорных данных (геометрические размеры подшипника) и отсутствие регламентированных норм.

1.6. Выводы по 1 главе

1. Проведенный обзор показателей динамического качества ШУ выявил, что наиболее важным показателем является динамическая податливость переднего конца шпинделя на частоте его вращения. Анализ многочисленных работ показал, что амплитуда колебаний на частоте вращения шпинделя значительно влияет на качество обработки детали. На основе анализа работ сделан вывод, что для высокоскоростных ШУ динамическая податливость переднего конца шпинделя практически полностью определяется динамической податливостью опор.

2. На основе анализа данных экспериментальных исследований выявлено что амплитуда сигнала вибрации ШУ на частоте вращения шпинделя на холостом ходу, хорошо коррелирована с амплитудой данной частоты в зоне резания в процессе обработки. Сделан вывод, что в качестве информативных характеристик анализа динамического состояния станка целесообразно использовать уровень вибрации ШУ на частоте вращения шпинделя без резания. Отмечено, что для процесса шлифования уровень сигнала вибрации, полученный при резании, превышает сигнал вибрации ШУ на холостом ходу около 10%.

3. Анализ источников литературы определил, что наиболее существенное влияние на обеспечение динамического качества ШУ оказывает такой конструктивный параметр как предварительный натяг опорных подшипников. Данный параметр формирует динамическую податливость опоры и АЧХ ШУ. Назначение предварительного натяга и практическое его осуществление является одной из сложных задач конструирования ШУ.

4. Обзор многочисленных работ по обеспечению динамического качества ШУ позволяет разделить применяемые методы на три группы: методы математического моделирования ШУ, методы обеспечения за счет технологичности изготовления и сборки ШУ и обеспечение динамического

качества ШУ путем применения методов технической диагностики. Анализ данных работ выявил, что наиболее перспективными на современном этапе развития станкостроения являются методы математического моделирования ШУ и методы диагностирования и мониторинга технического состояния ШУ.

5. Проанализировав исследования и публикации, сделано заключение, что существующие математические модели опор ШУ на подшипниках качения с упругой характеристикой типа Герца не имеют точных аналитических решений и визуально понятных выражений описания механизма возникновения колебательных процессов в моделируемом объекте и мало способствует принятию решения выбора направления внесения конструктивных изменений в проектируемый узел.

6. Анализ работ по обеспечению динамического качества и эксплуатационных свойств ШУ методами технической диагностики показал, что большинство подобных задач решается путем анализа вибраций составляющих элементов узла. В основе анализа вибросигнала большинство работ используют методы анализа мощности соответствующих частот и частотных диапазонов. По мнению многих исследователей наиболее перспективным путем вибродиагностирования является анализ вибросигнала на резонансных частотах ШУ или используемого для диагностирования датчика.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОПОРЫ ПРЕЦИЗИОННОГО ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

В настоящее время в конструировании наблюдается тенденция создания ШУ с жестким шпинделем на упругих опорах [85], что позволяет при моделировании пренебречь изгибной жесткостью шпинделя и свести в целом моделирование узла к моделированию опоры.

Большинство разработанных математических моделей опор шпиндельных узлов на подшипниках качения, лишены визуально понятных механизмов образования колебаний [38]. При задании нелинейной упругой характеристики опор решение математических моделей ведется практически всегда численными методами с использованием тяжелых программных пакетов типа Ansys, Nastran, MathLab и т.д., что приводит к отсутствию качественных зависимостей входных и выходных величин. Решение упрощенных моделей, использующих линейные упругие характеристики опор весьма неточно, с погрешностями порядка нескольких десятков процентов [85]. Поэтому имеет актуальность исследование функциональной зависимости, которая бы аналитически описывала реакцию опоры на динамическое воздействие со стороны шпинделя с учетом конструктивных параметров, при этом имеющая точное решение.

В данной главе рассматривается модель опоры шпинделя с радиально-упорным шарикоподшипником с нелинейной упругой характеристикой типа Герца. Модель может быть также распространена на радиальный подшипник с наличием зазора. В модели учитываются технологические погрешности изготовления подшипников, частота вращения шпинделя, силовые факторы, действующие на опору со стороны вращающегося шпинделя, усилие предварительного натяга подшипника, приведенная к опоре сила резания, контактные жесткости соединений "подшипник-корпус узла" и "корпус-станина". Влияние зазора не рассматривается, вследствие того, что в опорах

прецизионных шпиндельных узлов подшипники устанавливаются с существенным предварительным натягом, но при его наличии может быть учтено в расчетной схеме.

В настоящей главе решена задача, сформулированная в главе 1, а именно: разработка и аналитическое решение математической модели опоры ШУ с нелинейной упругой характеристикой методами динамических аналогий и комплексного расчета

2.1. Структурно-параметрическая модель шпиндельной опоры качения

В качестве основы разработанной модели подшипника использовалась наиболее распространенная плоская геометрическая модель радиально-упорного подшипника с двумя степенями свободы в радиальных направлениях [109] разновидности которой использованы в работах [185, 187, 188 и др.] для определения зависимости влияния величины зазора на динамические характеристики подшипникового узла.

Элементы подшипников с достаточной для практики степенью точности можно считать жесткими телами, локально упругодеформируемыми в малых областях контакта. Аналогичное предположение часто верно для шпинделя, особенно высокоточных шпиндельных узлов [36]. Как следствие возможно представление подшипникового узла в виде системы взаимосвязанных сосредоточенных масс, особенно при наличии натяга, т.к. при зазоре между элементами их «взаимодействие» сложно назвать связью. Результирующие колебания таких элементов как масса шпинделя, наружного кольца и корпуса шпиндельного узла при этом будут определяться векторной суммой их перемещений по направлениям их контакта с телами качения.

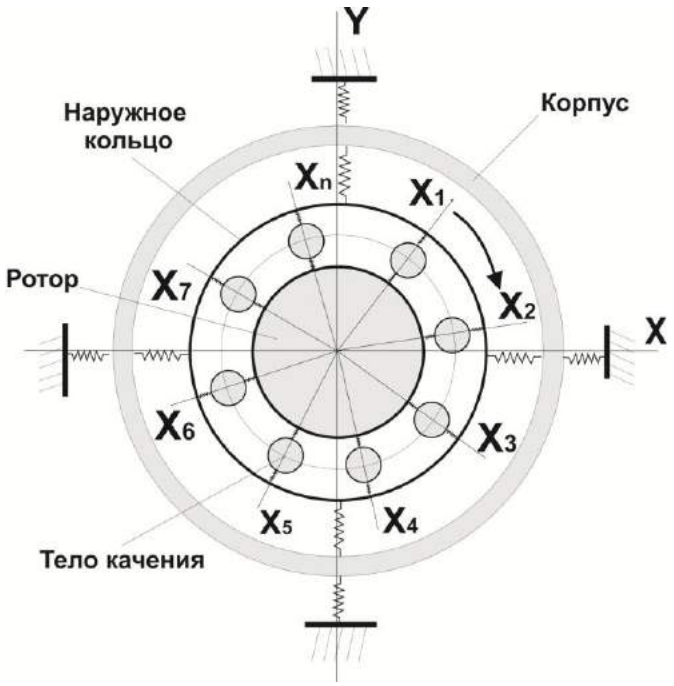
Особенностью рассматриваемых подшипников качения, используемых в быстроходных прецизионных шпиндельных узлах, является конструкция, в которой отсутствует внутреннее кольцо. Дорожкой внутреннего кольца подшипника является поверхность шпинделя, что исключает возможность

перекоса кольца при посадке, при этом такая опора называется совмещенной [36]. Далее, в настоящей главе, для универсальности описания модели опоры, будем считать, что внутреннее кольцо существует, но оно абсолютно жестко посажено на шпиндель.

На рис. 2.1 приведены геометрическая модель (а) и обобщенная расчетная схема (б) опоры высокоскоростного шлифовального шпинделя. На схеме рассматривается плоская модель радиально-упорного шарикоподшипника с постоянным углом контакта, при этом из геометрических соображений использованы проекции векторных величин радиально-упорного подшипника на радиальную плоскость.

Модель имеет одну неподвижную и несколько подвижных систем координат, число которых равно количеству шариков в обойме. Подвижные системы координат вращаются относительно неподвижной с угловой скоростью, равной скорости вращения сепаратора ω_c, т.е. геометрический центр шарика лежит на оси соответствующей подвижной системы координат.

В модели приняты следующие допущения: отсутствует скольжение шариков, профиль беговых дорожек неизменен, угол контакта постоянен, отсутствует гироскопический эффект при верчении шариков.



а

б

Рис.2.1. Геометрическая модель (а) и расчетная схема (б) подшипниковой опоры шпиндельного узла

Расчетная схема на рис. (2.1, б) учитывает влияние обратной связи по амплитуде, т.е. влияние перемещения ротора на амплитуду периодической возмущающей силы, вызванной начальным дисбалансом шпинделя. Периодическая сила будет вычисляться по формуле:

$$F_p = m_1 e \omega_p^{\,2}, \qquad (2.1)$$

где m_1 – приведенная на опору масса шпинделя, e – динамический эксцентриситет, ω_p – угловая скорость вращения шпинделя.

Расчет динамического эксцентриситета носит чисто геометрический характер (рис. 2.2) и вычисляется как модуль векторной суммы начального дисбаланса и колебаний приведенной массы ротора вдоль подвижных осей координат

$$e = \left| \vec{e}_0 + \vec{x}_{1_1} + \vec{x}_{1_2} + \ldots + \vec{x}_{1_n} \right|. \qquad (2.2)$$

На рис.2.2 точка O является центром неподвижной системы координат и лежит на оси вращения шпинделя, точка O' - центр сечения шпинделя, а точка M - центр тяжести приведенной на опору массы. Расстояние отрезка $O'M$ есть начальный дисбаланс или эксцентриситет. Смещение OO' является результирующей векторной суммы колебаний $\vec{x}_{1_1} + \vec{x}_{1_2} + ... + \vec{x}_{1_n}$. Величина отрезка OM при этом является значением динамического эксцентриситета [125].

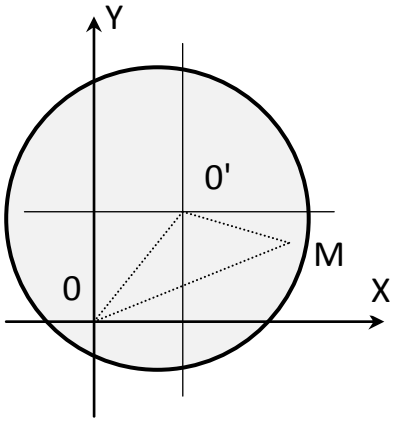


Рис.2.2. Геометрическая интерпретация динамического эксцентриситета

Аналогичный подход используется для определения колебаний корпуса относительно неподвижной системы координат. Обозначив колебания приведенной на опору массы корпуса m_4 вдоль n-ой подвижной оси как $x4$ для их проекций относительно оси Y неподвижной системы координат можно записать:

$$\left(x_{4_n}\right)_Y = x_{4_n} \cos\left(\omega_c \cdot t + \phi_0 + \frac{2\pi \cdot \left(n-1\right)}{z}\right). \qquad (2.3)$$

В выражении (2.3) x_{4n} колебание массы m_4 вдоль n-ой подвижной оси, а выражение под знаком косинуса есть угол между подвижной осью x_n и осью Y неподвижной системы координат.

Тогда из геометрических соображений результирующее перемещение массы m_4 вдоль оси *Y* будет равно сумме проекций колебаний вдоль подвижной оси, на неподвижную ось:

$$x_{4_Y} = \sum_{n=1}^{z} \left(x_{4_n} \right)_Y , \qquad (2.4)$$

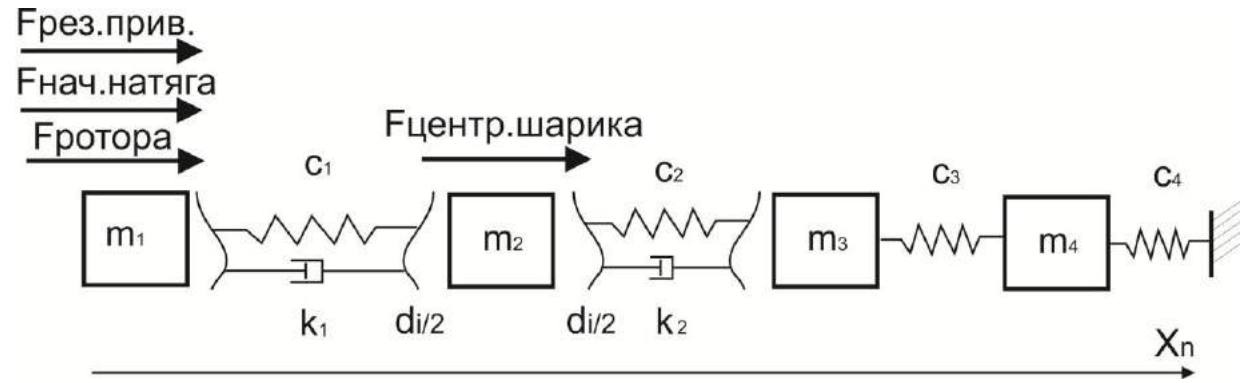
где z – число тел качения в подшипнике. Данные выражения справедливы при условии, что корпус деформируем лишь локально в местах контакта.

2.2. Математическая модель подшипниковой опоры шпиндельного узла

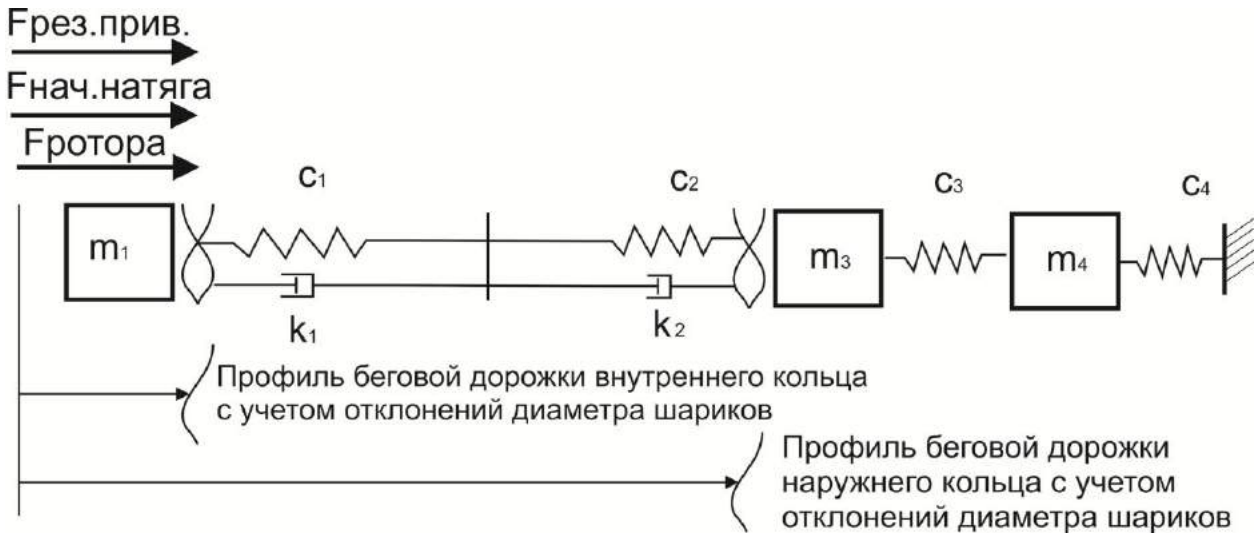
Жесткостные характеристики подшипников качения, в особенности шарикоподшипников, имеют ярко выраженный нелинейный характер. Установка подшипника качения в опору с линейной жесткостью c_3 подсистемы «наружное кольцо-узел» (рис. 2.3), создает конструктивную механическую систему с сочетанием линейных и нелинейных жесткостей, где m_1 - приведенная на опору масса шпинделя; m_2 - масса шарика; m_3 - масса наружного кольца; m_4 - приведенная к опоре масса корпуса шпиндельного узла; c_1 - нелинейная жесткость подсистемы «внутреннее кольцо-шарик»; k_1 - коэффициент вязкого сопротивления подсистемы «внутреннее кольцо-шарик»; c_2 - нелинейная жесткость подсистемы «шарик-наружное кольцо»; k_2 - коэффициент вязкого сопротивления подсистемы «шарик-наружное кольцо»; c_3 - жесткость подсистемы «наружное кольцо-узел»; c_4 - жесткость подсистемы «узел-станина»; $F_{нач.нат.}$ - сила предварительного натяга; $F_{ротора}$ - сила периодического характера, вызванная дисбалансом шпинделя; $F_{рез.прив.}$ - сила резания, приведенная к опоре; d_i - погрешность профиля шарика, выраженная как изменение его диаметра; $F_{центр.шар}$ - центробежная сила шарика, значение которой возрастает с частотой вращения сепаратора.

k_3 и k_4 - коэффициенты вязкого сопротивления деформации подсистем «наружное кольцо-узел» и «узел-станина» соответственно. Данные коэффициенты не учтены в виду их малых значений. Однако при необходимости их учет в линейной постановке не вызовет особых сложностей, кроме увеличения громоздкости выражений.

Рассмотрим колебательную систему вдоль одной из подвижных осей. Такая колебательная система представляет собой четыре упруго и диссипативно связанные сосредоточенные массы (рис. 2.3, а),



а



б

Рис.2.3. Механическая система вдоль одной из подвижных осей с учетом (а) и без учета (б) массы шарика.

Масса шпинделя m_p приводится на опору по схеме, приведенной на рисунке 2.4. Расстояния *a* и *b* есть расстояния от центра тяжести шпинделя до соответствующей опоры.

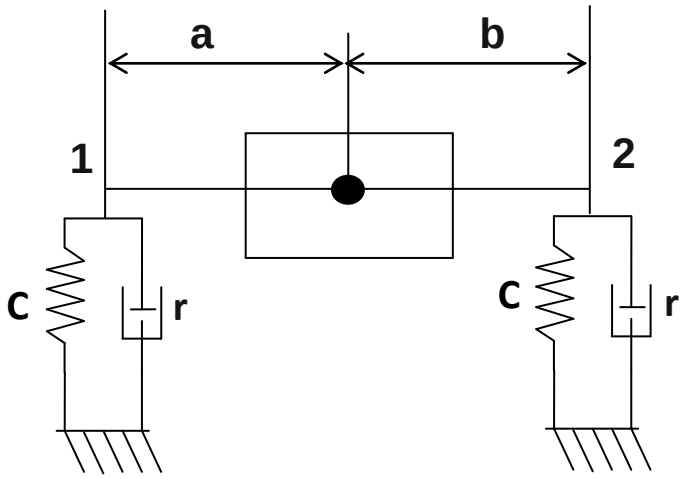


Рис.2.4. Схема приведения массы шпинделя на опору

Приведенные массы вычисляются по формулам:

для опоры 1

$$m_1 = m_p \cdot \frac{b}{a+b}, \tag{2.5}$$

для опоры 2

$$m_1' = m_p \cdot \frac{a}{a+b}. \tag{2.6}$$

Для приведения массы узла к опоре и вычисления массы m_4 используется аналогичный подход.

Массой шарика m_2 пренебрежем и примем равной нулю в связи с тем, что масса шарика меньше масс остальных элементов более чем на порядок и таким образом упростим механическую систему до системы из трех сосредоточенных масс (рис.2.3, б). Центробежной силой, действующей на шарик, соответственно также можно пренебречь. При этом влияние погрешности профиля шарика сохраняется. Система дифференциальных

уравнений описывающих движение масс упрощенной механической системы, изображенной на рис. 2.3, приведена ниже:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = F_{источн} - c_{общ}\left[x_1 - x_3 + A(t)\right] - k_{общ}\left[x_1 - x_3 + A(t)\right]'; \\ m_3\ddot{x}_3 = c_{общ}\left[x_1 - x_3 + A(t)\right] + k_{общ}\left[x_1 - x_3 + A(t)\right]' - c_3\left(x_3 - x_4\right); \\ m_4\ddot{x}_4 = -c_4 x_4 + c_3\left(x_3 - x_4\right), \end{cases} \quad (2.7)$$

где $c_{общ}$ - общая нелинейная жесткость подсистемы «шпиндель-наружное кольцо», равная $c_{общ} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$, $A(t)$ - суммарное кинематическое возмущение, вызванное неровностями профилей беговых дорожек колец и шарика, $k_{общ}$ - общий коэффициент вязкого сопротивления, равный сумме коэффициентов k_1 и k_2, x_i – перемещение соответствующей i-той массы, $F_{источн}$ - проекция вектора суммарного силового воздействия со стороны шпинделя на заданную ось:

$$\vec{F}_{источн} = \vec{F}_{пред.натяг} + \vec{F}_{период.} + \vec{F}_{тяж} + \vec{F}_{рез.прив.}, \quad (2.8)$$

где $\vec{F}_{пред.натяг}$ - сила предварительного натяга, $\vec{F}_{период.}$ - периодическая сила вызванная дисбалансом шпинделя, $\vec{F}_{тяж}$ - сила тяжести, значение которой зависит от расположения шпинделя, $\vec{F}_{рез.прив.}$ - сила резания, приведенная к опоре.

Контактные жесткости c_1 и c_2 являются величинами нелинейными, значения которых зависят от приложенной нагрузки и вычисляются [2]:

$$c_n = \frac{1}{a_n} \cdot F^{\frac{1}{3}}, \quad (2.9)$$

где F – приложенная нагрузка, a_n - числовой коэффициент зависящий от типоразмера подшипника и упругих постоянных материала колец и шариков [36, 20, 85 и т.д.].

Контактная деформация определяется, исходя из статической упругой характеристики по теории Герца, которая рассматривает статический контакт двух тел при следующих предположениях:

- материалы соприкасающихся тел однородны, изотропны и идеально упруги;
- область контакта мала по сравнению с радиусами кривизны поверхностей;
- силы давления нормальны к поверхности контакта тел;
- трение отсутствует.

При указанных допущениях контактная деформация δ равна [17]:

$$\delta = \frac{2K}{\pi\mu} \cdot \left\{ \frac{3F}{2\sum\rho} \left[\frac{\left(1-\varepsilon_I^2\right)}{E_I} + \frac{\left(1-\varepsilon_{II}^2\right)}{E_{II}} \right] \right\}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sum\rho}{2}, \tag{2.10}$$

$$\sum\rho = \frac{1}{r_{I1}} + \frac{1}{r_{I2}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}}, \tag{2.11}$$

где $\varepsilon_I, \varepsilon_{II}$ - коэффициенты Пуассона, E_I, E_{II} - модули упругости, $\sum\rho$ - сумма главных кривизн, r_{I1}, r_{I2} r_{II1} r_{II2}-радиусы тел вращения *I* и *II* в двух взаимно перпендикулярных плоскостях 1 и 2 (рис. 2.5), *F* - приложенная сила [20].

Параметры μ, K в выражении (2.10) являются числовыми коэффициентами и характеризуют распределение давлений между соприкасающимися телами и их сближения и определяются с помощью вспомогательной величины $\cos\tau$ называемой разностью кривизн:

$$\cos\tau = \frac{\left(\rho_{I1} - \rho_{I2}\right) + \left(\rho_{II1} - \rho_{II2}\right)}{\rho_{I1} + \rho_{I2} + \rho_{II1} + \rho_{II2}}, \tag{2.12}$$

где $\rho_{I1} = \frac{1}{r_{I1}}, \rho_{I2} = \frac{1}{r_{I2}}, \rho_{II1} = \frac{1}{r_{II1}}, \rho_{II2} = \frac{1}{r_{II2}}$.

Зависимость параметров μ, $\frac{2K}{\pi\mu}$ от $\cos\tau$, приведена в виде таблиц и графиков в [15, 85].

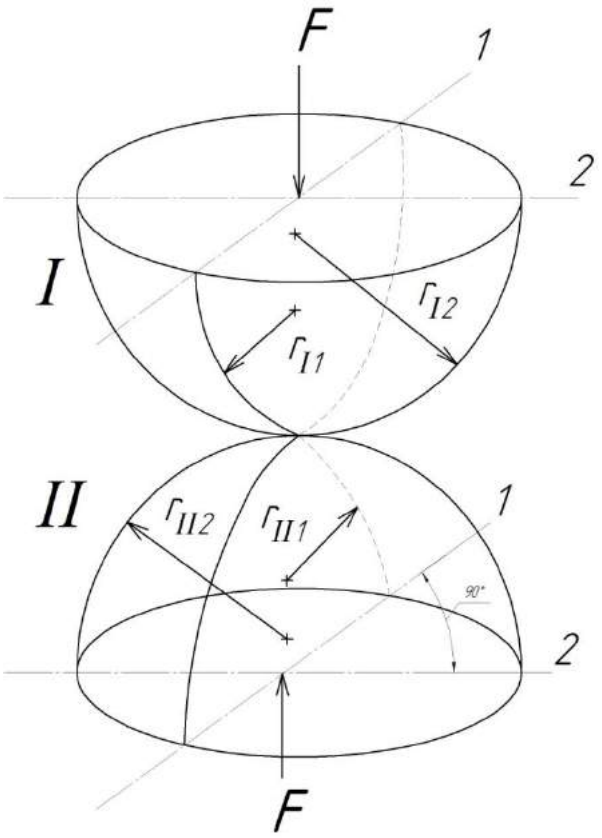


Рис. 2.5. Точечный контакт тел вращения

Многочисленные исследования указывают, что при статическом нагружении вычисленные по Герцу размеры поверхностей контакта и сближения хорошо согласуются с экспериментально измеренными [109].

Формулу (2.10) можно переписать в виде $\delta = a \cdot F^{\frac{2}{3}}$, где а – числовой коэффициент, зависящий от типоразмера подшипника и упругих постоянных материала колец и шариков [20, 36, 85].

В табл. 2.1. приведены геометрические характеристики радиально-упорного шарикоподшипника KOYO 7001 и ориентировочные данные массо-жесткостных характеристик модели. Данный шарикоподшипник является приближенным аналогом радиально-упорного шарикоподшипника 2-76101Е, данные которого отсутствуют в широком доступе. Подшипник 2-76101Е используется в опорах высокоскоростного шлифовального мотор - шпинделя,

являющего объектом стенда для экспериментального исследования усилия предварительного натяга в главах 3 и 4 настоящей работы.

Таблица 2.1

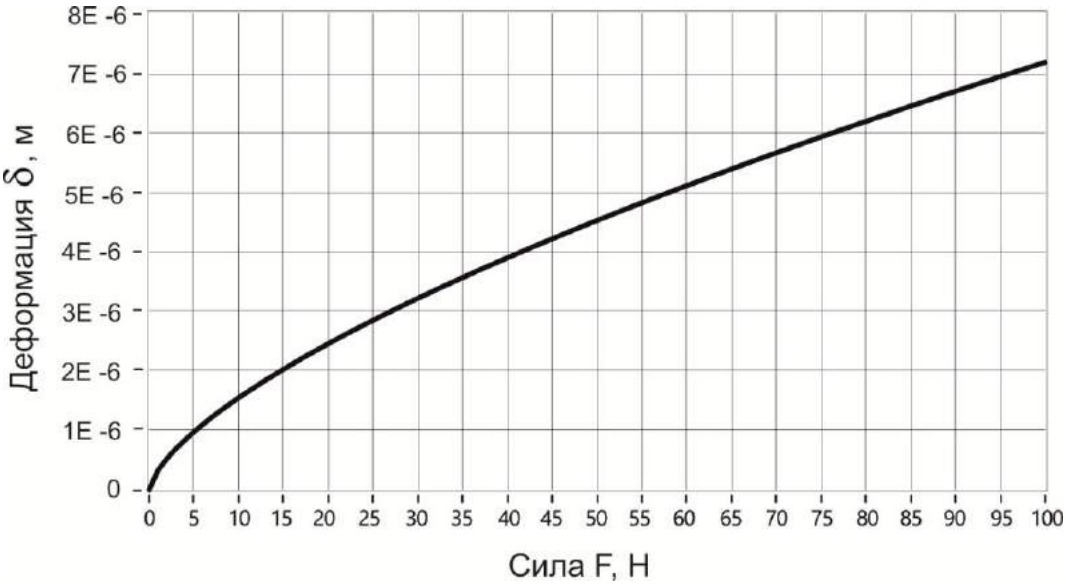
Характеристики радиально-упорного шарикоподшипника KOYO 7001

Наименование характеристики	Значение
Средний диаметр подшипника, мм	20
Диаметр тел качения (шариков), мм	3,96
Число тел качения, шт.	8
Радиус канавок, мм	2
Угол контакта, град	15
Демпфирование в подшипнике, Нсек/м	100-400
m_1- приведенная масса шпинделя ,кг	0,101
m_4- масса корпуса, кг	3,046
m_3, - масса наружного кольца, кг	0,012
c_3- жесткость подсистемы «наружное кольцо-узел», Н/м	$10^7 \div 2 \cdot 10^7$
c_4- жесткость подсистемы «узел-станина», Н/м	$10^8 \div 2 \cdot 10^8$

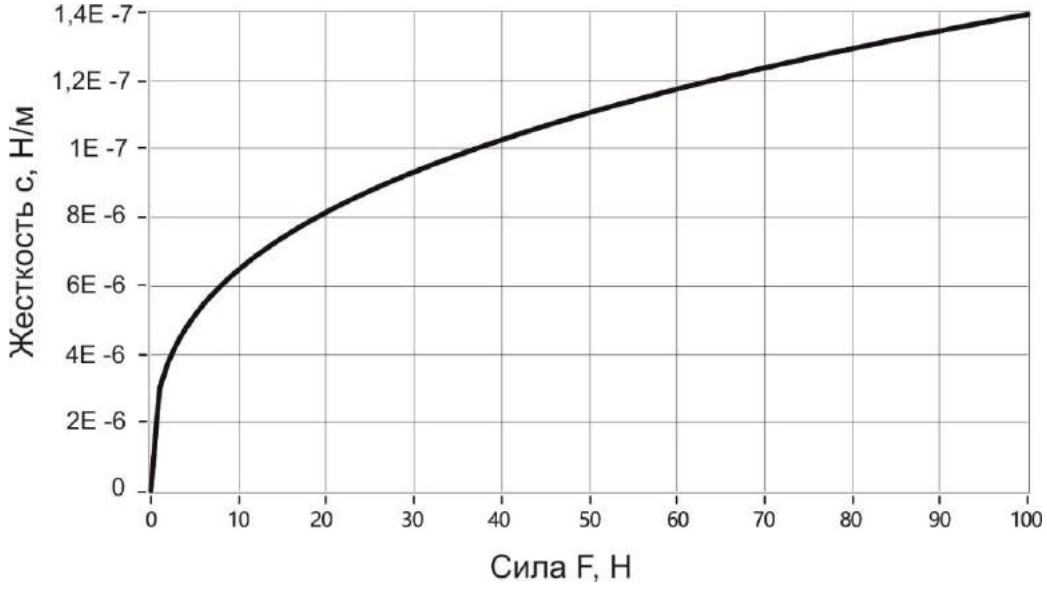
В связи с этим при дальнейших расчетах при нахождении числовых коэффициентов, зависящих от типоразмера подшипника, и построения графиков будут использованы данные табл.2.1. Используя данные табл.2.1 и методику расчетов, описанную в работе [20], выражение контактной деформации можно записать:

$$\delta = 33{,}3 \cdot 10^{-7} \cdot F^{\frac{2}{3}} \qquad (2.13)$$

В выражении (2.13) контактная деформация δ измеряется в метрах, а сила F в Ньютонах. Графики зависимостей контактной деформации и нелинейной жесткости от приложенной силы приведены на рис. 2.6.



а)



б)

Рис.2.6. Графики зависимостей контактной деформации (а) и нелинейной контактной жесткости (б) от приложенной силы.

Величина $A(t)$, приведенная в формулах (2.7), есть суммарное кинематическое возмущение, вызванное неровностями дорожек качения колец и линии качения шариков [127]. Подобные возмущения могут быть вызваны как технологическими погрешностями изготовления, так и дефектами, возникшими на стадии эксплуатации. В общем случае функцию кинематического возмущения можно аппроксимировать любым рядом, но

наиболее рациональным будет аппроксимация тригонометрическим рядом, потому как составляющие функции кинематического возмущения являются периодическими функциями с периодом 2π. Профили беговых дорожек качения представим в виде ряда Фурье, как функции изменения радиусов, а линию качения шарика как функцию изменения диаметра данного шарика (рис. 2.7), где $R_{BH}(\psi)$ - функция изменения радиуса, описывающая профиль беговой дорожки внутреннего кольца, $R_H(\psi)$- функция изменения радиуса, описывающая профиль беговой дорожки наружного кольца, $D_ш(\psi)$- функция, описывающая изменение диаметра шариков.

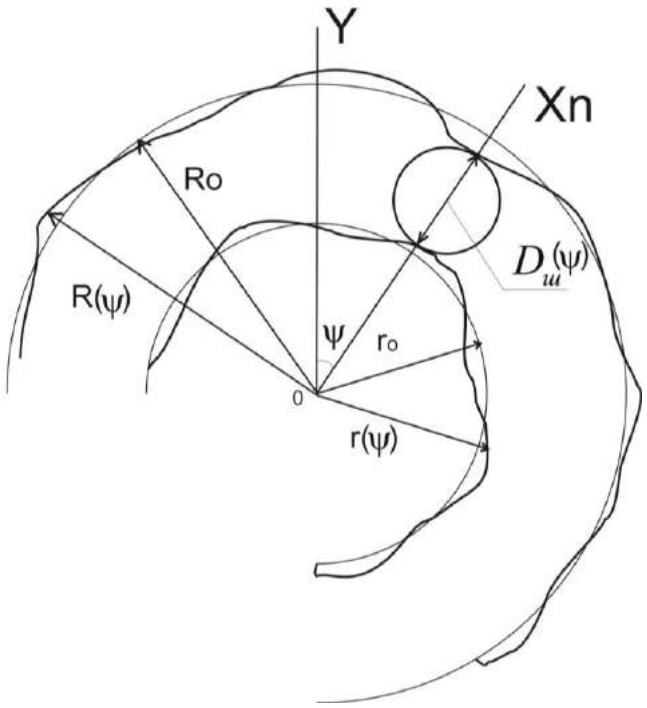


Рис.2.7. Графическое пояснение к функции кинематического возмущения

С учетом вышеизложенного, выражение для кинематического возмущения запишется как:

$$A_i(t) = (R_H(\psi) - R_{BH}(\psi) - D_{ш_i}(\psi)), \qquad (2.14)$$

где $R_H(\psi)$, $R_{BH}(\psi)$, $D_{ш_i}(\psi)$ - радиусы профилей беговых дорожек наружного и внутреннего колец подшипника и диаметра *i*-го шарика в точке

его контакта с беговыми дорожками. Параметры $R_H(\psi)$, $R_{BH}(\psi)$, $D_{ш_i}(\psi)$ являются функциями фазы ψ (рис. 2.7), которая изменяется с течением времени с угловыми скоростями: сепаратора ω_c, ротора относительно сепаратора (ω_p -ω_c), верчения шарика $2\cdot\omega_ш$ соответственно.

При условии разложения в ряд Фурье формулу (2.14) можно записать в виде:

$$A_i(t) = (R_{H_O} - R_{BHo} - D_{ш_O}) + \sum_{m,n=1}^{\infty} \left(\begin{array}{l} A_n \cdot \cos\left(n\cdot\psi + \omega_c \cdot t + \frac{2\pi}{z}(i-1) + \phi_n \right) - \\ A_m \cdot \cos(m\cdot\psi - (\omega_p - \omega_c)\cdot t + \\ \frac{2\pi}{z}\cdot(i-1) + \phi_m) - \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cdot \cos(k\cdot\psi + 2\cdot\omega_ш \cdot t + \phi_k) \end{array} \right), \quad (2.15)$$

где $\omega_p, \omega_c, \omega_ш$ - частоты вращения ротора, сепаратора и верчения шариков соответственно, i - номер шарика, z - количество шариков в обойме, A_n, A_m, A_k - амплитуды гармонических составляющих радиусов профилей беговых дорожек наружного и внутреннего колец и диаметров шариков соответственно, ϕ_n, ϕ_m, ϕ_k - начальные фазы гармонических составляющих радиусов профилей беговых дорожек наружного и внутреннего колец и диаметров шариков соответственно; $R_{H_O}, R_{BH_O}, D_{ш_O}$ - постоянные составляющие радиуса профилей беговых дорожек наружного и внутреннего колец и диаметра шариков.

В итоге можно сделать заключение, что для двухстепенной модели предложенная модель является наиболее полной, т.е. учитывает большинство факторов, влияющих на динамическое качество опоры и шпиндельного узла в целом. Преимущественными отличиями настоящей модели от других имеющихся в литературе многочисленных математических моделей, является учет нелинейной характеристики контактной деформации опоры и представление модели опоры в виде трех сосредоточенных упруго связанных масс, в то время как большинство рассматриваемых моделей в литературе являются одно- или двух массовыми математическими моделями.

2.3. Динамические аналогии математической модели подшипниковой опоры

Известно, что существует динамическая аналогия между механическими, электрическими, акустическими и тому подобными системами, основанная на формальном сходстве дифференциальных уравнений, описывающих колебательные движения этих систем. В связи с этим исследования дифференциального уравнения движения одной системы, могут быть распространены на динамически аналогичные системы иной природы [123].

Математика анализа электрических цепей имеет хорошо развитый аппарат. При наличии в электрической схеме нелинейных активных или реактивных элементов в электротехнике существуют методы, позволяющие их поэтапное решение, например, метод эквивалентного генератора [67, 172]. Метод позволяет отделить нелинейный элемент, провести расчет линейной части электрической схемы и представить в виде эквивалентного генератора с внутренним сопротивлением, к выводам которого далее присоединяется нелинейный элемент. При известной аналитически описанной характеристике нелинейного элемента метод позволяет провести анализ и получить аналитическое решение. В расчетах электрических цепей широко распространен метод комплексного расчета (метод комплексных амплитуд) или символический метод расчета [67, 172]. Данный метод был впервые применен О. Хевисайдом и предназначен для расчета цепей в установившемся режиме, содержащих реактивные элементы и переменные составляющие токов и напряжений. Для реактивных элементов определяется их комплексный импеданс, а токи и напряжения, имеющие временные зависимости, представляются в виде комплексных амплитуд. Эти факторы, затрудняющие математическое описание схемы, перенесены в сигнал: все параметры зависят от частоты гармонического сигнала и являются комплекснозначными. На практике часто используется символическая

запись, когда сигнал, имеющий временную зависимость, умножается на частотно-зависимый импеданс, при этом, конечно, подразумевается фильтрация сигнала. Далее задача анализа решается как для цепи на постоянном токе, например, методом контурных токов или узловых потенциалов [67]. В сущности метод комплексного расчета позволяет перевести громоздкие дифференциальные уравнения, описывающие электрическую схему, в простые алгебраические. Во многом комплексный метод расчета схож с операторным методом Лапласа.

Механической системе соответствуют две электрические системы аналогий. Соответствие параметров всех систем приведено в табл.2.2.

Таблица 2.2

Соответствие параметров

Механическая система	**Электрическая система**	
	Первая система аналогий	**Вторая система аналогий**
Перемещение $h = \int v\,dt$	Заряд $q = \int i\,dt$	Потокосцепление $\Psi = \int u\,dt$
Скорость V=h'	Ток I=q'	Напряжение U=Ψ'
Сила P	ЭДС e	Ток i
Масса m	Индуктивность L	Емкость C
Механическое сопротивление r	Сопротивление R	Проводимость G
Жесткость c	Инверсная емкость $C=c^{-1}$	Инверсная индуктивность Г
Кинетическая энергия $T_M = \frac{1}{2}\cdot m\cdot v^2$	Энергия магнитного поля $W_M = \frac{1}{2}\cdot L\cdot i^2$	Энергия электрического поля $W_e^{'} = \frac{1}{2}\cdot C\cdot u^2$
Потенциальная энергия $\Pi_M = \frac{1}{2}\cdot C\cdot h^2$	Энергия электрического поля $W_e = \frac{1}{2}\cdot S\cdot q^2$	Энергия магнитного поля $W_M^{'} = \frac{1}{2}\cdot \Gamma\cdot \Psi^2$
Мощность рассеяния $D_M = \frac{1}{2}\cdot r\cdot v^2$	Мощность рассеяния $D_e = \frac{1}{2}\cdot R\cdot i^2$	Мощность рассеяния $D_e^{'} = \frac{1}{2}\cdot G\cdot u^2$

Первая система аналогий более «физична» и интуитивно понятна. При расчетах уравнений первой системы в основе лежит второй закон Кирхгофа, при расчетах второй системы - первый закон Кирхгофа.

Из первой системы аналогий видно, что ЭДС в электрической цепи аналогична силе, индуктивность аналогична массе и обладает инерционностью, и энергия, запасаемая в магнитном поле, является кинетической энергией. Конденсатор, аналогично пружине, запасает энергию, которую логично считать потенциальной. Активное сопротивление действует аналогично механическому вязкому сопротивлению, и энергия, выделяемая на нем, рассеивается в виде тепла.

Таким образом, уравнениям (2.7) механической системы по первой системе аналогий табл. 2.2 можно сопоставить уравнения электрической системы:

$$\begin{cases} L_1 \dfrac{di_1}{dt} = E_{источн} - \dfrac{1}{C_{ем.нел.}} \cdot \left[q_1 - q_3 + q(t) \right] - R_{общ} \cdot \left[q_1 - q_3 + q(t) \right]'; \\ L_3 \dfrac{di_3}{dt} = \dfrac{1}{C_{ем.нел.}} \cdot \left[q_1 - q_3 + q(t) \right] + R_{общ} \cdot \left[q_1 - q_3 + q(t) \right]' - \dfrac{1}{C_{ем.3}} \cdot (Q_3 - Q_4); \\ L_4 \dfrac{di_4}{dt} = -\dfrac{1}{C_{ем.4}} \cdot q_4 + \dfrac{1}{C_{ем.3}} \cdot (q_3 - q_4). \end{cases} \quad (2.16)$$

Данная система дифференциальных уравнений описывает баланс напряжений по трем контурам электрической схемы.

Уравнения, описывающие исследуемое явление, устанавливают зависимость между числовыми значениями входящих в них величин посредством коэффициентов пропорциональности, значения которых зависят от выбранной системы единиц измерения. Для того, чтобы при моделировании аналогичные явления были подобными, соотношения между моделируемыми и моделирующими величинами должны удовлетворять соответствующим условиям.

Условия подобия вытекают из уравнений [123]:

$$m\ddot{x} + \kappa\dot{x} + cx = F(t). \quad (2.17)$$

$$\frac{K_1K_4}{K_5K_0^2}L\ddot{q}+\frac{K_2K_4}{K_5K_0}R\dot{q}+\frac{K_3K_4}{K_5}\frac{1}{C}q=e(t) \qquad (2.18)$$

,

где K_i - масштабные коэффициенты:

$$K_1=\frac{m}{L},\quad K_2=\frac{k}{R},\quad K_3=cC,\quad K_4=\frac{x}{q},\quad K_5=\frac{F}{e},\quad K_0=\frac{t}{\tau}.$$

Размерности всех слагаемых в левой части уравнения электрической системы должны соответствовать размерности правой части, т. е. должны быть выражены в вольтах. Поэтому все комплексы масштабных коэффициентов, стоящих множителями в левой части этого уравнения, являются безразмерными величинами [123].

Для того чтобы моделирующее явление было аналогично моделируемому явлению, необходимо, чтобы уравнение электрической части было идентично уравнению механической. Это возможно в том случае, если комплексы масштабных коэффициентов, стоящих множителями в левой части уравнения электрической части, равны единице, т. е.

$$\frac{K_1K_4}{K_5K_0^2}=1,\qquad \frac{K_2K_4}{K_5K_0}=1,\qquad \frac{K_3K_4}{K_5}=1 \qquad (2.19)$$

Приведенные соотношения (2.19) называются индикаторами подобия и являются условиями подобия моделируемого механического явления моделирующему электрическому явлению [123]. Так как число индикаторов подобия равно трем, а число масштабных коэффициентов - шести, то независимыми масштабными коэффициентами могут быть лишь три.

Принятие скорости моделируемого и моделирующего процессов одинаковыми, значит, что отношение времени t моделируемого и τ моделирующего явлений равно, то есть $K_0=1$. Используя систему СИ и подставляя соответствующие размерности в выражения (2.19), найдем и составим таблицу основных размерностей для обеспечения полной аналогии электрической и механической систем.

Таблица 2.3

Основные размерности электрической и механической систем

Механическая система	**Размерность**	**Электрическая система**	**Размерность**
Масса m	кг	Индуктивность L	Гн
Коэффициент вязкого сопротивления k	Н·с/м	Сопротивление R	Ом
Сила F	Н	ЭДС E	В
Перемещение x	м	Электрический заряд q	Кл

2.4. Построение и анализ электрической схемы замещения

Система уравнений (2.16) выражает второй закон Кирхгофа: алгебраическая сумма ЭДС в любом контуре цепи равна алгебраической сумме падений напряжений на элементах этого контура [67]. На основе второго закона Кирхгофа для данной системы уравнений, можно построить соответствующую электрическую схему, приведенную на рис.2.8:

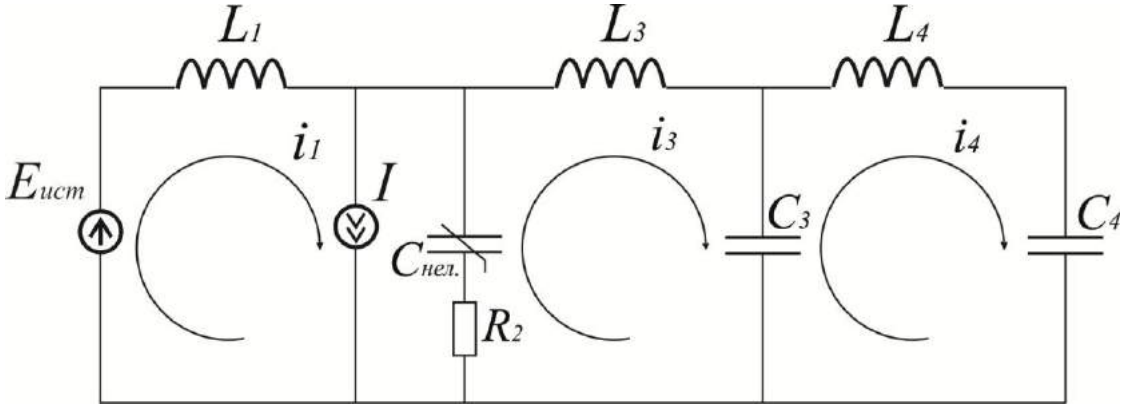


Рис.2.8. Электрическая схема – аналог модели шпиндельной опоры

Для расчета данной электрической схемы используем методы расчета цепей с нелинейными элементами, в частности, метод активного двухполюсника [67, 172]. Для этого построим эквивалентную электрическую схему с одним источником напряжения и внутренним сопротивлением. Суть

метода заключается в том, чтобы провести расчет линейной части схемы без нелинейного элемента и представить ее в виде активного двухполюсника, к выводам которого затем подсоединяем нелинейный элемент. Активный двухполюсник будет состоять из генератора напряжений, величина выходного напряжения которого равна напряжению на известных полюсах при отсоединенном нелинейном элементе, и последовательно соединенным сопротивлением, численно равным выходному сопротивлению между теми же выводами.

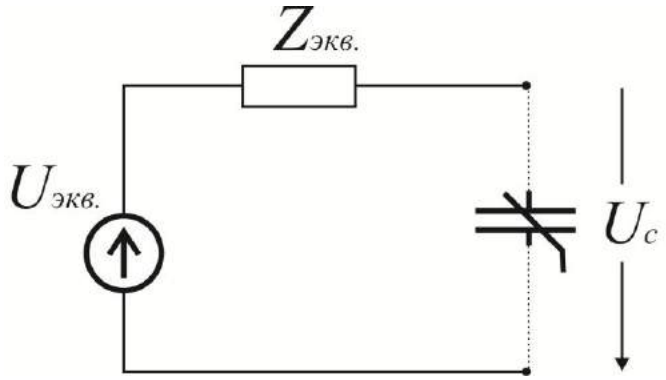


Рис.2.9 Активный двухполюсник-модель опоры после преобразоания методом эквивалентного генератора

Общее реактивное сопротивление последовательно- параллельного соединения линейных элементов L_3, L_4, C_4 и C_3 обозначим X_{LC} и вычисляем как:

$$X_{LC} = \frac{X_{C_3} \cdot \left(X_{L_4} + X_{C_4}\right)}{X_{C_3} + X_{L_4} + X_{C_4}} + X_{L_3}. \qquad (2.20)$$

Величины $X_{L_1}, X_{L_3}, X_{C_3}, X_{L_4}, X_{C_4}$ являются реактивными частотно-зависимыми сопротивлениями элементов колебательной системы и вычисляются по формулам [7]:

$$X_{L_1} = j\omega \cdot m_1,\ X_{C_3} = \frac{c_3}{j\omega}, X_{C_4} = \frac{c_4}{j\omega}, X_{L_4} = j\omega \cdot m_4, X_{L_3} = j\omega \cdot m_3, \qquad (2.21\text{-}2.25)$$

где j - мнимая единица, ω - угловая частота. В формулах 2.21-2.25 значения индуктивностей и емкостей согласно табл. 2.2 заменены на массы и жесткости соответственно.

После преобразования методом эквивалентного генератора полученный активный двухполюсник будет иметь следующие характеристики (рис 2.9): общее выходное сопротивление, которое запишется в виде:

$$Z_{экв} = \frac{X_{L_1} \cdot X_{LC}}{X_{LC} + X_{L_1}} + R_2, \qquad (2.26)$$

и напряжение эквивалентного источника в виде

$$U_{экв} = E \frac{X_{LC}}{X_{LC} + X_{L_1}} + I \cdot \frac{X_{L_1} \cdot X_{LC}}{X_{LC} + X_{L_1}}. \qquad (2.27)$$

Для схемы на рисунке 2.9 запишем уравнение баланса напряжений согласно второму закону Кирхгофа:

$$U_c + i(t) \cdot Z_{экв} - U_{экв} = 0, \qquad (2.28)$$

где $i(t)$ - ток в последовательной цепи или через нелинейный элемент. Ток через нелинейную емкость связан с напряжением на нелинейной емкости известным соотношением [47]:

$$i(t) = \frac{dq(u)}{du} \cdot \frac{du}{dt}, \quad i(t) = \frac{d\left[C(u) \cdot u\right]}{dt} = \left[u \frac{dC(u)}{du} + C(u) \right] \cdot \frac{du}{dt}, \qquad (2.29)$$

где $q(u)$ - зависимость изменения заряда нелинейной емкости от приложенного напряжения u, которое изменяется во времени. Таким образом, $i(t)$ - первая производная от сложной функции $q\left[(u(t)\right]$. Нелинейная емкость при этом вычисляется как:

$$C(u) = \frac{q(u)}{u}. \qquad (2.30)$$

Используя закон Герца и табл.2.3 соответствия механических и электрических величин функцию заряда нелинейной емкости можно записать:

$$q = a \cdot U_c^{\frac{2}{3}}. \qquad (2.31)$$

где U_c - напряжение, приложенное к нелинейной емкости. Данное напряжение является электрическим аналогом механической силы в выражении (2.10).

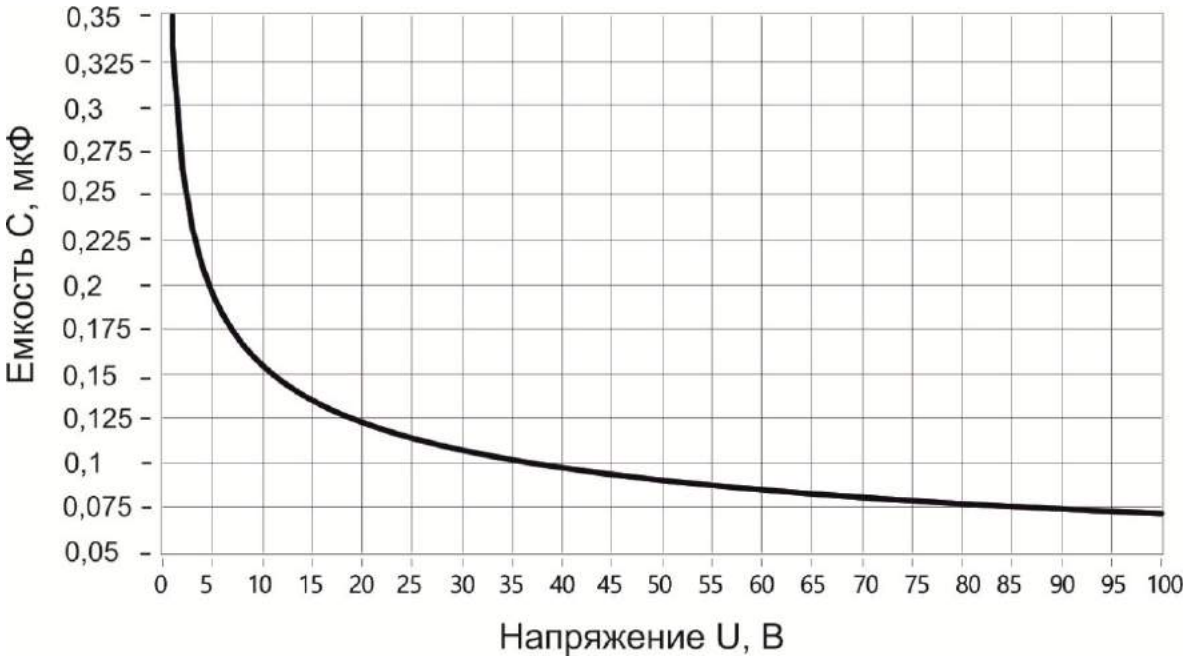


Рис. 2.10 График зависимости нелинейной емкости от приложенного напряжения

Подставив выражение (2.31) в (2.29), получим:

$$i(t) = \frac{dq(u)}{dt} = s \cdot \left(a \cdot U_c^{\frac{2}{3}} \right). \qquad (2.32)$$

В выражении (2.32) использована символическая форма записи, т.е. множитель *s* обозначает операцию дифференцирования и равен $s=j\omega$.

Подставив в (2.28) выражение для тока (2.32), уравнение баланса напряжений запишется в виде:

$$U_c + Z_{экв} \cdot s \cdot \left(a \cdot U_c^{\frac{2}{3}} \right) - U_{экв} = 0. \qquad (2.33)$$

Обозначив $z = U_c^{\frac{1}{3}}$ уравнение баланса напряжений примет вид:

$$z^3 + s \cdot Z_{экв} \cdot a \cdot z^2 - U_{экв} = 0. \qquad (2.34)$$

Таким образом, используя метод аналогий механических и электрических величин, метод эквивалентного генератора и комплексный метод расчета электрических цепей, мы свели решение системы неоднородных дифференциальных уравнений с нелинейной упругой характеристикой типа Герца к решению алгебраического уравнения третьей степени с комплексными коэффициентами. Используя вышеназванные методы можно было свести к алгебраическому уравнению третьей степени систему дифференциальных уравнений из четырех масс, т.е. учитывая массу m_2 и соответствующую центробежную силу, но выражения получаются громоздкими и лишенными визуальной наглядности.

Для решения алгебраического уравнения (2.34) его необходимо привести к виду [165]:

$$y^3 + p \cdot y + q = 0. \qquad (2.35)$$

Выражение вида (2.35) называется приведенной формулой Кардано.

Подстановкой типа $z = y - \frac{a_1}{3}$, уравнение (2.34) приведем к формуле Кардано

$$y^3 + \left(-\frac{a^2_1}{3} \right) \cdot y + 2 \cdot \left(\frac{a_1}{3} \right)^3 + c_1 = 0 \qquad (2.36)$$

где $a_1 = Z_{экв} \cdot s \cdot a$, $c_1 = -U_{экв}$.

Отсюда для уравнения (2.35) коэффициенты равны:

$$p = -\frac{a^2_1}{3} = -\frac{\left(Z_{экв} \cdot s \cdot a \right)^2}{3}. \qquad (2.37)$$

$$q = 2 \cdot \left(\frac{a_1}{3} \right)^3 + c_1 = 2 \cdot \left(\frac{a_1}{3} \right)^3 - U_{экв} = 2 \cdot \left(\frac{Z_{экв} \cdot s \cdot a}{3} \right)^3 - U_{экв}. \qquad (2.38)$$

Уравнение (2.35) можно решить двумя способами: классическим, предложенным Кардано, и в тригонометрической форме, сопоставив уравнению (2.35) выражение для нахождения косинуса тройного угла [165]:

Поскольку тригонометрические функции косинус и синус являются собственными функциями линейного фильтра [150], решение будем искать в тригонометрической форме, что в дальнейшем облегчит обработку найденных решений методами гармонического анализа.

Нахождение корней приведенного уравнения Кардано в тригонометрической форме описано в работе [165].

Решением данного кубического уравнения (2.35) является выражение:

$$y = l \cdot \cos\left(\frac{1}{3}\arccos m + \frac{2k\pi}{3}\right) \quad , \tag{2.39}$$

где к=0,1,2; $l = \sqrt{\frac{-4}{3}\cdot p} = \sqrt{\frac{-4}{3}\cdot -\frac{a_1^2}{3}} = \frac{2}{3}\cdot Z_{экв}\cdot s\cdot a$;

$$m = \frac{3\sqrt{3}\cdot j\cdot q}{2\cdot p\sqrt{p}} = \frac{3\sqrt{3}\cdot j\cdot 2\left(\cdot\left(\frac{a_1}{3}\right)^3 - U_{экв}\right)}{2\cdot -\frac{a_1^2}{3}\sqrt{-\frac{a_1^2}{3}}} = -\frac{3\sqrt{3}\cdot j\cdot\left(2\cdot\left(\frac{a_1}{3}\right)^3 - U_{экв}\right)}{j\cdot 2\cdot\frac{a_1^3}{3\sqrt{3}}} = \left(\frac{27\cdot U_{экв}}{2\cdot\left(Z_{экв}\cdot s\cdot a\right)^3} - 1\right), \tag{2.40}$$

где j - мнимая единица.

Подставляя в уравнение (2.39) значения m и l получим:

$$y = \frac{2}{3}a_1\cdot\cos\left(\frac{1}{3}\arccos\left(\frac{27\cdot U_{экв}}{2\cdot a_1^3} - 1\right) + \frac{2k\pi}{3}\right), \tag{2.41}$$

$$z = \frac{2}{3}\left(Z_{экв}\cdot s\cdot a\right)\cdot\cos\left(\frac{1}{3}\arccos\left(\frac{27\cdot U_{экв}}{2\cdot\left(Z_{экв}\cdot s\cdot a\right)^3} - 1\right) + \frac{2k\pi}{3}\right) - \frac{\left(Z_{экв}\cdot s\cdot a\right)}{3} \tag{2.42}$$

Значения к=0,1,2 определяют возможные решения данного уравнения на комплексной плоскости или сдвиг фаз (опережение или отставание).

Практический интерес представляет главное решение, т.е. случай, когда к=0 . Исходя из того что $z = U_c^{\frac{1}{3}}$ и приняв к=0 запишем:

$$U_c^{\frac{1}{3}} = \frac{2\cdot Z_{экв}\cdot s\cdot a}{3}\left(\cos\left(\frac{1}{3}\arccos\left(\frac{27\cdot U_{экв}}{2\cdot\left(Z_{экв}\cdot s\cdot a\right)^3} - 1\right)\right) - \frac{1}{6}\right) \tag{2.43}$$

$$q(t) = a\cdot U_c^{\frac{2}{3}} = a\cdot\left(\frac{2\cdot Z_{экв}\cdot s\cdot a}{3}\left(\cos\left(\frac{1}{3}\arccos\left(\frac{27\cdot U_{экв}}{2\cdot\left(Z_{экв}\cdot s\cdot a\right)^3} - 1\right)\right) - \frac{1}{6}\right)\right)^2 \tag{2.44}$$

Таким образом, полученные выражения (2.43) и (2.44) связывают электрические аналогии входных силовых воздействий: периодической силы вызванной вращением ротора, предварительным натягом опор, силой тяжести, а также кинематического возмущения, вызванное погрешностью изготовления подшипника, с напряжением и зарядом на нелинейной емкости, которые являются электрическими аналогами усилия и деформации между телами m_1 и m_3 механической системы изображенной на рис. 2.3,б.

Зная ток, протекающий в последовательном контуре на рис 2.9, б для токов, протекающих через индуктивности L_1, L_2, L_3 электрической схемы на рисунке 2.8, можно записать:

$$i_1 = s \cdot q(t) \cdot \frac{X_{LC}}{X_{LC} + X_{L_1}}. \qquad (2.45)$$

$$i_3 = s \cdot q(t) \cdot \frac{X_{L_1}}{X_{LC} + X_{L_1}}. \qquad (2.46)$$

$$i_4 = q(t) \cdot \frac{s \cdot X_{L_1} \cdot X_{c_3}}{\left(X_{LC} + X_{L_1}\right) \cdot \left(X_{L_4} + X_{c_3} + X_{c_4}\right)}. \qquad (2.47)$$

и, соответственно, определить падения напряжений для каждого элемента электрической схемы на рис.2.8.

2.5. Соответствие характеристик колебательных процессов динамически аналогичных систем описания подшипниковой опоры

Особый интерес представляют перемещения (и их производные) ротора и корпуса, т.к. являются выходными параметрами для оценки динамических характеристик и качества ШУ. В механической системе аналогами таких электрических величин, как U_c и $q(t)$, являются сила, приложенная непосредственно к контакту с нелинейной характеристикой и контактная деформация $\delta(t)$ под действием этой силы соответственно.

Используя систему аналогий (табл. 2.3), запишем выражения для остальных величин механической системы (2.7).

Колебание приведенной массы шпинделя в механической системе соответствует изменению заряда в электрической системе и после подстановки в выражение реактивного сопротивления $\frac{X_{LC}}{X_{LC}+X_{L_1}}$ соответствующих механических величин, данное выражение для механической системы можно записать в виде:

$$x_1 = \delta(t)\cdot\frac{s^4\cdot m_3 m_4 + s^2\cdot\left(c_3 m_4 + \left(c_3+c_4\right)\cdot m_3\right)+c_3 c_4}{s^4\cdot m_4\cdot\left(m_1+m_3\right)+s^2\left(c_3 m_4+\left(c_3+c_4\right)\cdot\left(m_1+m_3\right)\right)+c_3 c_4} \qquad (2.48)$$

Выражение для колебаний корпуса аналогично изменению заряда q_4 для электрической системы. Выразив передаточную функцию в формуле 2.47 через подстановку соответствующих механических величин масс и жесткостей, колебание массы m_4 можно записать в виде:

$$x_4 = \delta(t)\cdot\frac{m_1\cdot c_3\cdot s^2}{s^4\cdot\left(m_4\left(m_3+m_1\right)\right)+s^2\cdot\left(\left(m_3+m_1\right)\cdot\left(c_3+c_4\right)+c_3 m_4\right)+c_3 c_4}. \qquad (2.49)$$

Анализ выражений 2.48-2.49 показывает, что в случае, когда выходным сигналом является виброускорение корпуса, а входным перемещение шпинделя передаточная функция определяется значениями только линейных массо-жесткостных характеристик, и ее можно записать в виде:

$$W(s) = \frac{s^4\cdot m_1\cdot c_3}{s^4\cdot m_3\cdot m_4+s^2\cdot\left(\left(m_4+m_3\right)\cdot c_3+m_3\cdot c_4\right)+c_3\cdot c_4}. \qquad (2.50)$$

Контактная деформация $\delta(t)$ запишется аналогично выражению (2.45) для $q(t)$:

$$\delta(t) = a\cdot\left(\frac{2\cdot Z_{Мэкв}\cdot s\cdot a}{3}\left(\cos\left(\frac{1}{3}\arccos\left(\frac{27\cdot F_{экв}}{2\cdot\left(Z_{Мэкв}\cdot s\cdot a\right)^3}-1\right)\right)-\frac{1}{6}\right)\right)^2, \qquad (2.51)$$

где

$$F_{экв} = F_{ист} \cdot \frac{s^4 \cdot m_3 m_4 + s^2 \cdot \left(c_3 m_4 + \left(c_3 + c_4\right) \cdot m_3\right) + c_3 c_4}{s^4 \cdot m_4 \cdot \left(m_1 + m_3\right) + s^2 \left(c_3 m_4 + \left(c_3 + c_4\right) \cdot \left(m_1 + m_3\right)\right) + c_3 c_4} + \\ + A(t) \cdot s^2 \cdot m_1 \cdot \frac{s^4 \cdot m_3 m_4 + s^2 \cdot \left(c_3 m_4 + \left(c_3 + c_4\right) \cdot m_3\right) + c_3 c_4}{s^4 \cdot m_4 \cdot \left(m_1 + m_3\right) + s^2 \left(c_3 m_4 + \left(c_3 + c_4\right) \cdot \left(m_1 + m_3\right)\right) + c_3 c_4}, \quad (2.52)$$

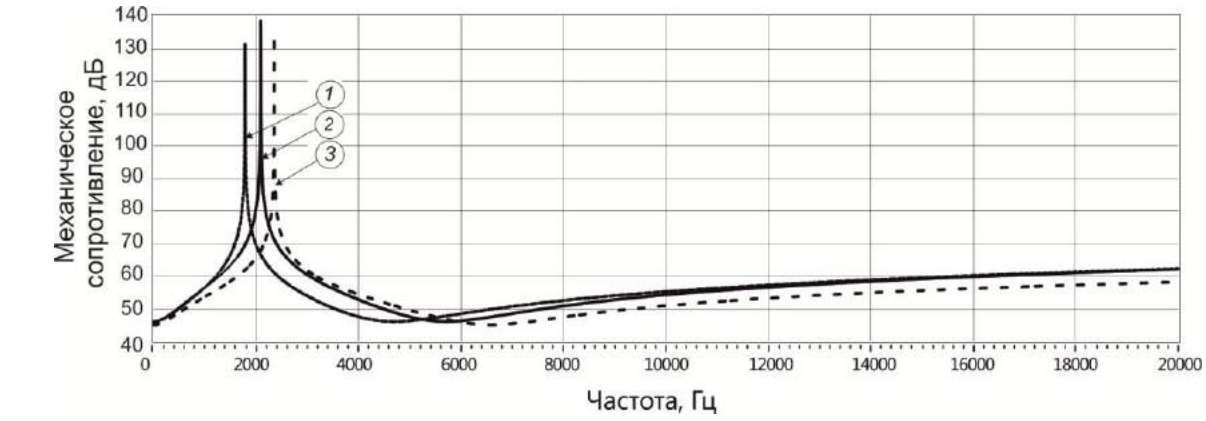
где $F_{ист}$ - суммарное силовое воздействие со стороны шпинделя (формула 2.8); $A(t)$ - суммарное кинематическое возмущение, вызванное неровностями дорожек качения колец и линии качения шариков соответственно.

По аналогии с расчетом внутреннего сопротивления электрической схемы замещения $Z_{экв}$, выражение сопротивления, с учетом потерь на вязкое сопротивление, для механической системы $Z_{M\,экв}$ будет вычисляться по формуле:

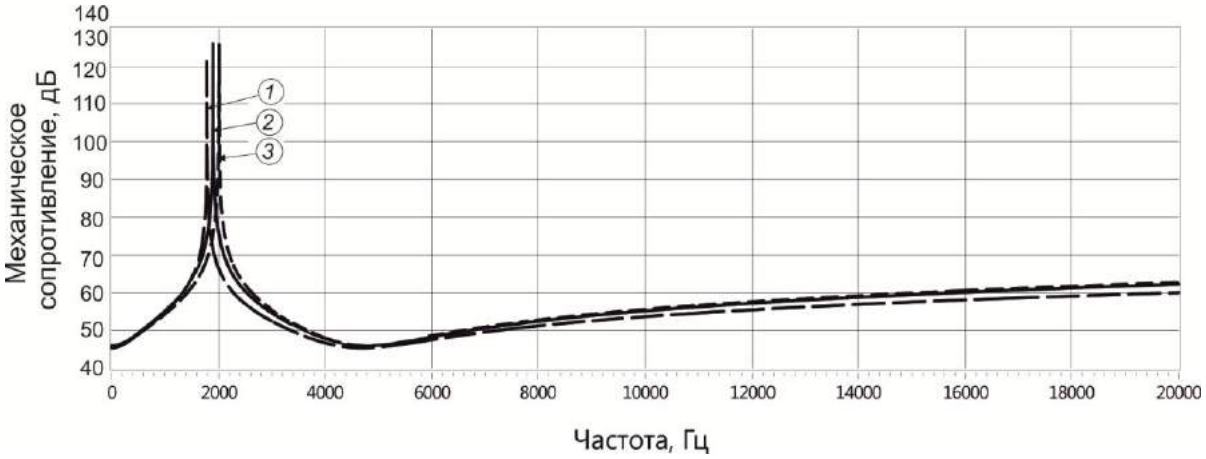
$$Z_{Mэкв} = sm_1 \cdot \frac{s^4 \cdot m_3 m_4 + s^2 \cdot \left(c_3 m_4 + \left(c_3 + c_4\right) \cdot m_3\right) + c_3 c_4}{s^4 \cdot m_4 \cdot \left(m_1 + m_3\right) + s^2 \left(c_3 m_4 + \left(c_3 + c_4\right) \cdot \left(m_1 + m_3\right)\right) + c_3 c_4} + k_{общ}. \quad (2.53)$$

Выражение (2.53) получено путем подстановки в (2.26) выражений (2.21-2.25)

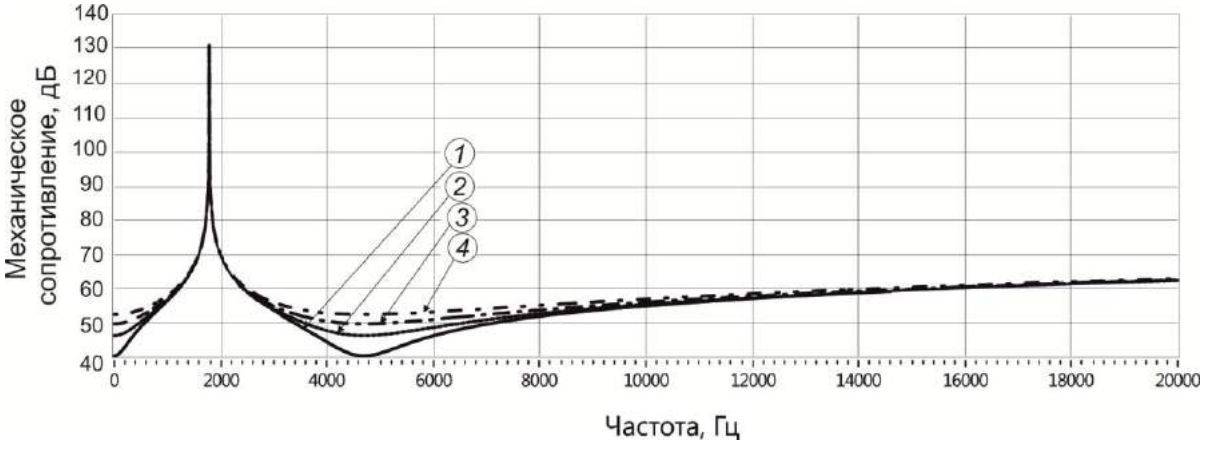
Ниже на рис. 2.11 приведены графики частотно-зависимого механического сопротивления $Z_{M\,экв}$ при значениях коэффициента вязкого сопротивления $k_{общ}$ равных 100, 200, 300 и 400 Н·с/м. Графики построены при значениях $m_1 = 0{,}101 кг$, $m_4 = 3{,}046 кг$, $m_3 = 0{,}012 кг$, $c_3 = 10^7\ Н/м$, $c_4 = 10^8\ Н/м$.



а



б



в

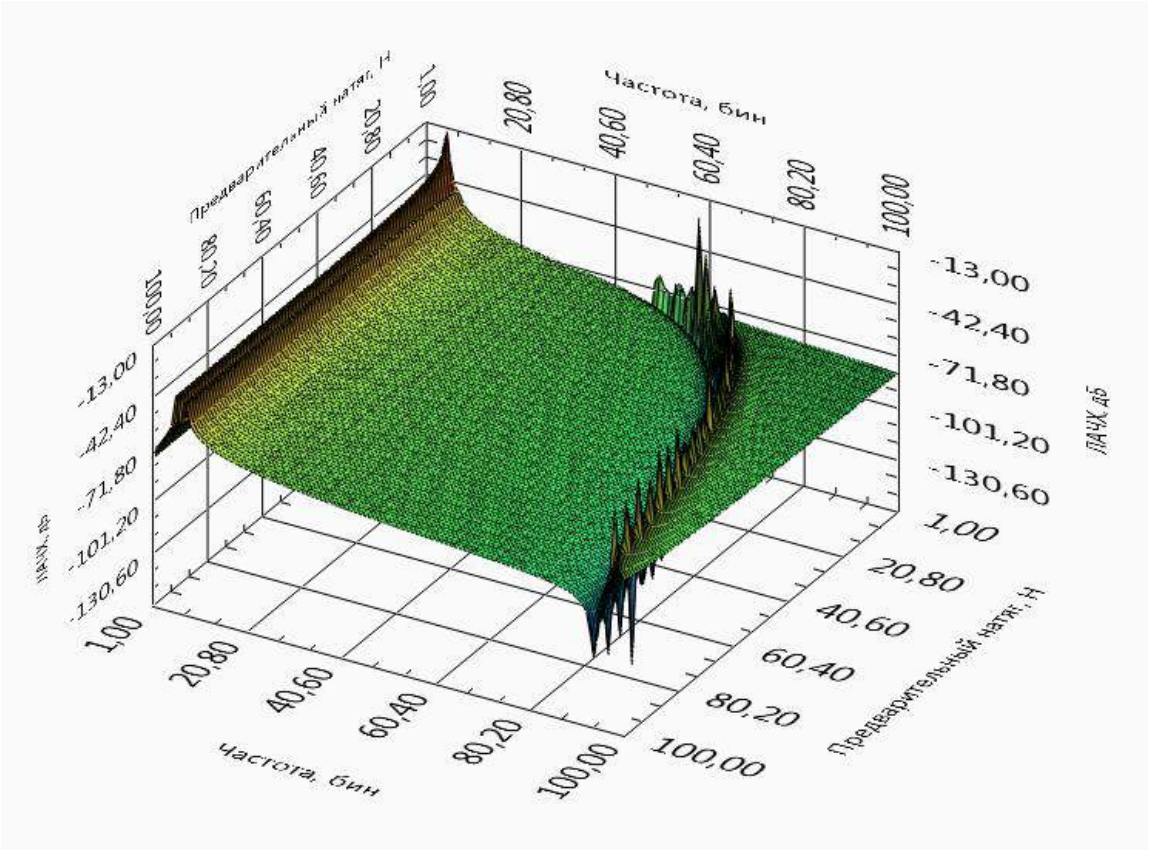
Рис. 2.11 Зависимость механического сопротивления $Z_{Мэкв}$ от частоты:

а) к=200 Н·с/м, $c_4=10^8$ Н/м и значениях c_3 равном:
1-$c_3=10^7$ Н/м; 2- $c_3=1.5\cdot10^7$ Н/м; 3 - $c_3=2\cdot10^7$ Н/м
б) к=200 Н·с/м, $c_3=10^7$ Н/м и значениях c_4 равных:
1-$c_4=10^8$ Н/м; 2- c4=$1.5\cdot10^8$ Н/м; 3- $c_4=2\cdot10^8$ Н/м;
в) при значениях $c_3=10^7$ Н/м, $c_4=10^8$ Н/м и коэффициента вязкого сопротивления к равного: 1-100; 2-200; 3-300; 4-400 Н·с/м.

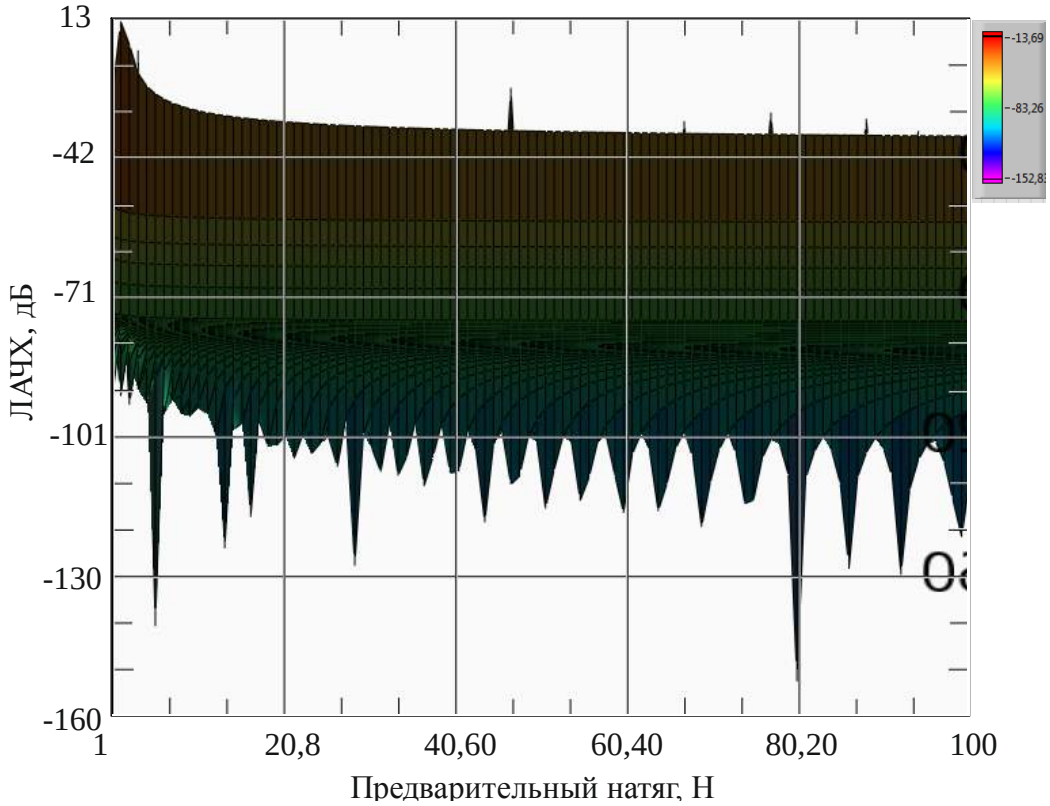
Как видно из рис. 2.11 (в) коэффициент вязкого сопротивления влияет на значения сопротивления $Z_{M\,экв}$ при нулевой частоте и резонансной частоты равной 4695 Гц, но не влияет на значение сопротивления при резонансной частоте 1785 Гц.

На рис. 2.12 (а) приведен трехмерный график зависимости амплитудно-частотной характеристики от усилия предварительного натяга на интервале от 1 до 100 Н и на частотном диапазоне от 1 Гц до 20 кГц. Для этой цели была написана программа в среде LabView (приложение 1).

Амплитудно-частотная характеристика построена для механической системы приведенной на рис. 2.3 (б) со следующими массо-жесткостными характеристиками: к=0 Н·с/м, $c_4=10^8$ Н/м, $c_3=10^7$ Н/м, m_1=0,101кг, m_3=0,012 кг, m_4=3,046 кг. Амплитудная шкала приведена в логарифмическом масштабе, а частотная в бинах, где 1 бин равен 200 Гц. Низкая разрешающая способность частотной шкалы, для данного графика, выбрана с целью повышения визуальной наглядности трехмерного графика. С увеличением разрешающей способности частотной шкалы увеличивается динамический размах амплитудной шкалы, что в свою очередь уменьшает возможности цветовой визуализации. На графике хорошо видно сложное влияние предварительного натяга на ЛАЧХ механической системы: при увеличении предварительного натяга нелинейно изменяются амплитуды резонансных частот в нижнем частотном интервале (рис. 2.12, б), но практически не меняются значения самих резонансных частот. В области верхнего частотного интервала значения резонансных частот нелинейно увеличиваются с увеличением значения предварительного натяга, а закон изменения амплитуд имеет сложный характер.



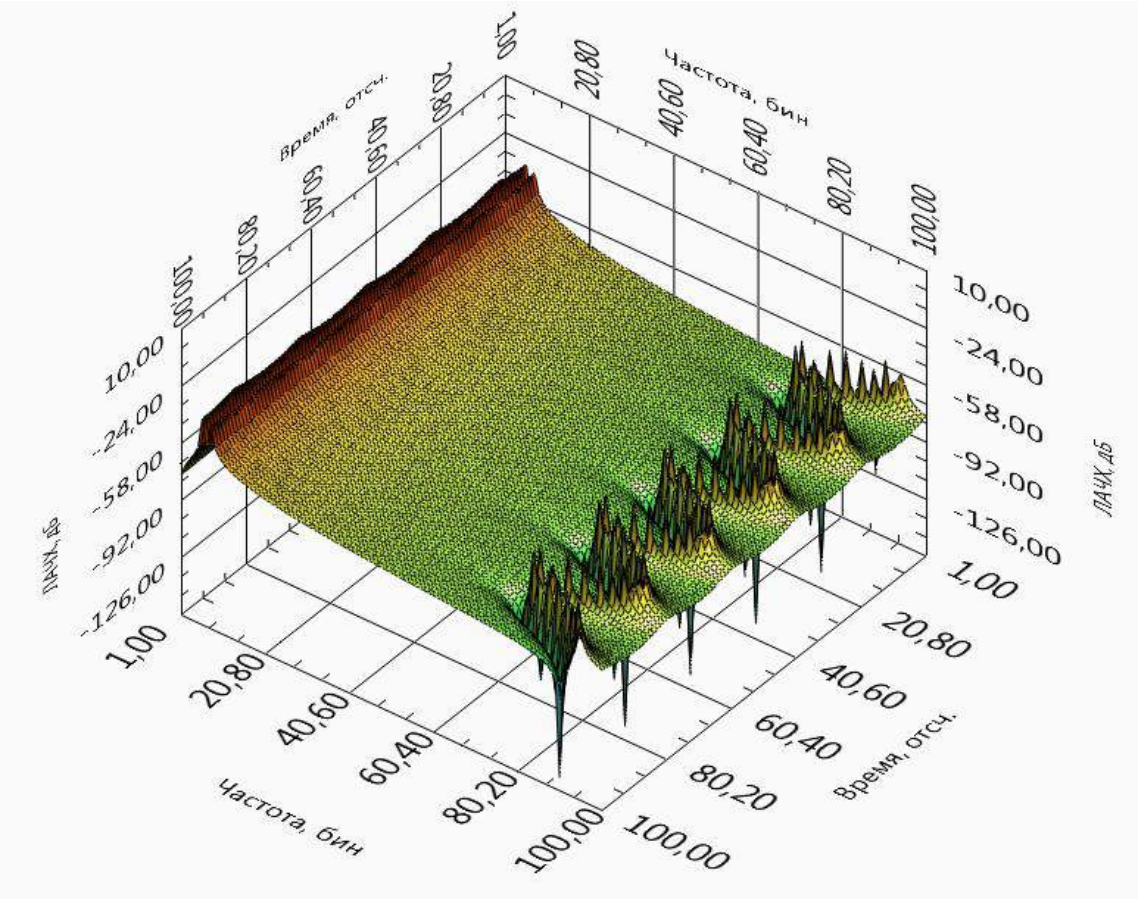
а



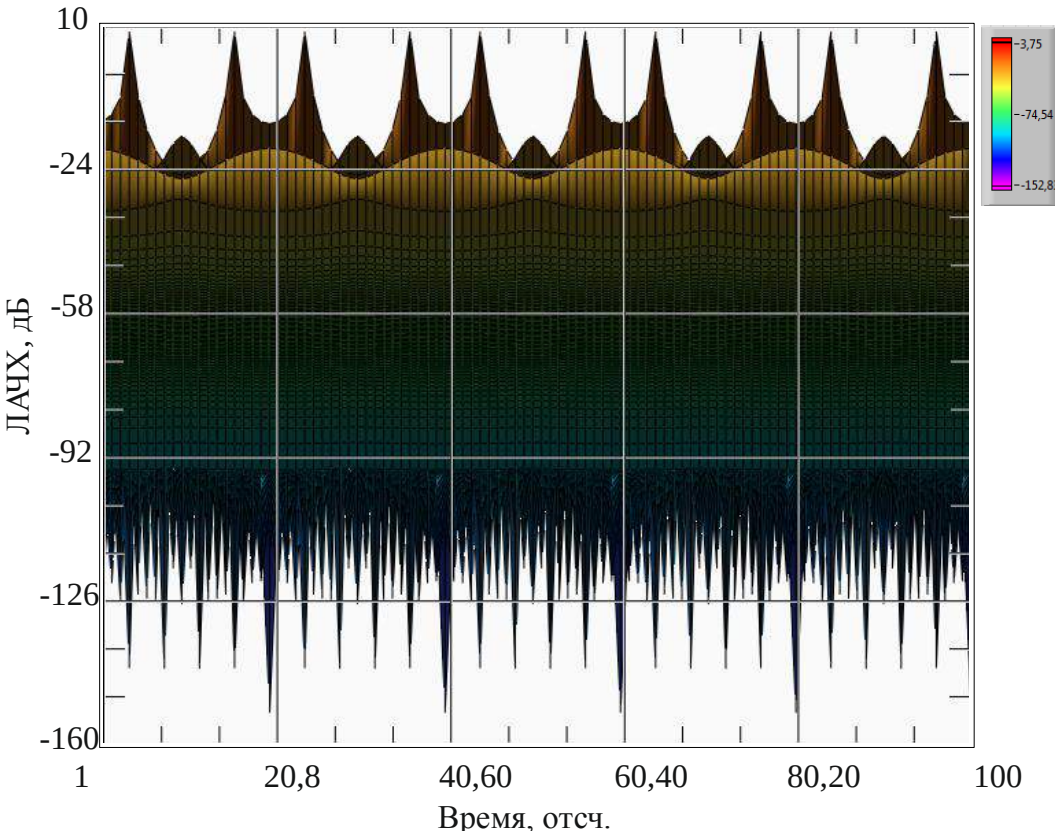
б

Рис. 2.12. Зависимость АЧХ механической системы (рис. 2.3) от усилия предварительного натяга на интервале от 1 до 100 Н при: к=0 Н·с/м, $c_4=10^8$ Н/м и $c_3=10^7$ Н/м, 1бин=200 Гц

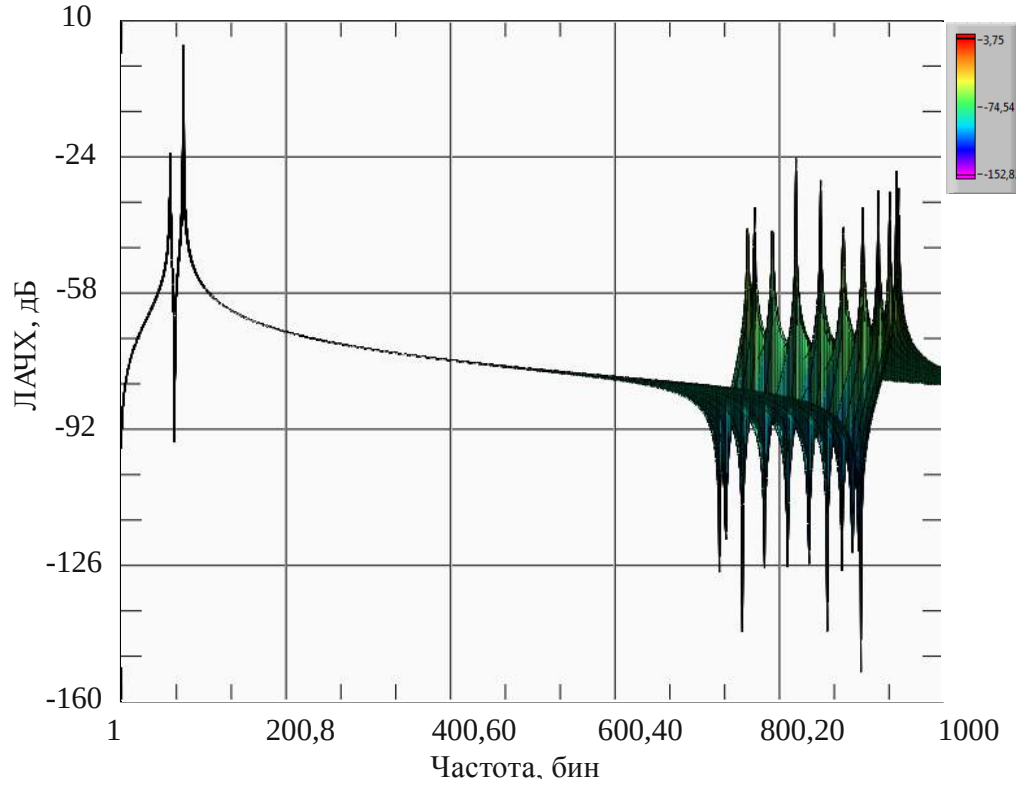
Так как силовое воздействие со стороны вращающегося ротора имеет периодический характер, имело смысл исследовать собственную АЧХ моделируемой шпиндельной опоры при воздействии на нелинейную характеристику опоры силой, значение которой менялось по гармоническому закону. С этой целью средствами LabView [57, 130, 161] была написана программа для анализа собственной АЧХ моделируемой шпиндельной опоры и визуализированы результаты в виде графиков приведенных на рис. 2.13.



а



б



в

Рис. 2.13. Проекции графика зависимости амплитудно-частотной характеристики модели шпиндельной опоры при воздействии силы гармонического характера от 1 до 100 Н при: к=0 Н·с/м, $c_4=2\cdot10^8$ Н/м и $c_3=10^7$ Н/м, 1бин=200 Гц (а,б), 1бин=20 Гц (в)

На рис. 2.13 (а) приведен трехмерный график АЧХ модели шпиндельной опоры, для которой значение нелинейной жесткости формируется силой изменяющейся по закону $F(t) = 50 + 30 \cdot \cos(2\pi \cdot f \cdot t)$. Данные графики построены для следующих значений: $f = 5$ Гц, усилие предварительного натяга равно 50, а амплитуда периодической составляющей силы 30 Н соответственно, дискретизация сигнала по времени проведена с интервалом $\triangle t = 0.01$ с. Механическая система, описывающая шпиндельную опору, анализирована со следующими значениями массо-жесткостных характеристик: к=0 Н·с/м, $c_3=10^7$ Н/м, $c_4=2\cdot10^8$ Н/м, m_1=0,101 кг, m_3=0,012 кг, m_4=3,046 кг.

Анализ ЛАЧХ в виде трехмерной поверхности на рис. 2.13 показал, что изменяющаяся по гармоническому закону сила, приложенная к нелинейному «контакту», приводит к изменению значения резонансной частоты в районе 12-20 кГц также по периодическому закону. Таким образом, приложенная сила, изменяющаяся по периодическому закону, приводит к угловой модуляции в области верхних частот АЧХ (рис 2.13, а, в). Анализируя данные графика на рис. 2.13 (в), где разрешающая способность по частоте увеличена и 1 бин=20 Гц, приходим к выводу, что изменение силы не влияет на значения двух резонансных частот в нижнем интервале частот равных приблизительно 1220 и 1540 Гц. Но, как видно из рис. 2.13 (б) модулируется амплитуда на этих резонансных частотах. Причем функция, модулирующая амплитуду на резонансной частоте 1540 Гц, имеет знакопеременную фазу, т.е. сама модулирована по фазе, в отличие от резонансной частоты 1220 Гц, амплитуда которой модулируется гармонической периодической функцией.

Таким образом, в итоге можно сделать заключение, что: приложенная к нелинейному «контакту» сила, описываемая простой гармонической функцией, приводит к угловой и амплитудной модуляции собственной АЧХ анализируемой модели шпиндельной опоры.

2.6. Выводы по 2 главе

1. Предложена структурно-параметрическая модель и расчетная схема подшипниковой опоры ШУ с учетом динамического эксцентриситета.
2. Разработана математическая модель, качественно определяющая механизм возникновения частотного состава спектра колебательных процессов в опоре ШУ, при работе радиально-упорного (радиального) шарикоподшипника с учетом: микрогеометрии профилей беговых дорожек и шариков, силы резания, приведенной к опоре, периодической силы, возникающей за счет дисбаланса шпинделя и усилия предварительного натяга.
3. Методами динамических аналогий, комплексного расчета, эквивалентного генератора и др. методов расчета электрических цепей, решена математическая модель подшипниковой опоры ШУ с нелинейной упругой характеристикой типа Герца. Получены аналитические функциональные зависимости колебаний элементов опоры от силового воздействия со стороны вращающегося шпинделя с учетом предварительного натяга и приведенной к опоре силы резания, собственных инерционных параметров опоры ШУ и жесткостных характеристик контактов "узел-станина".
4. Полученная комплексная форма записи функциональных выражений математической модели и предложенная расчетная схема позволяют упростить переход к составлению алгоритмов обработки передаточных функций методом переменных состояния [47] для автоматизации расчетов динамических характеристик опоры ШУ.
5. Используя приближенные данные масс и жесткостных характеристик опоры с радиально–упорным подшипником качения, аналогом 2-76101Е, проведен анализ АЧХ моделируемой шпиндельной опоры при изменении усилия предварительного натяга и в случае, когда усилие, приложенное к контакту с нелинейной упругой характеристикой, описывается простой

гармонической функцией. Анализ показал, что с увеличением значения предварительного натяга часть резонансных частот моделируемой опоры сдвигается в область более высоких частот. При изменении приложенного усилия по гармоническому закону АЧХ моделируемой опоры реагирует следующим образом: резонансные частоты в области верхних частот, значения которых формируются непосредственно за счет изменения значений нелинейной жесткости, также меняются по гармоническому закону.

В итоге, в области верхних частот имеет место угловая модуляция «собственной» АЧХ. В области нижних частот наблюдается амплитудное модулирование на резонансных частотах, причем модулирующая функция сама модулирована по фазе. Таким образом, можно сделать вывод, что приложенная к «контакту» с нелинейной упругой характеристикой типа Герца, периодическая сила приводит к амплитудной и угловой модуляциям АЧХ шпиндельной опоры.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА МОТОР-ШПИНДЕЛЯ И БЕЗРАЗБОРНАЯ ОЦЕНКА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ЕГО ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР

Для шпиндельных узлов динамическое качество определяется оценкой параметров колебательных процессов и, как прямое следствие, задачи экспериментальных оценок технического состояния решаются методами виброакустического диагностирования [42].

Сущность проблемы виброакустической диагностики машин и механизмов состоит в разработке и практической реализации алгоритмов оценки параметров технического состояния объекта диагностирования без его разборки по характеристикам виброакустического процесса [18, 42].

В настоящей главе решается проблема экспериментального исследования значения такого конструктивного параметра ШУ как предварительный натяг его подшипниковых опор. Для этой цели проведен поиск системы диагностических признаков, хорошо описывающих свойства объекта диагностирования и обладающих достаточной помехозащищенностью. Используя подходы тестовой диагностики, решены поставленные в главе 1 задачи:

1. Разработка и создание экспериментального стенда.
2. Экспериментальное исследование зависимости собственной АЧХ ШУ от величины усилия предварительного натяга.
3. Выбор и обоснование критерия для определения значения усилия предварительного натяга опор ШУ методом тестовой диагностики.

В качестве тестовых воздействий возможно использование как импульсных, так и гармонических силовых воздействий. В настоящем эксперименте для поиска диагностических критериев использовалось импульсное воздействие по следующим, экономическим соображениям: стоимость устройства для создания импульсных воздействий несоизмеримо

мала по сравнению со стоимостью сложного оборудования для генерирования силовых воздействий с переменной частотой. В дальнейшем данный подход при коммерциализации разрабатываемой диагностической системы, за счет низкой стоимости устройства для тестовых воздействий, при одинаковой стоимости остальных компонентов, обеспечит более низкую себестоимость и высокую конкурентноспособность на рынке предложений систем диагностирования и мониторинга.

3.1. Определение рационального усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла путем анализа АЧХ

В первой главе обосновано применение методов технической диагностики для обеспечения динамического качества. Отмечено, что техническая диагностика базируется на двух теориях: распознавания образов[150, 155] и контролеспособности [155]. Первая занимается обработкой полученного сигнала, поиском информативных критериев и их сопоставлению техническому состоянию исследуемого объекта. Теория контролеспособности занимается поиском и анализом возможности получения информационного сигнала, т.е. исследованием и выбором контрольных и измерительных точек в конструкции машин и механизмов, в данном случае ШУ. Для решения поставленных задач технической диагностики, а именно поиск контрольных точек ШУ для проведения тестовых воздействий, получения и анализа информационных сигналов, выбора эффективного критерия для определения предварительного натяга опор ШУ был разработан экспериментальный стенд.

3.2. Описание экспериментального стенда

Общая схема экспериментального стенда приведена на рис. 3.1. В качестве объекта исследования использовался высокоскоростной

шлифовальный мотор-шпиндель отечественного производства, жестко закрепленный на массивном чугунном столе [79].

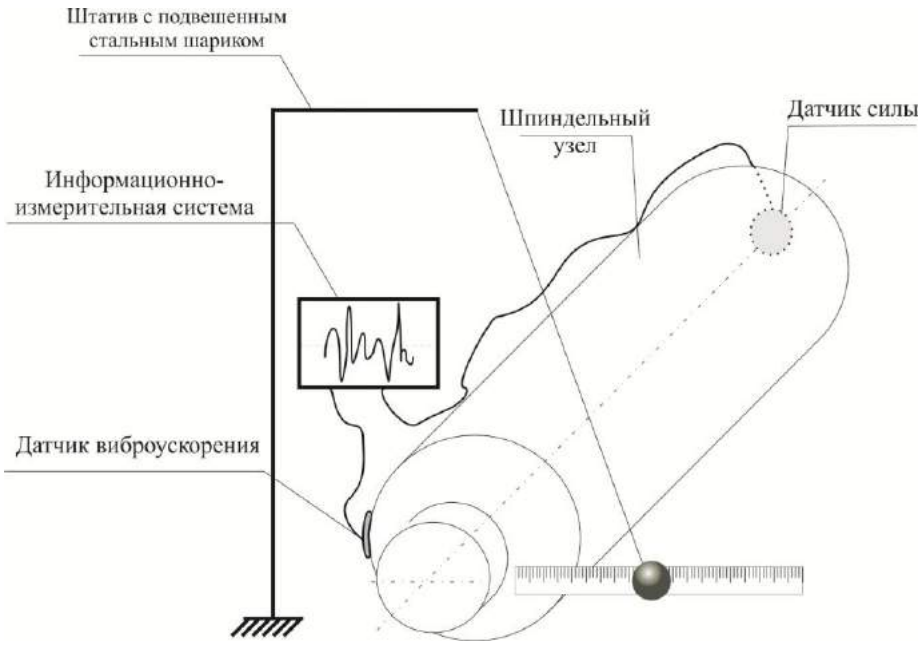


Рис. 3.1. Схема экспериментального стенда

Исследуемый шпиндельный узел сконструирован таким образом, что наименьшее значение величины предварительного натяга несколько больше нуля, т.е. зазор в подшипниковых опорах отсутствует. В его передней и задней опорах установлены одинаковые одиночные радиально-упорные подшипники 2-76101Е. Задняя опора является плавающей (рис. 3.2).

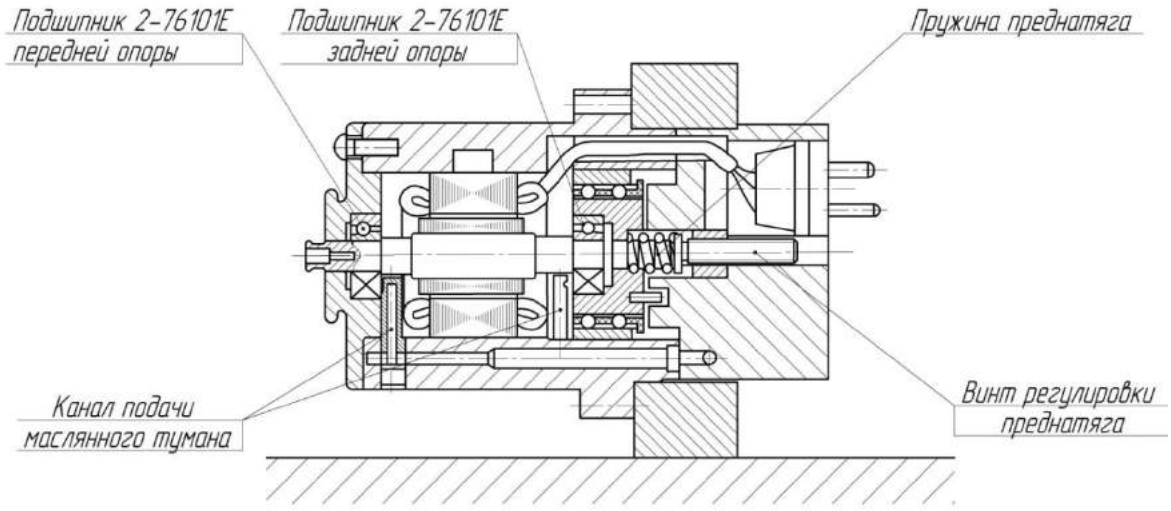


Рис. 3.2. Схема мотор-шпинделя

Данные о значениях величины предварительного натяга на настоящие подшипники отсутствуют в широком доступе, но судя по аналогичным по типоразмеру подшипникам фирмы FAG диапазон предварительного натяга лежит в пределах от 0 до 150 Н [20] (что в дальнейшем будет подтверждено экспериментом) в интервале предельной быстроходности до 100000 об/мин. Рядом с мотор-шпинделем установлен штатив с плечом, на котором на нитке подвешен стальной шарик.

Датчик виброускорения с помощью резьбового соединения был закреплен на корпусе (над передней опорой шпинделя) на одной оси с направлением приложенной силы удара. Для измерения и контроля силы предварительного натяга в мотор-шпиндель был установлен датчик силы, между регулировочным винтом и пружиной предварительного натяга (рис.3.3).

Рис.3.3. Схема последовательного расположения элементов конструкции мотор-шпинделя со встроенным датчиком силы

1 - регулировочный винт предварительного натяга, 2 - датчик силы, 3 - пружина предварительного натяга, 4 - задняя (плавающая) опора, 5 - шпиндель, 6 - передняя опора

3.3. Информационно-измерительная система

Для съема и сохранения информации в виде откликов виброускорения использовалась информационно-измерительная система, состоящая из датчика виброускорения, датчика силы, модулей NI 9234 и NI 9219, контроллера (шасси) NI cDAQ 9172 и программного обеспечения фирмы National Instruments Sound and Vibration Assistant [57, 130]. Использовался датчик виброускорения АР98 с встроенной электроникой стандарта ICP (приложение 2). Преимущество использования подобных датчиков в том, что они могут стабильно работать с регламентированными характеристиками в условиях сильных электромагнитных полей. Датчик виброускорения подключался к модулю NI 9234. В табл.3.1 приведены характеристики датчика виброускорения АР98.

Таблица 3.1

Характеристики акселерометра АР98

Наименование	Размерность	АР98-100-01
Осевая чувствительность (± 10 %)	мВ/g[*1]	100
Относительная поперечная чувствительность	%	< 5
Амплитудный диапазон	g[*1]	± 50
Максимальный удар (пиковое значение)	g[*1]	± 1 000
Рабочий диапазон температур	°С	- 40…+ 125
Частотный диапазон (неравномерность ± 1дБ)	Гц	0,5…12 000
Собственная частота в закрепленном состоянии	кГц	> 40
Уровень шума, СКЗ (1Гц … 10кГц)	g[*1]	< 0,000 2
Выходное сопротивление	Ом	< 500
Напряжение питания	В	+ (18…30)
Ток питания	мА	2…20
Уровень постоянного напряжения на выходе	В	10…13
Материал корпуса	-	нержавеющая сталь
Масса (без кабеля)	г	40

Датчик силы MLB13, установленный между пружиной предварительного натяга и регулировочным винтом, является тензодатчиком, собранным по полно-мостовой схеме, выход которого подсоединялся к одному из каналов модуля NI 9219. Характеристики используемого датчика силы MLB13 приведены в табл.3.2.

Таблица 3.2

Характеристики датчика силы MLB13

Наибольший предел измерения, Н	1000	Рабочий диапазон температур, °С	-20..+60
Рабочий коэффициент передачи, Мв/В	1.5±10%	Предельно допустимая нагрузка, %	120
Класс точности, %	0.1-0.5	Решающая нагрузка, %	200
Ползучесть за 30 мин, %	0.05	Рекомендуемое напряжение питания, В	не более 10
Баланс нуля, %	2	Макс. напряжение питания, В	15
Температурный дрейф нуля, %/10°С	0.05	Класс защиты	IP67
Температурный дрейф сигнала, %/10°С	0.05	Материал	Нержавеющая сталь
Входное сопротивление, Ом	350±30	Длина кабеля, м	1
Выходное сопротивление, Ом	350±5	Диаметр кабеля, мм	2.5-3

Сигнальная панель NI 9234 представляет собой модуль аналогового ввода с предварительной фильтрацией для интеллектуального подключения пьезоэлектрических датчиков (IEPE), а также сигналов постоянного и переменного тока, с частотой дискретизации до 51,2 кГц. Для оцифровки аналогового сигнала использовался 24-битный дельта-сигма АЦП. Схема входной цепи модуля NI 9234 приведена на рис.3.4.

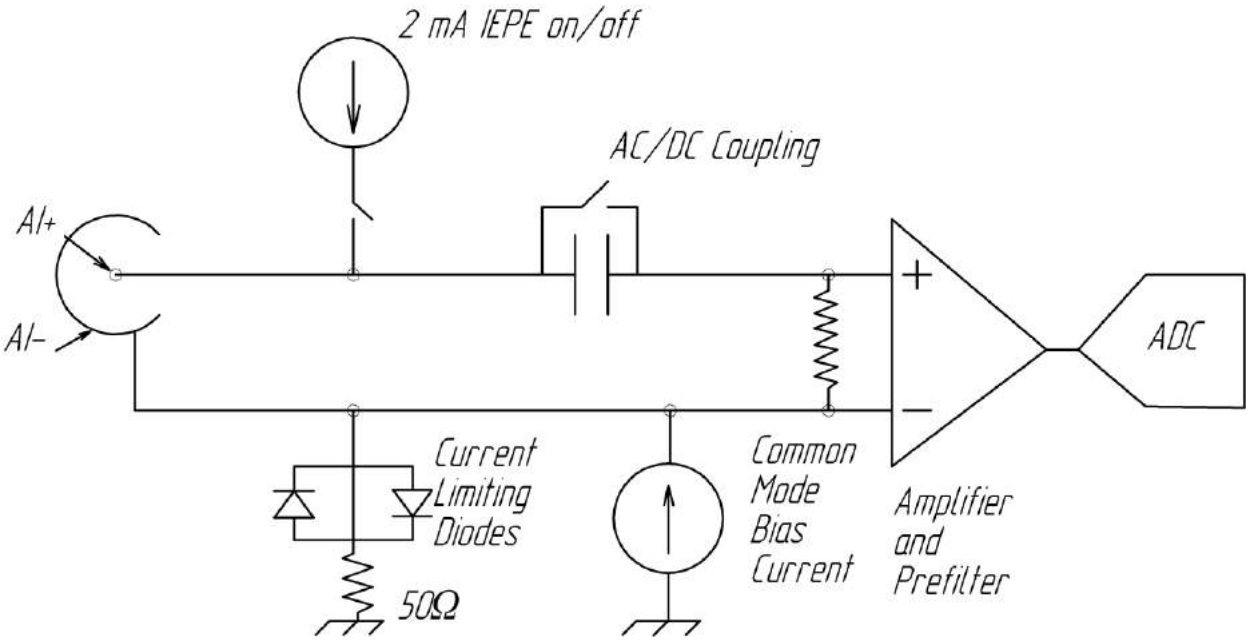
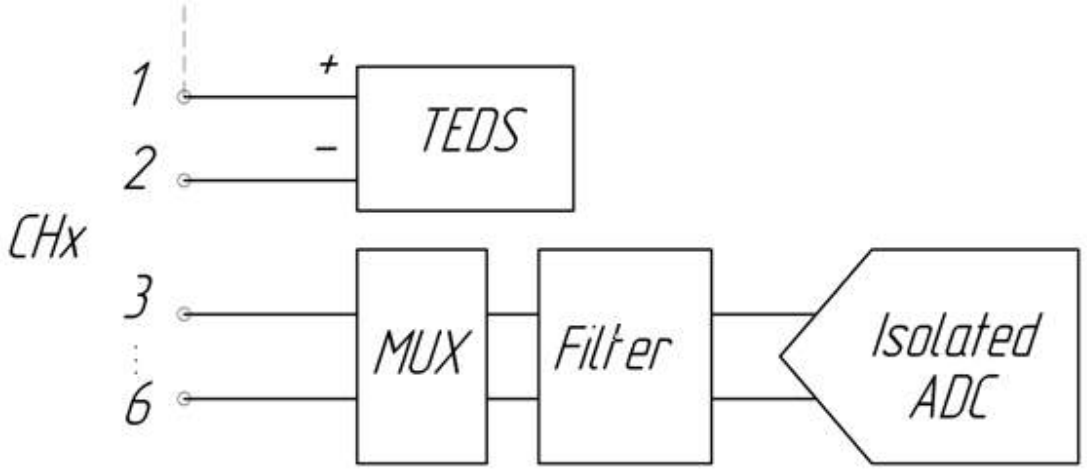
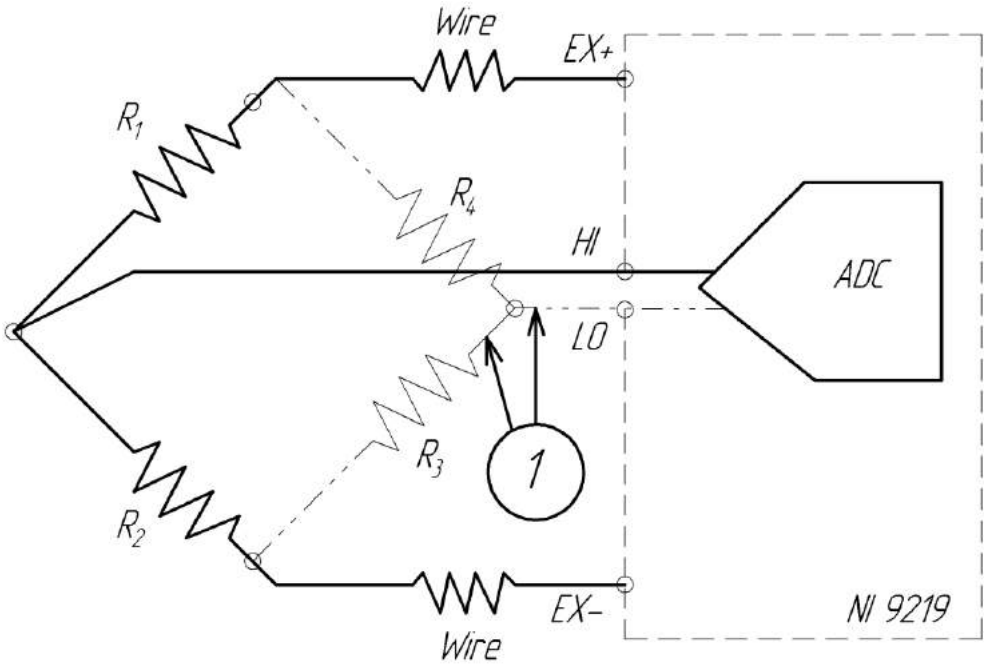


Рис.3.4. Входная цепь NI 9234 для одного канала

Панель NI 9219 представляет собой модуль с межканальной изоляцией. Модуль позволяет одновременно оцифровывать четыре входных аналоговых канала с помощью 24 – разрядных АЦП. Схема возбуждения применялась во всех входных режимах, в которых необходимо возбуждение. АЦП совместно со схемами возбуждения реконфигурировались в каждом режиме для согласования с каждым типом датчика. На рис.3.5 (а) представлена входная цепь для одного канала NI 9219, а на рис. 3.5 (б) представлена схема подключения датчиков в полу- и полномостовой схеме.



а



б

Рис.3.5. Входная цепь для одного канала NI 9219 и схема подключения датчиков: а - входная цепь одного канала NI 9219; б - схема подключения датчиков в полу- и полномостовом исполнении. (пунктирной линией представлена часть цепи, подключаемая только в полномостовом режиме)

Контроллер NI cDAQ обеспечивал буферизацию и передачу полученных данных в компьютер по USB-интерфейсу для дальнейшей обработки.

3.4. Методика проведения эксперимента

Эксперимент был проведен следующим образом: строго перпендикулярно продольной оси шпинделя наносился удар стальным шариком диаметром 10 мм по основанию переднего конца шпинделя. Шарик, подвешенный на нитке, отклоняли на строго определенное расстояние, равное 150 мм, которое измерялось обычной линейкой. Линейка одновременно служила направляющей для траектории движения шарика. Отклонение шарика на одинаковое расстояние обеспечивало одинаковую силу удара. Для десяти значений усилия предварительного натяга: 0,86 Н;

0,915 Н; 0,92 Н; 15,2 Н; 29,6 Н; 49,3 Н; 68,8 Н; 88 Н; 115 Н; 126,6 Н были проведены по три ударных воздействия одинаковой силы. Значения предварительного натяга были выбраны опытным путем таким образом, чтобы на них не влияла погрешность изготовления поверхности торцевой плоскости регулировочного винта, которая контактирует с датчиком силы. Настоящие значения охватывают весь интервал возможных значений предварительного натяга подшипника 2-76101Е.

Полученные сигналы виброускорений записывались в виде файлов с расширением *tdms в память ПЭВМ.

3.5. Обработка результатов измерения

Для обработки результатов измерения использовалась графическая среда программирования LabView, в которой и были написаны программные коды для последующего анализа.

Анализ сигнала проводился во временной и частотной областях.

Из рис. 3.6, на котором изображена временная реализация сигнала виброускорения при величине предварительного натяга равного 0,92 Н, видно, что это затухающий колебательный процесс сложной формы.

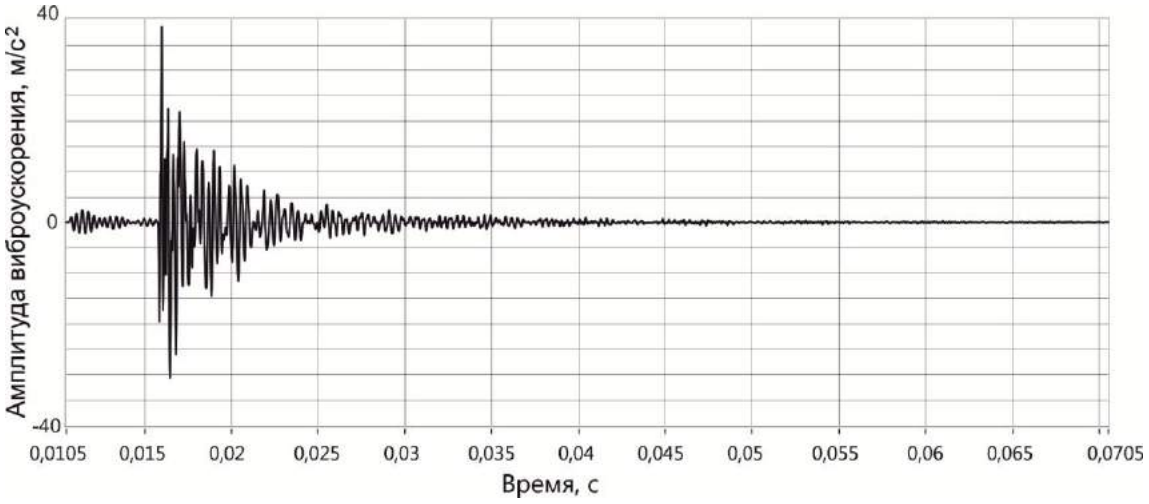


Рис.3.6. Временная реализация сигнала виброускорения при величине предварительного натяга равного 0,92 Н

3.5.1. Обработка сигнала во временной области. Анализ огибающей по Гильберту

На рис. 3.6 видно, что сигнал виброускорения является затухающим по экспоненте процессом, со сложным высокочастотным заполнением, энергия которого сосредоточена на временном интервале равном 0,06 секунды. На основании результатов визуального анализа (рис. 3.6), предположив, что критерием для определения величины предварительного натяга может служить постоянная времени затухающего колебания, временной сигнал был обработан следующим образом.

Запишем затухающие колебания в виде:

$$a(t) = A(t) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \cdot \cos\phi(t). \qquad (3.1)$$

При выражении сигнала в виде $a(t) = X_A(t) \cdot \cos\phi(t)$ возникает неоднозначность при выборе функций $X_A(t)$ и $\phi(t)$. Неопределенности можно избежать, представив $X_A(t)$ и $\phi(t)$ с помощью следующих соотношений:

$$X_A(t) = \sqrt{a^2(t) + a_1^2(t)}, \ \phi(t) = arctg[a_1(t) / a(t)], \qquad (3.2)$$

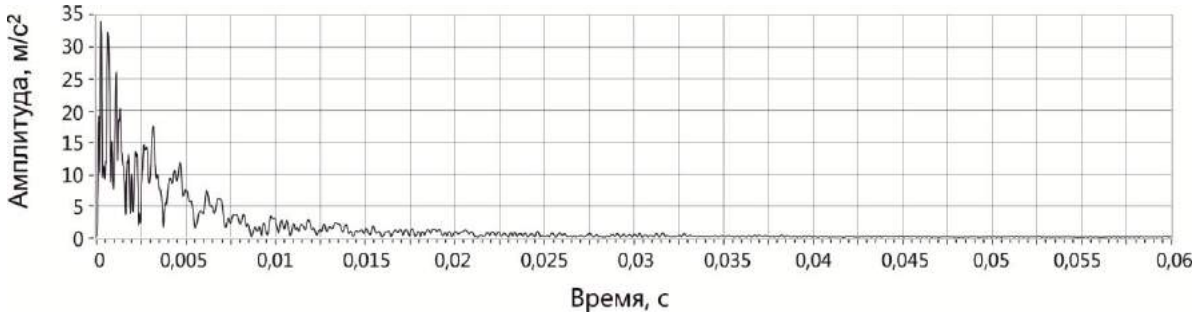
где функция $a_1(t)$ связана с исходной $a(t)$ соотношениями [47]:

$$a_1(t) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{a(\tau)}{\tau - t} d\tau. \qquad (3.3)$$

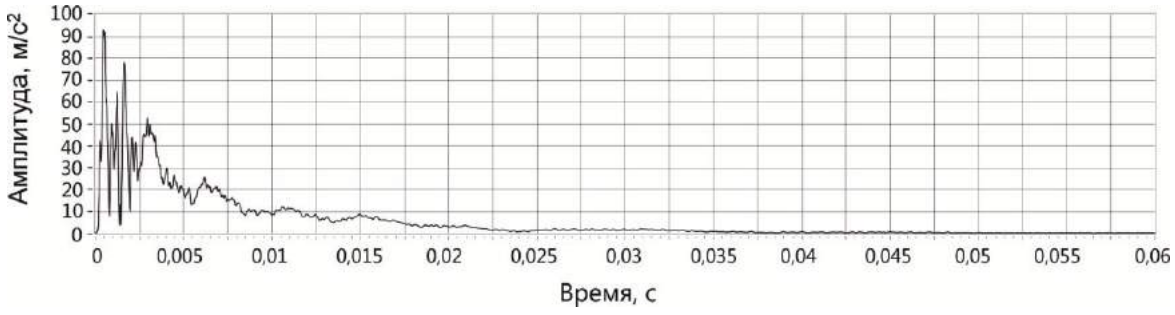
$$a(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{a_1(\tau)}{\tau - t} d\tau. \qquad (3.4)$$

Эти соотношения называются преобразованиями Гильберта, а функция $a_1(t)$ – функцией, сопряженной по Гильберту исходной функции $a(t)$. Функция $X_A(t)$ называется амплитудной огибающей по Гильберту. Применив преобразование Гильберта к полученным экспериментальным

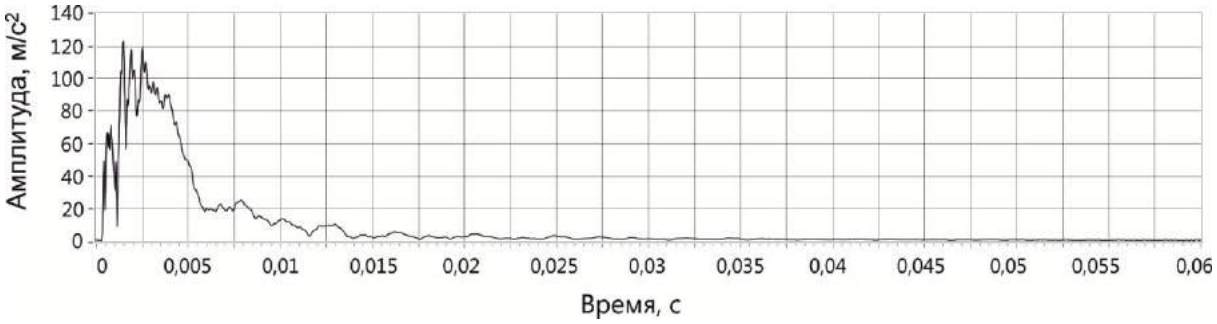
путем сигналам, нашли огибающие соответствующих комплексных сигналов (рис.3.7) .



а



б



в

Рис.3.7. Амплитудные огибающие по Гильберту для значений предварительного натяга 0,92 Н (а), 49,3 Н (б), 88 Н (в)

Визуально анализируя огибающие сигналов, можно сделать вывод: с увеличением значения усилия предварительного натяга происходит смещение центра тренда сигнала, т.е. низкочастотной составляющей формы сигнала вправо, таким образом, предварительный натяг влияет на скорость нарастания тренда. Очевидно что, для определения частотного состава тренда амплитудной огибающей, необходим предварительный спектральный анализ.

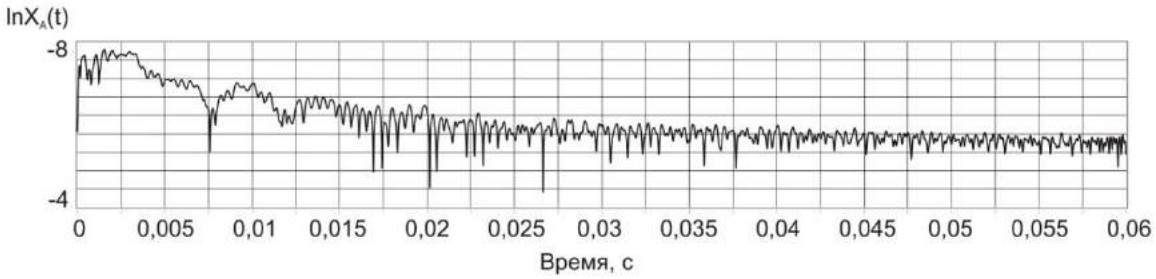
Применим логарифмическое преобразование для нахождения линейной части к выражению амплитудной огибающей:

$$X_A(t) = A(t) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}}, \qquad (3.5)$$

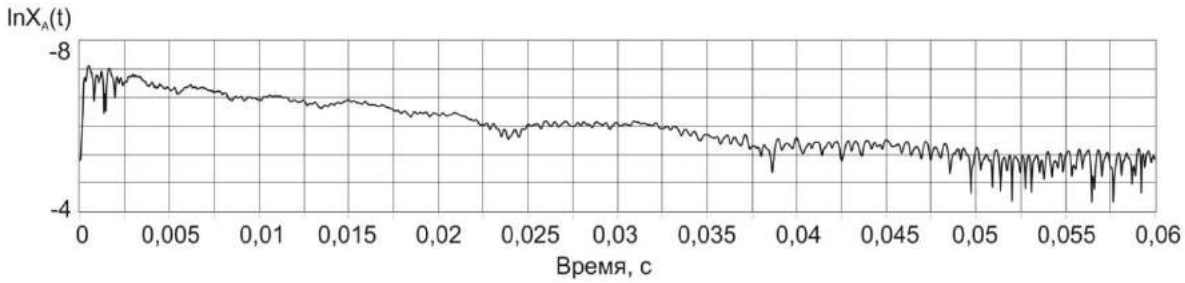
получим:

$$\ln X_A(t) = -\frac{t}{\tau} + \ln A(t) . \qquad (3.6)$$

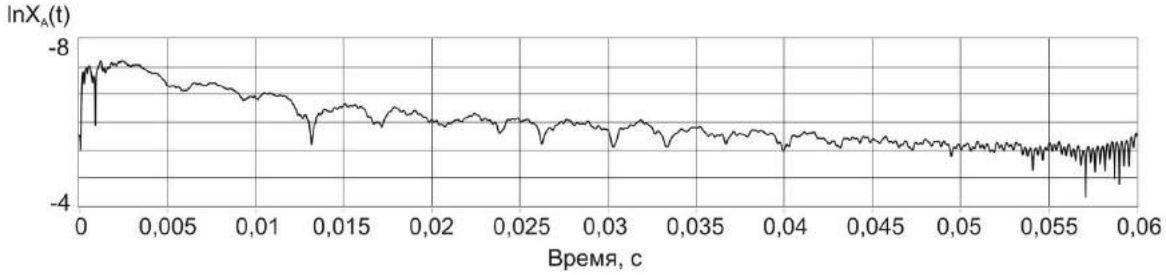
Ниже, на рис. 3.8 приведены графики $\ln X_A(t)$ при значениях усилия предварительного натяга 0,92 Н, 49,3 Н и 88 Н (а, б, в – соответственно).



а



б



в

Рис.3.8. Логарифмическое преобразование огибающей сигнала при усилии предварительного натяга: а) 0,92 Н; б) 49,3 Н; в) 88 Н

Наличие отрицательных всплесков на рис.3.8 говорит о большом количестве наложенных сигналов (эхо).

Методом наименьших квадратов для сигналов виброускорений при различных значениях усилия предварительного натяга были найдены линейные тренды логарифмических преобразований огибающих $\ln X_A(t)$ (рис.3.9).

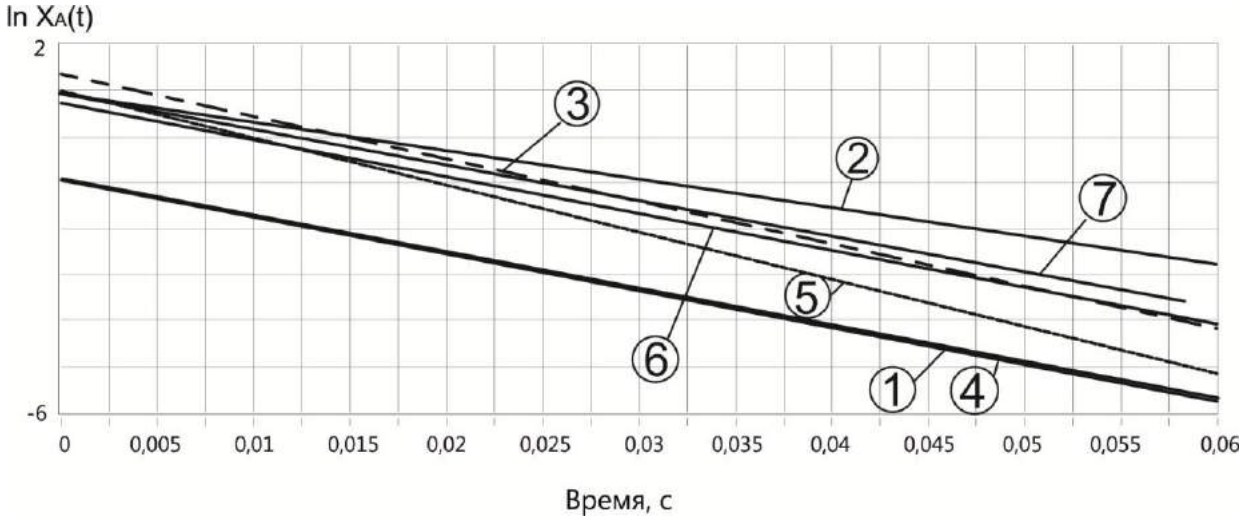


Рис.3.9. Линейные тренды огибающих $\ln X_A(t)$ для значений предварительного натяга: 1-0,92 Н; 2-29,6 Н; 3-49,3; 4-68,8 Н; 5-88 Н; 6-115 Н; 7-126,6 Н

Анализ линейных трендов огибающих $\ln X_A(t)$ не выявил однозначной зависимости, на обоснованно выбранном (рис. 3.6) временном интервале равном 0,06 с угла наклона линейного тренда от величины предварительного натяга, а изменение исследуемого временного интервала в сторону увеличения, сильно ослабляет отношение сигнал/шум, тем самым уменьшает помехоустойчивость сигнала.

Отсюда можно сделать вывод о необходимости анализа слагаемой $\ln X_A(t)$, что весьма затруднительно из-за ее сложного характера и требует применения других методов определения тренда, например с предварительной фильтрацией, что также подчеркивает необходимость спектрального анализа сигнала виброускорения.

В настоящем эксперименте при сохранении сигнала и дальнейшем анализе за начальное время отсчета сигнала виброускорения принимался

момент, когда значение сигнала начинает превышать шумовую компоненту, т.е пороговое значение, при этом никак не фиксировалась задержка сигнала, т.е. временная разность между нанесением импульсного воздействия и реакцией системы. В связи с этим обработка фазы сигналов в настоящем эксперименте в целях поиска информативного критерия не проводилась, т.к. время силового воздействия на шпиндель и начало времени получения сигнала вибрации, т.е. отклика с корпуса узла, не было синхронизировано, что явно ввело бы погрешность в результат обработки.

3.5.2. Спектральный анализ. Выбор и обоснование критерия для определения предварительного натяга

Средствами спектрального анализа и визуализации среды графического программирования LabView для значений предварительного натяга 0,92 Н; 29,6 Н; 49,3 Н; 68,8 Н; 88 Н; 115 Н были получены и построены АЧХ сигналов виброускорений (рис. 3.10, 3.11).

Визуальный анализ АЧХ сигналов виброускорения в диапазоне частот от 0 до 6 кГц, показывает (рис.3.10, 3.11), что с увеличением значения усилия предварительного натяга амплитудные пики спектра начинают смещаться в область более высоких частот, а, начиная со значения предварительного натяга равного 80 Н, происходит заметное сужение «эффективной ширины» спектра, т.е. энергия сигнала начинает сосредотачиваться на относительно небольшом частотном интервале, приблизительно в районе частоты 4200 Гц.

Наиболее сильно реагирует на изменение величины предварительного натяга частотный диапазон от 3200 до 4200 Гц (рис. 3.11).

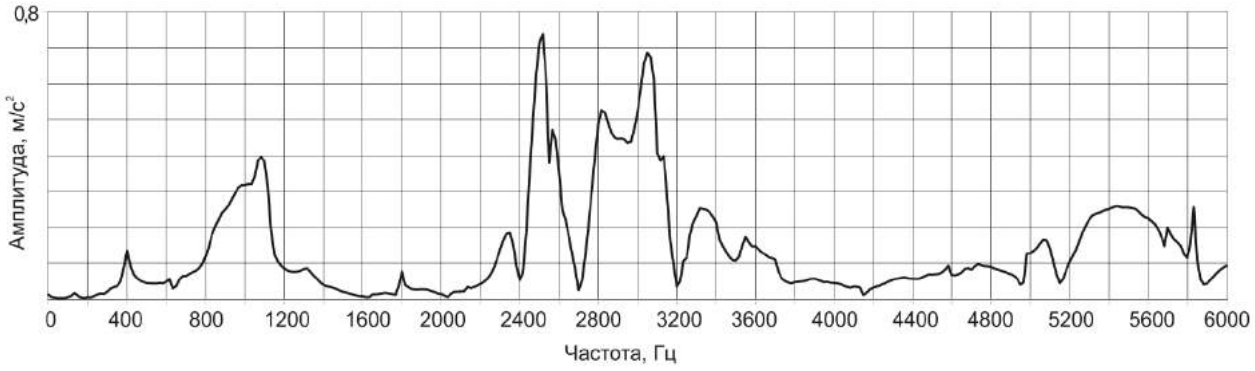


Рис.3.10. АЧХ шпиндельного узла при усилии предварительного натяга 0,92 Н

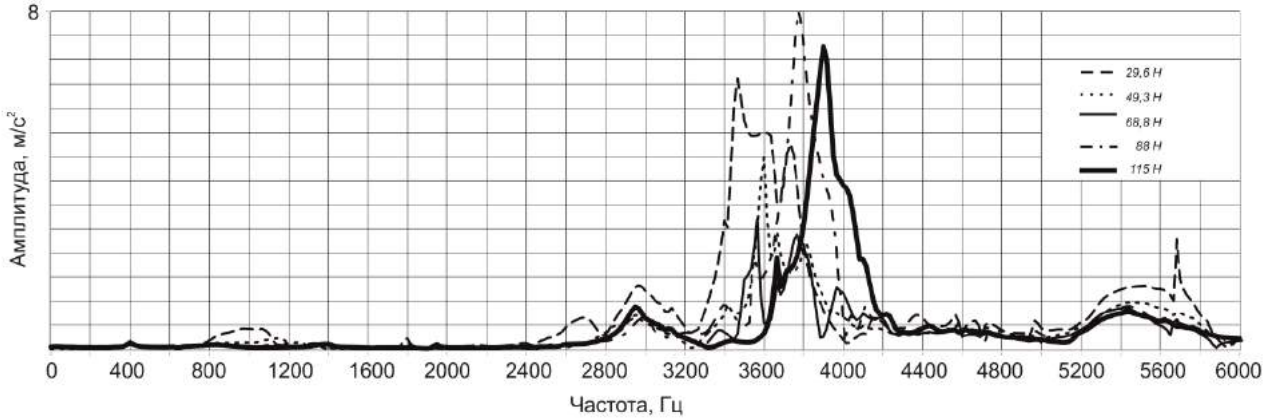


Рис.3.11. АЧХ шпиндельного узла при различных значениях усилия предварительного натяга

На основании вышеописанного и выводов анализа во временной области, критерием для определения величины предварительного натяга было выбрано значение относительной частоты пика, которая будет вычисляться как абсцисса центра тяжести спектрограммы выбранного частотного диапазона [a,b]:

$$f_c = \frac{\int_a^b f dF}{F} . \qquad (3.7)$$

Для вычисления относительной частоты пика была написана программа в среде программирования LabView. В качестве частотного интервала [a, b]

был выбран частотный диапазон от 600 до 4200 Гц, на котором изменение значений предварительного натяга вызывает однозначное изменение центра тяжести спектра (рис. 3.11). Полученные в результате эксперимента значения предварительного натяга и соответствующие им найденные значения f_c приведены в табл.3.3.

Таблица 3.3

Зависимость относительной частоты пика от значений предварительного натяга

P_n, Н	0,867	0,915	0,92	15,2	29,563	49,299	68,8	87,965	115,047	126,637
f_c, Гц	2558,67	2670,4	2693	3390	3532	3628,5	3667,33	3768	3889,22	4038,2

В связи с тем, что расхождения в полученных значениях относительной частоты, для каждой попытки силового воздействия, практически не было: значения отличались максимум на 0,05 Гц, при среднем абсолютном значении f_c равном 3,5 кГц, статистический анализ для вычислений математического ожидания и дисперсии не проводился.

График зависимости f_c от величины предварительного натяга был построен в программе Mathscript RT и приведен на рис. 3.12. Из графика видно, что в области малых значений предварительного натяга разрешающая способность определения значения предварительного натяга выше.

Целью данной части эксперимента являлась оценка контролеспособности мотор-шпинделя, т.е. выполнялся поиск лучших контрольных точек конструкции ШУ для тестовых воздействий с целью получения большей полезной информации о состоянии ШУ. К тому же на некоторых моделях ШУ вылет шпинделя может быть мал настолько, что сделало бы невозможным тестовое воздействие по переднему концу шпинделя. Следует отметить, что в рамках данного эксперимента силовые воздействия применялись и по корпусу шпиндельного узла: в область передней опоры, в область задней опоры и в середину корпуса.

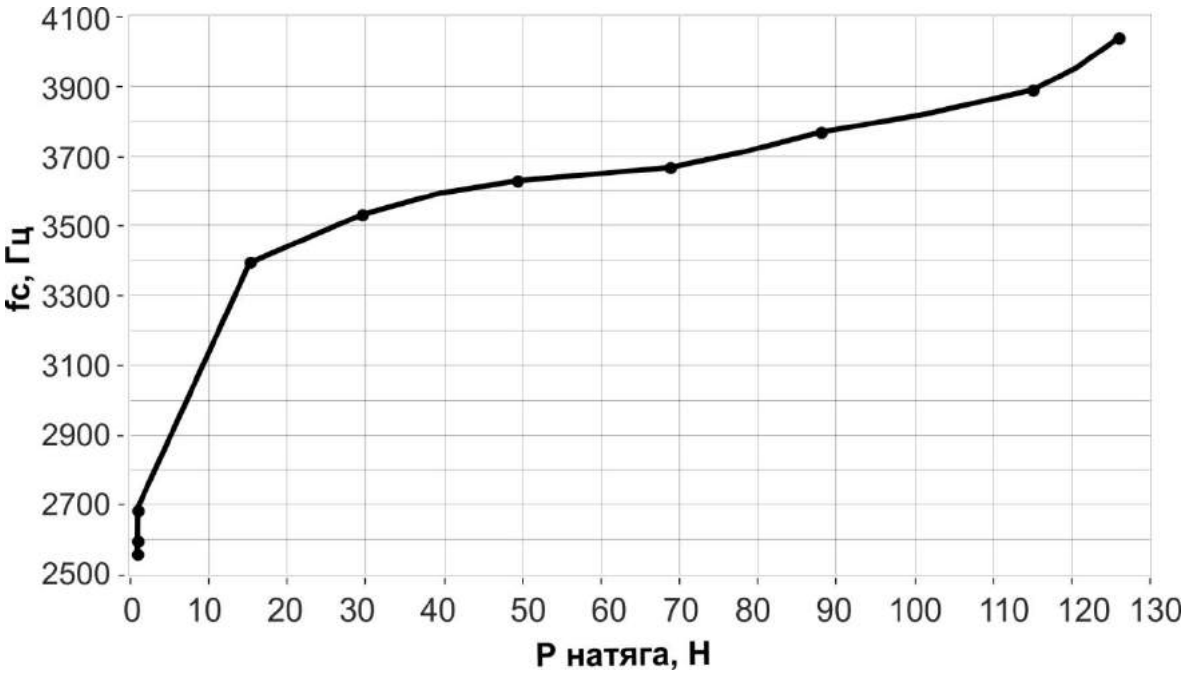


Рис. 3.12. График зависимости f_c от величины усилия предварительного натяга при импульсном воздействии на передний конец шпинделя

Схема экспериментального стенда для импульсных воздействий по корпусу мотор-шпинделя приведена ниже на рис.3.13.

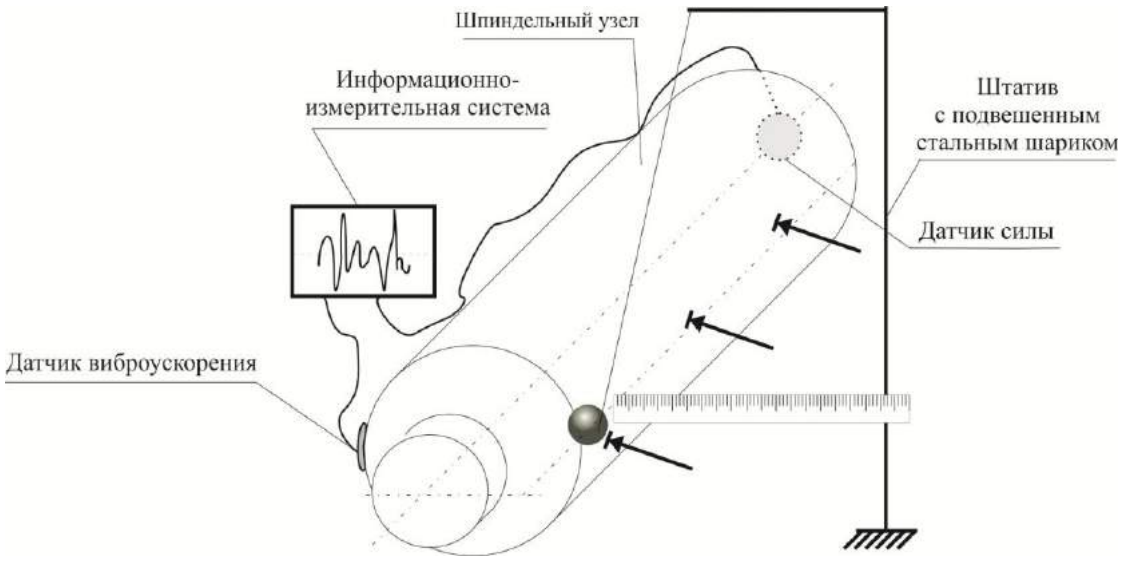


Рис. 3.13. Схема экспериментального стенда при импульсных воздействиях по корпусу ШУ

Как и в случае с воздействием непосредственно на передний конец шпинделя при нанесении ударов по корпусу шпиндельного узла было обеспечено одинаковое отклонение шарика от корпуса ШУ. Удары в область передней и задней опор и в середину корпуса наносились вдоль линии параллельной главной продольной осевой линии шпинделя и находящейся с ней на одной горизонтальной плоскости, параллельно плоскости чугунного стола (рис. 3.13).

В рамках эксперимента, в область передней опоры были нанесены по три ударных воздействия для каждого из пяти значений предварительного натяга: 0 Н; 6 Н; 24 Н; 36 Н; 56 Н. Были получены сигналы виброускорений и проведен их спектральный анализ средствами среды графического программирования LabView [130, 151]. Полученные спектральные характеристики сигналов виброускорений для пяти значений усилия предварительного натяга приведены ниже на рис. 3.14.

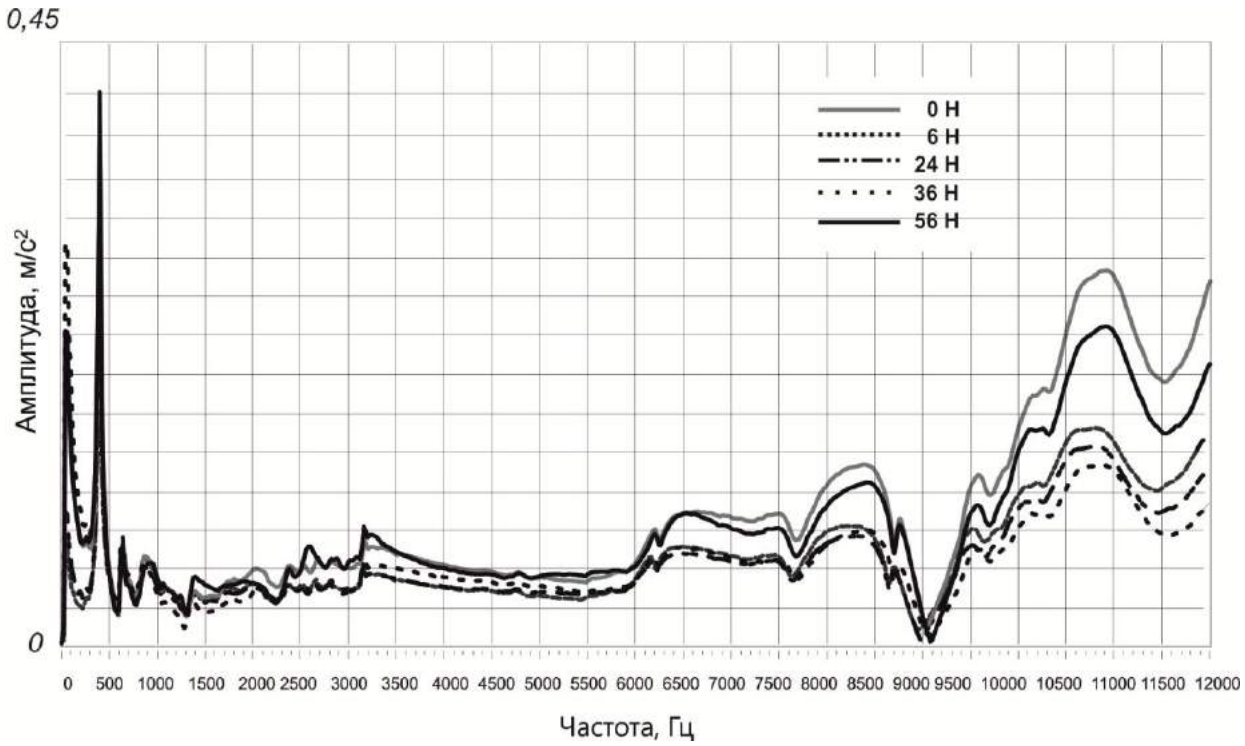


Рис. 3.14. Спектр сигнала отклика при нанесении кратковременного импульсного воздействия по корпусу ШУ в область передней опоры

Анализ показал, что для всех значений предварительного натяга энергия сигналов виброускорений в большей степени сосредоточена на частоте 400 Гц. Данная резонансная частота также хорошо видна на спектральных характеристиках рис. 3.10, 3.11, т.е. спектров виброускорений при воздействии на передний конец шпинделя. Данная резонансная частота не реагирует на изменение предварительного натяга, а значит и на изменение контактной жесткости опор, и, по всей видимости, формируется массо-жесткостной системой с постоянными параметрами.

Анализ спектров на рис.3.10, 3.11 и 3.14 показывает, что при соизмеримых амплитудных значениях на частоте 400 Гц, амплитуды частот на интервале от 3000 до 6000 Гц отличаются более чем на порядок. Участок АЧХ от 3200 до 4200 Гц, являющийся наиболее зависимым от предварительного натяга частотным интервалом в случае нанесения ударов по переднему концу шпинделя, при силовом воздействии на переднюю опору (рис.3.14) имеет наиболее равномерную и близкую к линейной характеристику. Это свидетельствует о том, что при импульсном воздействии в область передней опоры корпуса частоты на данном интервале плохо возбуждаются. При детальном визуальном анализе данного частотного диапазона приходим к выводу, что угол наклона огибающей спектра к частотной оси с увеличением предварительного натяга уменьшается. Для подтверждения данных визуального анализа, на частотном диапазоне от 3200 до 4200 Гц определили относительную частоту пика для значений предварительного натяга равных: 0 Н; 6 Н; 24 Н; 36 Н; 56 Н.

Полученные данные относительных частот пика и соответствующих им значений предварительного натяга опор ШУ приведены в виде графика на рис.3.15. График был построен в программе Mathscript RT.

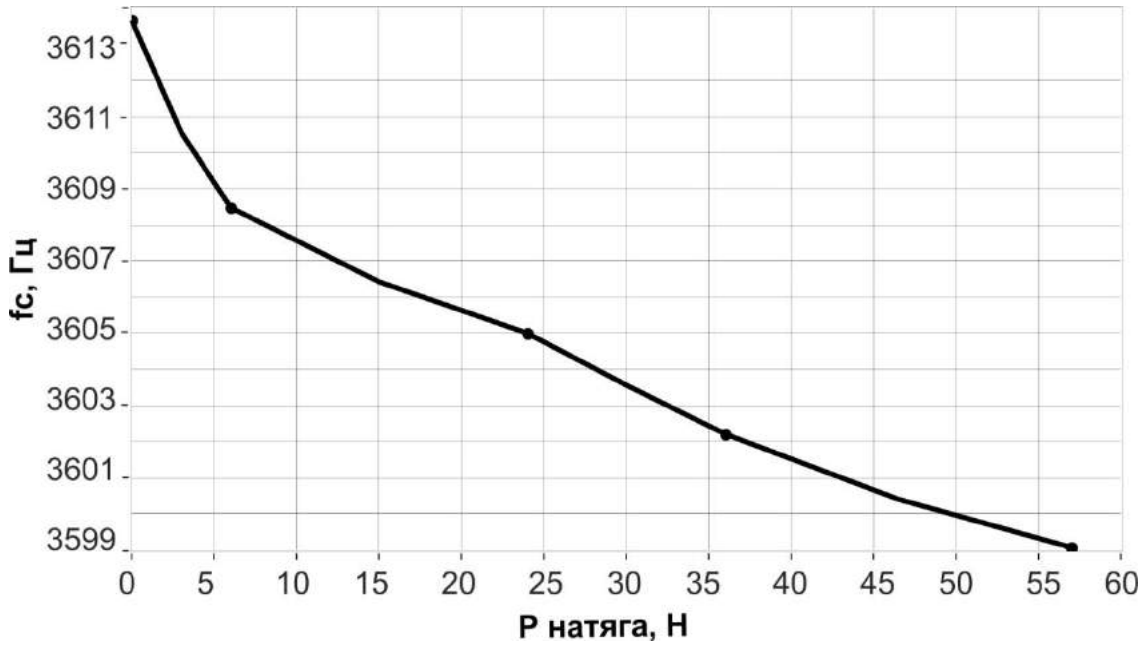


Рис. 3.15. График зависимости f_c от величины усилия предварительного натяга при воздействии на переднюю опору

Анализ полученных данных (рис.3.15) показал, что изменение относительной частоты пика в зависимости от значений предварительного натяга имеет тенденцию прямо противоположную, чем при воздействии непосредственно на передний конец шпинделя. Если в случае воздействия на передний конец шпинделя и увеличении значения предварительного натяга относительная частота пика также увеличивалась, то при воздействии по корпусу в область передней опоры и увеличении предварительного натяга относительная частота уменьшается.

Из графика, приведенного на рис.3.15, видно, что относительная частота пика на частотном диапазоне от 3200 до 4200 Гц, при нанесении кратковременного силового воздействия по корпусу ШУ в область передней опоры, может служить критерием для определения предварительного натяга. Но для данного воздействия критерий отличается небольшой разрешающей способностью, в среднем около 0,26 Гц на 1 Н изменения предварительного натяга.

В результате проведенного эксперимента, при кратковременных импульсных воздействиях силой в среднюю часть корпуса были получены сигналы виброускорений при значениях предварительного натяга 80 Н; 100 Н; 120 Н. Методом спектрального анализа и использованием средств LabView для сигналов виброускорений были получены спектральные характеристики. Частотный состав полученных сигналов виброускорений схож с вышеприведенными на рис. 3.14, но более равномерный и с менее явно выраженными собственными частотами (рис. 3.16).

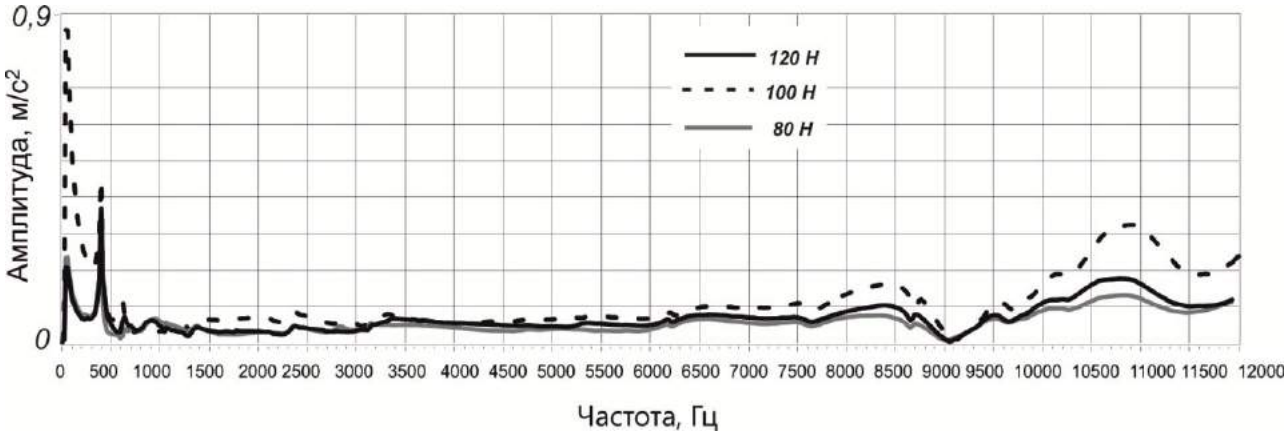


Рис.3.16. Спектр сигнала отклика при нанесении кратковременного силового воздействия по корпусу ШУ в середину корпуса

Связано это, по всей видимости, с тем, что корпус узла имеет лакокрасочное покрытие, что в нашем случае является паразитным демпфером, т.е. гасителем колебаний. А в случае с шлифовальным мотор-шпинделем в рабочих условиях воздействие по корпусу узла демпфируется за счет наличия в полости корпуса жидкости, охлаждающей обмотки статора.

Аналогичные результаты были получены при нанесении ударов стальным шариком по корпусу ШУ в область задней опоры. Спектральные характеристики полученных сигналов при значениях предварительного натяга 0 Н; 80 Н; 100 Н приведены ниже на рис.3.17. На спектрах хорошо видно, что возбуждаются частоты на интервале от 5 кГц и выше. А также

хорошо видно, что значения резонансных частот неизменны и не зависят от значения предварительного натяга опор.

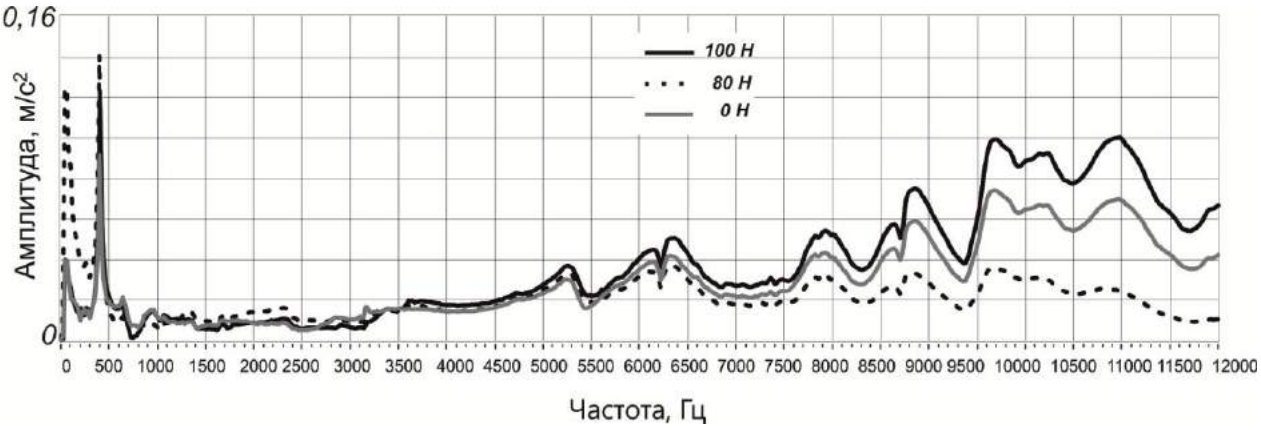


Рис.3.17. Спектр сигнала отклика при нанесении кратковременного импульсного воздействия по корпусу ШУ в область задней опоры

Для случаев, когда воздействие было нанесено в середину корпуса и в область задней опоры, поиск частот и частотных интервалов, зависимых от значений предварительного натяга и проведенный анализ не дал видимых результатов. В итоге можно сделать заключение, что контрольными точками для тестовых импульсных воздействий при диагностировании ШУ, с целью обеспечения его динамического качества, могут являться точки поверхности переднего конца ШУ и поверхности корпуса ШУ максимально приближенные к передней опоре шпинделя.

В результате проведенных исследований и анализа динамических характеристик полученных сигналов виброускорений, для обеспечения динамического качества ШУ необходимы следующие мероприятия:

1. На этапе сборки и ремонтных восстановительных работ, а в случае организации мониторинга за состоянием ШУ и в перерывах его функционирования, необходимо диагностировать состояние опор ШУ и определять значение их предварительного натяга. Диагностирование необходимо проводить методом тестовой диагностики нанесением

импульсных воздействий по переднему концу шпинделя. При нанесении импульсного воздействия необходимо обеспечить, чтобы амплитуда сигнала отклика не превышала динамический диапазон используемого датчика виброускорения и не оставляла остаточных деформаций на элементах ШУ. В случае невозможности кратковременного импульсного воздействия по переднему концу шпинделя в качестве второй контрольной точки воздействия следует выбрать точку на корпусе на передней опоре ШУ. Контрольная точка не должна иметь лакокрасочного покрытия и демпфировать импульсное воздействие. При этом необходимо обеспечить, чтобы направление импульсного силового воздействия и рабочая ось датчика виброускорения находились в одной плоскости.

2. Исследование полученных сигналов необходимо вести методом спектрального анализа. На основе амплитудного спектра или спектра мощности определить резонансные частотные диапазоны для всего интервала значений предварительного натяга подшипников качения используемых в диагностируемом ШУ, для которого обеспечивается или повышается динамическое качество. При этом качественное определение резонансных частот возможно только по спектру сигналов, полученных при импульсном воздействии на передний конец шпинделя. Частоты вращения выбирать таким образом, чтобы частота вращения шпинделя, а по возможности и другие частоты основных вынужденных колебаний опор качения, не попадали в зоны резонансных явлений шпиндельного узла. Например, для шлифовального мотор-шпинделя с подшипниками качения 2-76101Е, который использовался в экспериментальном стенде, производителем заявлен интервал эксплуатационных частот вращения шпинделя от 60 000 до 100 000 об/мин.. Путем анализа АЧХ для данного шпиндельного узла выбраны эксплуатационные режимы, при которых будет не только обеспечиваться динамическое качество ШУ, но и повышаться за счет уменьшения виброактивности. Результаты зависимостей частот вращения мотор-шпинделя от значения

предварительного натяга для экспериментального мотор-шпинделя приведены в виде табл.3.4. и на рис. 3.18:

Таблица 3.4

Зависимости частот вращения мотор-шпинделя от значения предварительного натяга

Предварительный натяг Pn , Н	0+	20+	40+	60+
Рекомендуемые частоты вращения**,** т. об/мин	93-99 121,8 - 123	87-105	84 -106,2 111 - 132	82,8-107,4 111 - 144
Интервал частот вращения, заявленный производителем, т.об/мин	60 - 100	60 - 100	60 - 100	60 - 100

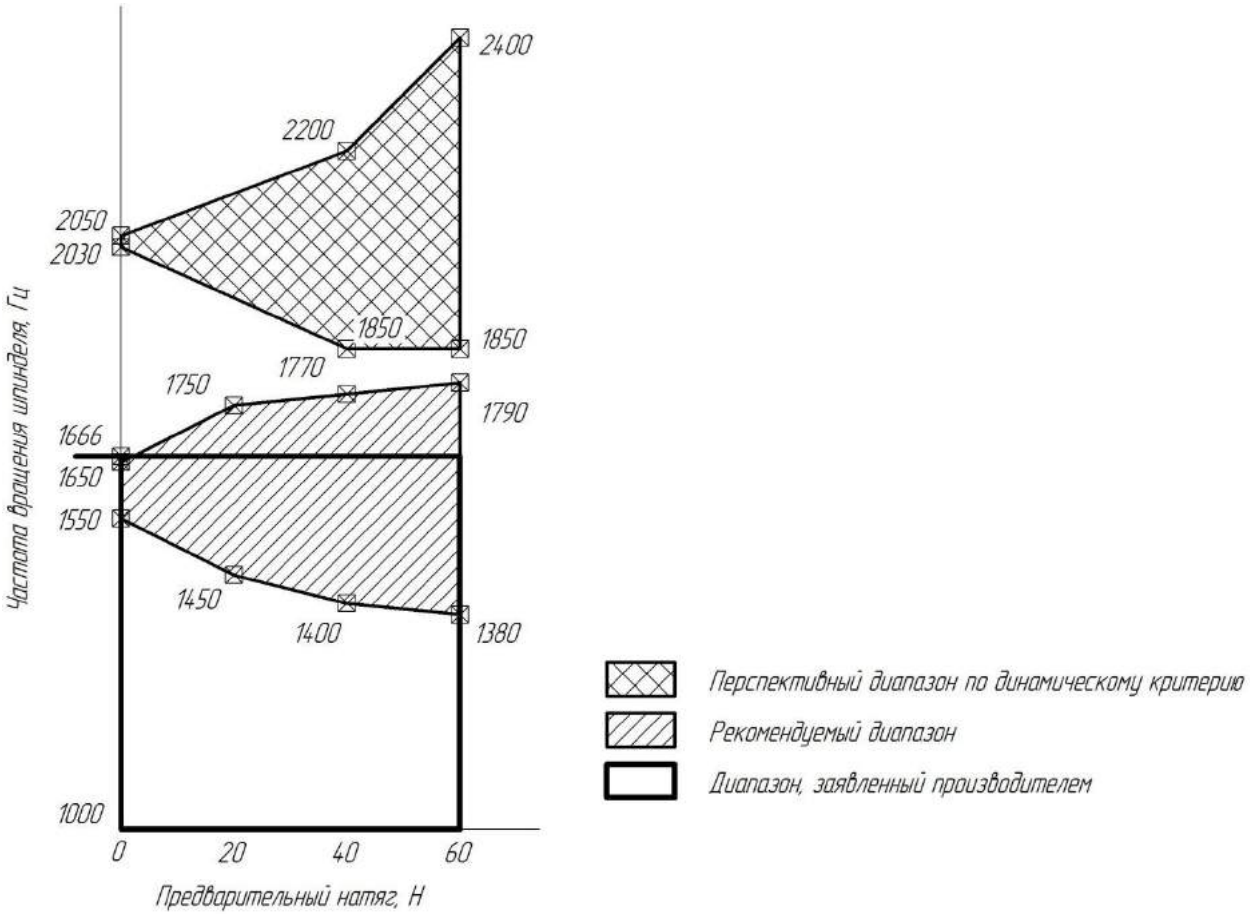


Рис. 3.18. Зависимости частот вращения мотор-шпинделя от значения предварительного натяга

В табл.3.4 в строке рекомендуемых частот вращения шпинделя второй строкой приведены интервалы частот, которые могут быть рабочими частотами вращения шпинделя исследуемого ШУ при условии, что будут решены задачи отвода увеличенных тепловыделений опор и их смазки, а также охлаждения обмоток статора. Использование данных интервалов частот вращения, при соответствующих значениях предварительного натяга, в перспективе позволит значительно повысить его производительность, при сохранении динамического качества ШУ.

Из табл.3.4 видно, что с увеличением предварительного натяга расширяется интервал рекомендуемых частот вращения шпинделя. Для всего диапазона значений предварительного натяга верхние и нижние границы рекомендуемых интервалов частот находятся выше по частотной оси соответствующих границ интервала частот вращения мотор – шпинделя, заявленного производителем. Для обеспечения динамического качества ШУ, из заявленного производителем интервала рабочих частот вращения шпинделя от 60000 до 100000 об/мин следует вообще исключить диапазон частот вращения от 60000 до 75000 об/мин. т.к. он находится в зоне собственных резонансных частот мотор-шпинделя (рис. 3.10, 3.11) на интервале от 850 до 1250 Гц. Использование мотор-шпинделя на частотах вращения от 51000 до 75000 об/мин приводит к повышению виброактивности ШУ и как следствие к ухудшению его динамического качества. Данное утверждение, а также и то, что полученные в настоящей главе значения резонансных частот (рис.3.10, 3.11) являются критическими частотами вращения и действительны при функционировании мотор - шпинделя, экспериментально подтверждено в главе 4 при диагностировании и определении значений предварительного натяга опор шпинделя методами функциональной диагностики.

3. Для выбора рациональных частот вращения шпинделя, с целью обеспечения и повышения динамического качества ШУ, необходимо

определить значение предварительного натяга опор ШУ. Для этого необходимо рассчитать относительную частоту пика, вычисляемую как абсцисса центра тяжести соответствующих резонансных интервалов спектра сигнала. Для обеспечения динамического качества и организации автоматизированного процесса безразборного контроля значения предварительного натяга опор однотипных ШУ необходимо предварительное создание базы эталонных значений относительной частоты пика и соответствующих ей значений предварительного натяга.

3.6. Выводы по 3 главе

1. Разработан экспериментальный стенд для воздействия на ШУ и получения его реакции в виде сигналов виброускорения методом тестового диагностирования. Используя современные аппаратные средства фирмы NI, была разработана информационно-измерительная система для стенда. Также было разработано программное обеспечение для анализа сигналов и АЧХ мотор-шпинделя, а также поиска диагностических критериев.
2. Экспериментальным путем были получены АЧХ откликов виброускорения шпиндельного узла при кратковременном воздействии силой непосредственно на его шпиндель. Анализируя частотный состав амплитудных спектров, были определены пики собственных частот шпиндельного узла при различных значениях предварительного натяга, и соответственно выбраны режимы работы шпиндельного узла, которые позволяют снизить его виброактивность и повысить точность обработки.
3. Методами Гильберта, временного и спектрального анализа сделан обоснованный выбор эффективного критерия в виде относительной частоты пика, позволяющего определить значение усилия

предварительного натяга опор без разборки ШУ, и построен график его функциональной зависимости.

4. В результате экспериментального поиска контролеспособных диагностических точек, также были получены сигналы виброускорений при воздействии по корпусу ШУ в области передней и задней опор, а также и по средней части корпуса. Для полученных сигналов проведен спектральный анализ. Экспериментально доказано, что точка на корпусе у передней опоры является контролеспособной и показана обоснованность использования критерия в виде относительной частоты пика, для определения значения предварительного натяга опор ШУ при воздействии в области передней опоры.

4. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ОПОР ШУ МЕТОДАМИ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

В настоящей главе была проведена экспериментальная оценка возможности использования результатов исследования АЧХ ШУ и применения обоснованного методом тестовой диагностики критерия по определению предварительного натяга при функциональном диагностировании. Также проведена оценка возможности использования критерия по мощности, вычисляемого как ордината соответствующего диапазона спектра мощности. Целью эксперимента являлось определение зависимости данных диагностических критериев от величины предварительного натяга опор мотор - шпинделя, работающего в режиме холостого хода.

Для достижения заданной цели были разработаны экспериментальный стенд и информационно-измерительная система.

4.1. Описание экспериментального стенда

Общий вид экспериментального стенда приведен на рис.4.1. За основу настоящего стенда был взят экспериментальный стенд, который использовался в главе 3. Основным его объектом является высокоскоростной шлифовальный мотор-шпиндель, который раннее исследовался методом тестовой диагностики. В состав стенда были добавлены системы для обеспечения нормального функционирования мотор-шпинделя, а именно: системы смазки и охлаждения и система управления приводом.

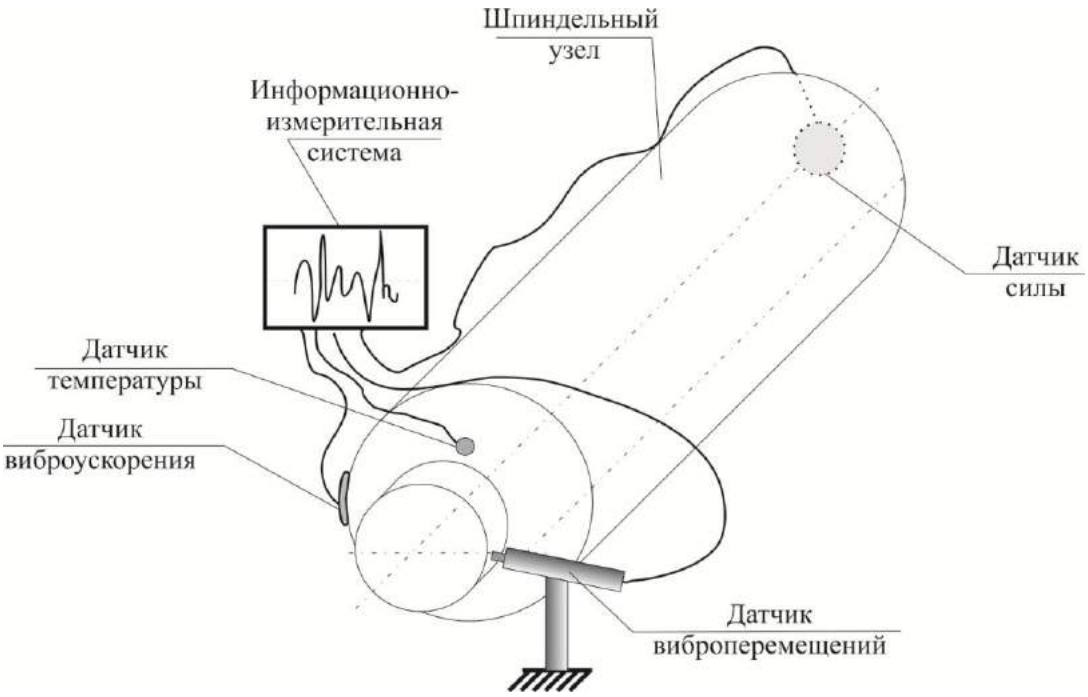


Рис. 4.1. Схема экспериментального стенда

Также были расширены возможности информационно-измерительной системы, которая включала датчик виброускорения, датчик силы, датчик виброперемещений, датчик температуры (термопары), модуль сбора данных, контроллер сопряжения по USB, компьютер и программное обеспечение National Instruments.

Датчик виброускорения был закреплен на корпусе мотор-шпинделя, как и в экспериментальном стенде, описываемом в главе 3, у передней опоры шпинделя (рис. 4.1). Температурный датчик (термопара) измерял непосредственно температуру наружного кольца подшипника качения передней опоры (рис. 4.2). Для этого использовалось технологическое отверстие в крышке корпуса. Датчик температуры прижимался винтом к наружному кольцу подшипника через резьбовое отверстие, предназначенное для извлечения подшипника из посадочного места в крышке корпуса (рис.4.2). В качестве датчика поперечных перемещений использовался вихретоковый преобразователь АР2100 фирмы «Globaltest» (приложение 3), характеристики которого приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Характеристики преобразователя AP2100

Модель	Тип электронного блока	Диаметр катушки пробника	Диапазон измерения	Чувствительность, выходной диапазон	Системная длина[*1]	Измеряемая величина
AP2100A-V AP2100C-V	**D210A-V D210-V**	5 мм	0,1 – 2,1 мм	+2,5 мВ/мкм	5/9 м	Вибрация, смещение

Для измерения и контроля силы предварительного натяга был установлен датчик силы MLB13 между регулировочным винтом и пружиной предварительного натяга (рис. 3.3).

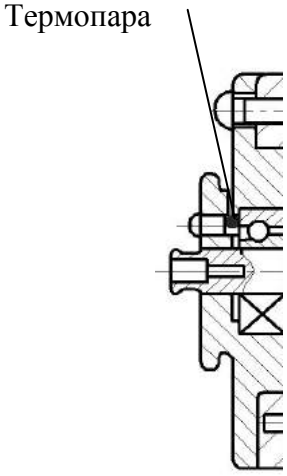


Рис.4.2. Схема установки датчика температуры к наружному кольцу подшипника передней опоры мотор-шпинделя

В качестве системы управления мотор-шпинделем использовался преобразователь частоты (ПЧ) фирмы Delta, который с минимальной погрешностью порядка 0,01-0,02%, обеспечивал заданную частоту вращения шпинделя на всем интервале значений установки предварительного натяга. Это было обеспечено выбором запаса номинальной выходной мощности преобразователя частоты равной 3,7 кВт, что значительно превышало номинальную мощность потребления мотор-шпинделя, равную 0,5 кВт. Данный ПЧ формирует выходное напряжение по принципу синусоидальной широтно-импульсной модуляции и линейной вольт-частотной зависимостью

с заданным коэффициентом 0,153 для экспериментального мотор-шпинделя. Например, при частоте вращения 60000 об/мин. напряжение питания было равно 153 В, а при 100000 об/мин равнялось 256 В. Также данный ПЧ позволяет программно задать вид и время разгона до требуемой частоты вращения.

Смазка подшипников качения осуществлялась системой, создающей масляный туман. Данная система [79], используемая в стенде, представляет собой комбинацию из отдельных приборов: компрессора, фильтра сжатого воздуха, манометра, редукционного клапана и прибора для образования масляного тумана (рис.4.3).

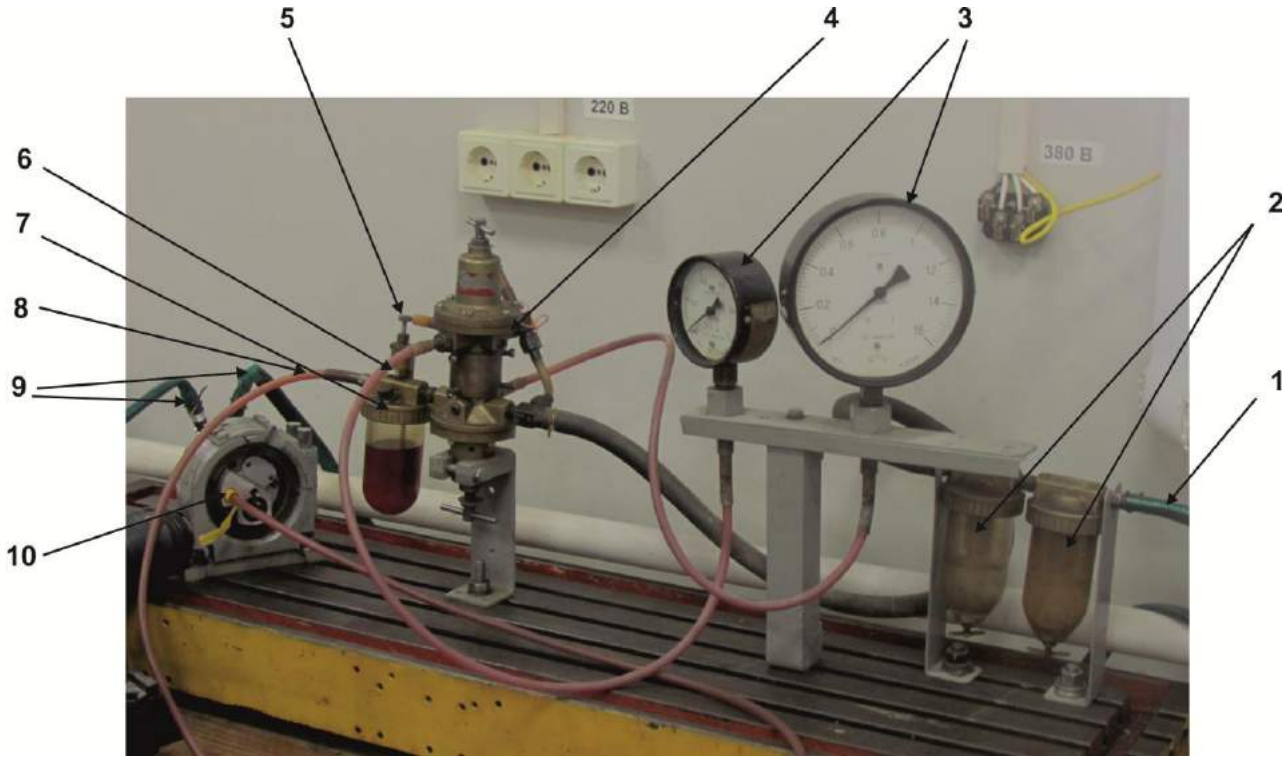


Рис. 4.3. Система образования масляного тумана и охлаждения:

1 - вход воздушного фильтра (выход компрессора), 2 - воздушные фильтры, 3 - манометры, 4 - редукционный клапан, 5 - винт регулировки количества капель, 6 - смотровое окно, 7 - приспособление для создания масляного тумана, 8 - выход приспособления для образования масляного тумана, 9 - вход и выход системы охлаждения ШУ проточной водой, 10 - технологическое отверстие ШУ для смазки опор

Вся система для создания масляного тумана, кроме компрессора, жестко закреплялась на массивной чугунной станине. Компрессор создавал максимальное давление воздуха в 608 кПа, которое по шлангу поступало на вход фильтра сжатого воздуха. По пластмассовому шлангу масляный туман подавался к технологическому отверстию для смазки опор шпинделя. Необходимое давление регулировалось с помощью винта для регулировки и отслеживалось на манометре. Количество капель масла отслеживалось через смотровое стекло 6 прибора для образования масляного тумана 7 и регулировалось игольчатым клапаном 5.

Для смазки опор шпинделей с частотой оборотов выше 48000 об/мин используют индустриальные специальные масла с малой вязкостью [79]. В настоящем эксперименте в качестве смазочного масла было использовано авиационное гидравлическое масло АМГ-10, характеристики которого в полной мере отвечают техническим данным масел для мотор-шпинделей данного типоразмера и назначения, согласно инструкции их эксплуатации. Характеристики АМГ-10 приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Технические характеристики масла АМГ-10

Наименование показателя	Норма
Вязкость кинематическая, $мм^2/с$ (сСт):	
при 50°С, не менее	10
при минус 50°С, не более	1250
Индекс вязкости, не менее	-
Кислотное число, мгКОН/г, не более	0,08
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С, не ниже	93
Температура застывания, °С, не выше	-70
Плотность при 20°С, $кг/м^3$, не более	850

Охлаждение мотор-шпинделя осуществлялось подводом проточной воды. Корпус статора имеет охлаждающую полость или рубашку, с которой проточной водой и отводятся потери.

4.2. Анализ формирования вынужденных колебаний шпиндельного узла

Для определения и оценки возможности применения тех или иных методов обработки сигнала необходим анализ формирования виброакустического сигнала.

С этой целью был проведен эксперимент, в котором вихретоковый датчик перемещений использовался для контроля частоты вращения шпинделя (рис.4.1). В качестве отсчетов (меток) для контроля частоты вращения шпинделя использовались имеющиеся на переднем конце шпинделя две симметрично расположенные фрезерованные поверхности (лыски) (рис.4.4). Наличие лысок не позволяло без дополнительной обработки выходного сигнала использовать вихретоковый датчик для объективного контроля радиальных биений вала, но способствовало его использованию в качестве тахометра.

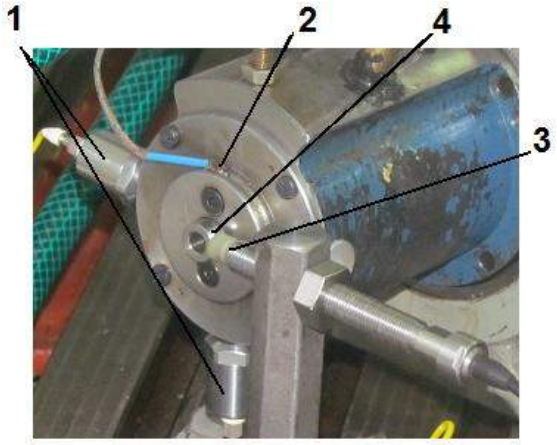


Рис.4.4. Схема расположения датчиков
1-датчики виброускорения, 2-датчик температуры, 3- вихретоковый датчик перемещений, 4-фрезерованная плоскость (лыска)

Преобразователь частоты был настроен так, что задаваемая им частота вращения шпинделя линейно увеличивалась на 10 Гц в секунду. Функция изменения частоты вращения шпинделя, в таком случае, представляет собой линейно-частотно модулированный (ЛЧМ) сигнал. Таким образом, при частотно-временном представлении сигнала должны выявиться связи вынужденных частот вибрации ШУ коррелированных с частотой вращения шпинделя.

В обработке сигналов, лежащей в основе теории распознавания образов технического состояния механизмов для частотно-временного представления сигналов наиболее часто используется преобразование Фурье с окном [28, 150]:

$$F(\tau,\omega)=\int_{-\infty}^{\infty} f(t)\cdot h(t-\tau)\cdot e^{-i\omega t}dt\ , \qquad (4.1)$$

где $f(t)$ - исследуемая функция, $h(t-\tau)$ функция окна со сдвигом τ во времени.

Выражение (4.1) называется преобразованием Фурье функции $f(t)$ с окном $h(t-\tau)$. Данное преобразование позволяет получить амплитудные коэффициенты Фурье с окном для частот ω, зависящих от времени τ, т.е локализованных по времени в окрестности точки τ.

Окно $h(t-\tau)$ является симметричной вещественной функцией. В качестве оконных функций на практике чаще всего используются функции Гаусса, Хэмминга, Хэннинга, Блэкмана (рис. 4.5) [150].

Любой сигнал с датчика, полученный с использованием цифровой техники, представляет собой массив дискретных данных. Поэтому в практических задачах для анализа сигналов используется дискретное преобразование Фурье с окном [150]:

$$F[m,l]=\sum_{n=0}^{N-1} f[n]\cdot h[n-m]\cdot e^{\frac{-i\cdot 2\pi\cdot l\cdot n}{N}}\ . \qquad (4.2)$$

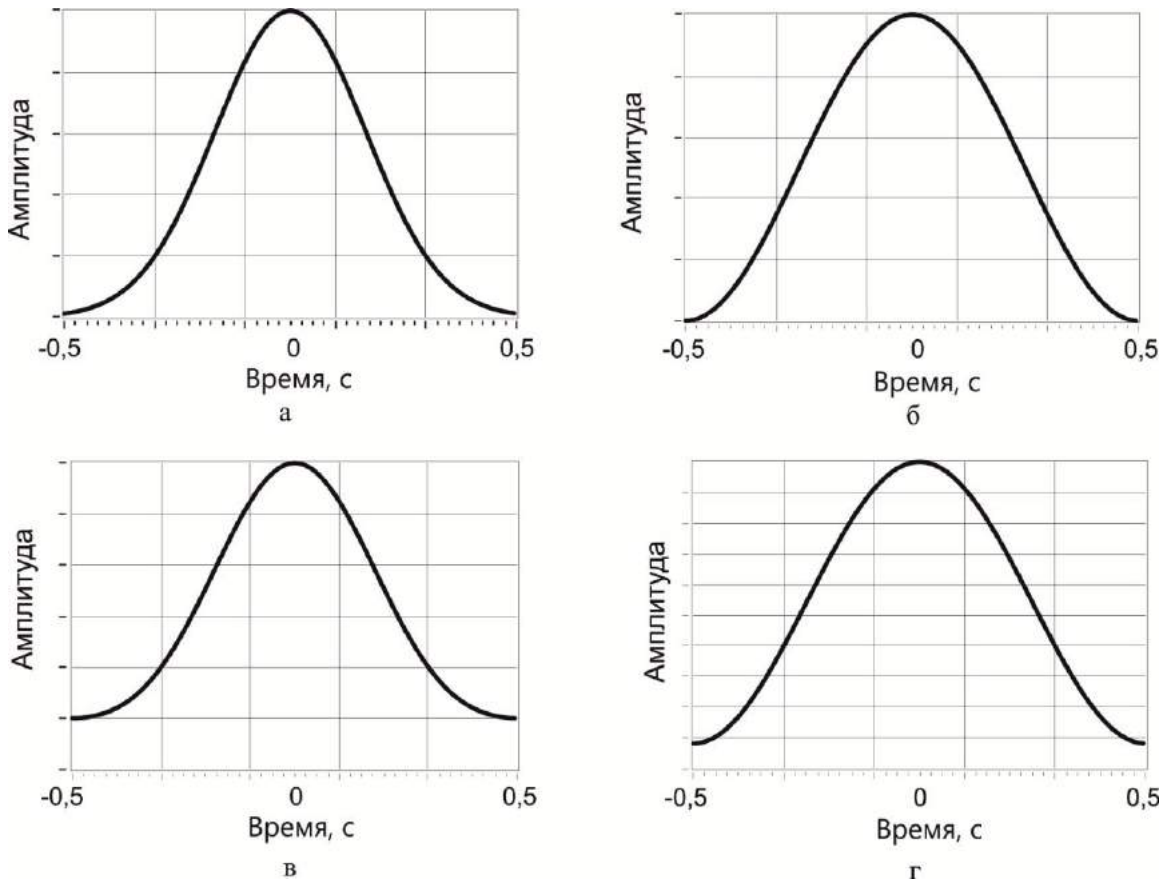
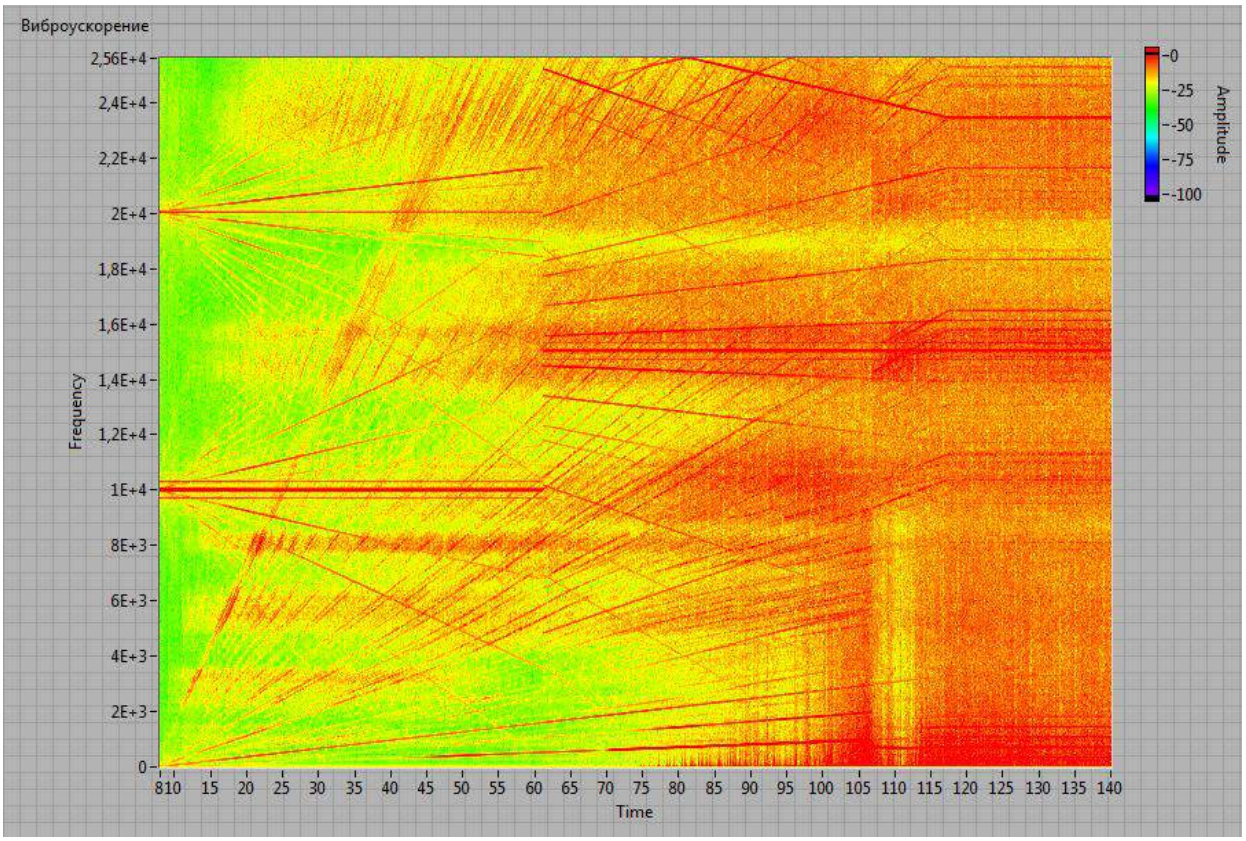


Рис. 4.5. Оконные функции Гаусса, Хэмминга, Хэннинга, Блэкмана

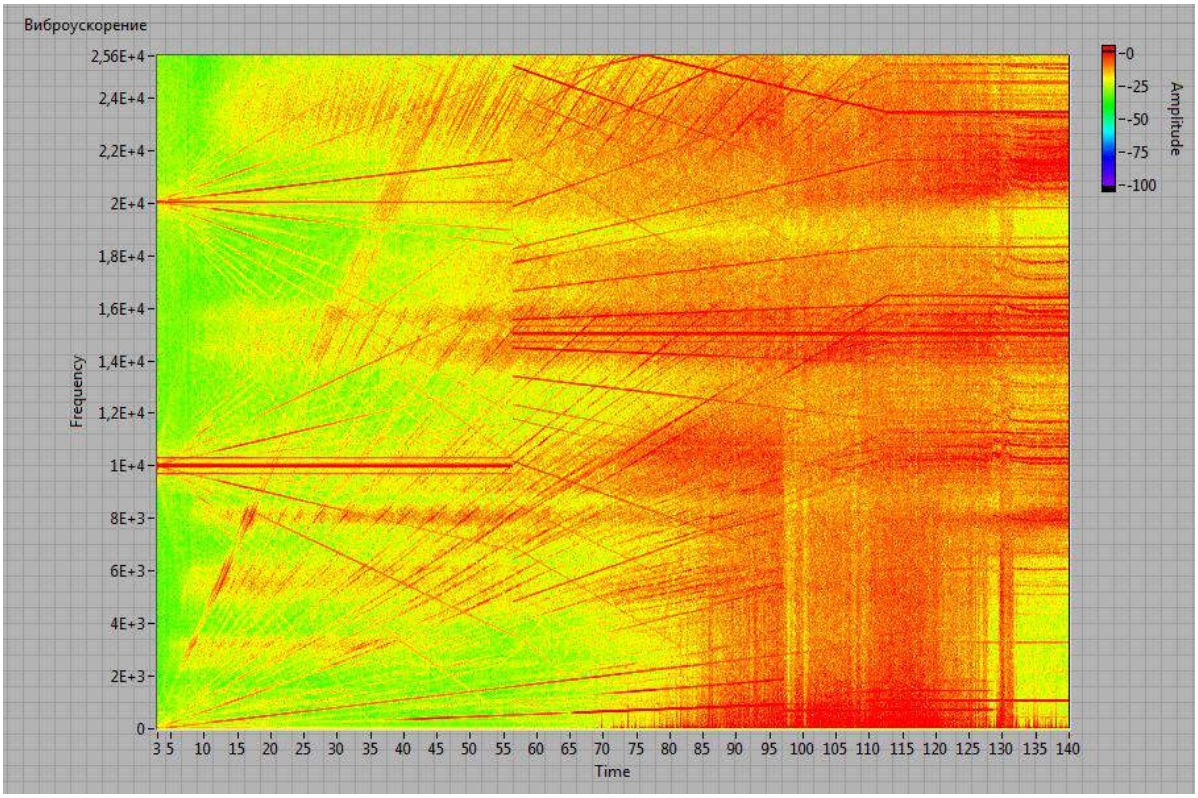
а) окно Гаусса $h(t) = e^{-18 \cdot t^2}$; б) окно Хэннинга $h(t) = \cos^2(\pi t)$;
в) окно Блэкмана $h(t) = 0.42 + 0.5 \cdot \cos(2\pi t) + 0.085 \cdot \cos(4\pi t)$;
г) окно Хэмминга $h(t) = 0.54 + 0.46 \cdot \cos(2\pi t)$.

В выражении (4.2) N – число отсчетов времени за период сигнала f, n – нумерация дискретных временных отсчетов, m – количество отсчетов сдвига окна во времени, l – нумерация дискретных частотных отсчетов.

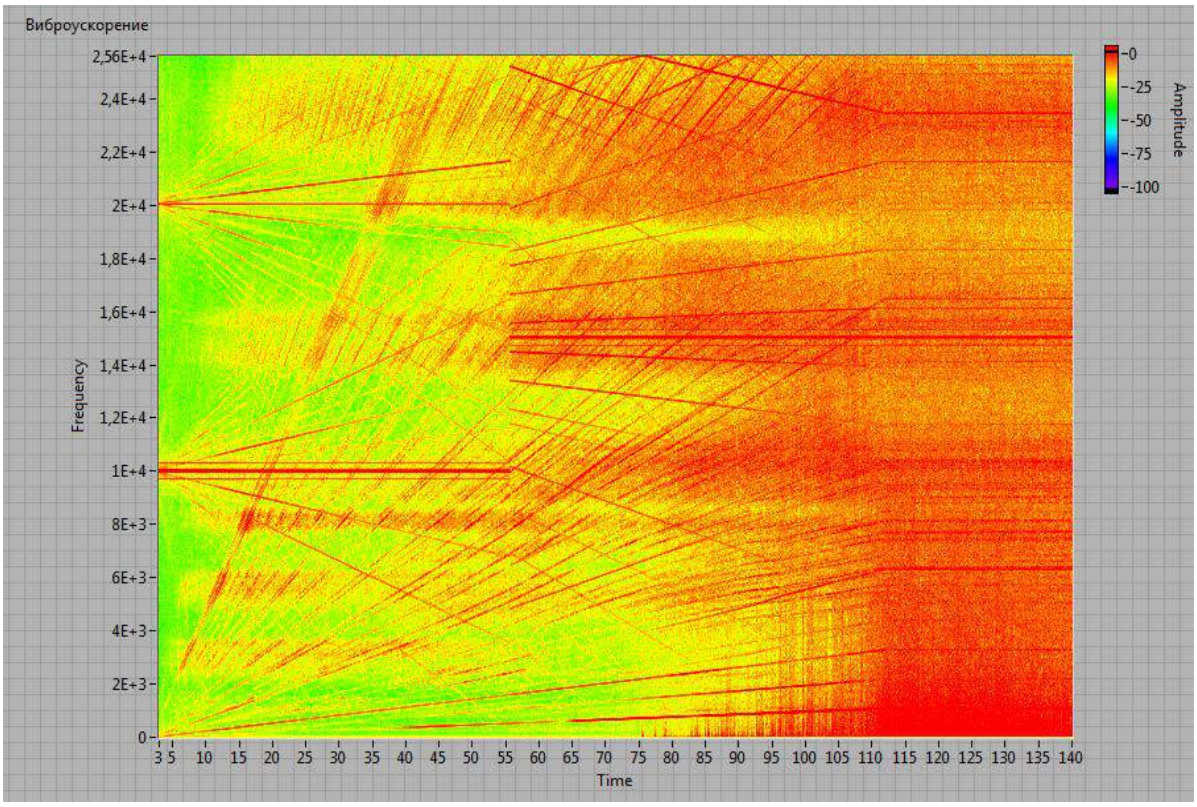
В графической среде программирования LabView был создано программное обеспечение (приложение 4) для построения частотно-временных спектрограмм на основе оконного преобразования Фурье, с помощью которого были обработаны полученные в ходе эксперимента сигналы виброускорений для трех значений предварительного натяга: 0 Н; 30 Н; 41 Н. Результаты преобразования приведены на рис.4.6.


Виброускорение
2,56E+4
2,4E+4
2,2E+4
2E+4
1,8E+4
1,6E+4
1,4E+4
1,2E+4
1E+4
8E+3
6E+3
4E+3
2E+3
0
Frequency
0
-25
-50
-75
-100
Amplitude
8 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 105 110 115 120 125 130 135 140
Time

а


Виброускорение
2,56E+4
2,4E+4
2,2E+4
2E+4
1,8E+4
1,6E+4
1,4E+4
1,2E+4
1E+4
8E+3
6E+3
4E+3
2E+3
0
Frequency
0
-25
-50
-75
-100
Amplitude
3 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 105 110 115 120 125 130 135 140
Time

б



в

Рис.4.6. Частотно-временные спектрограммы сигналов виброускорений при значениях предварительного натяга: 0 Н (а), 30 Н (б) и 41 Н (в)

Для построения частотно-временных спектрограмм использовалось окно Гаусса шириной n=2048. Значение ширины окна выбиралось как компромиссное из условий обеспечения наглядности полученных частотно-временных спектрограмм и затрачиваемого на данные преобразования времени.

На частотно-временных спектрограммах (рис.4.6) хорошо видны частоты вынужденных колебаний ШУ, привязанные к частоте вращения шпинделя. На частотно-временных спектрограммах вынужденные колебания представлены в виде восходящих прямых линий выходящих из начала координат. В местах, где частоты вынужденных колебаний совпадают с собственными частотами ШУ, возникает резкое увеличение амплитуды колебаний. Диапазоны собственных частот ШУ хорошо видны на

спектрограммах: широкие желтые горизонтальные полосы, параллельные временной шкале.

Косвенно наличие пиков собственных резонансных частот ШУ для частотного диапазона 0-1200 Гц может качественно определяться по резким всплескам характеристики динамической осевой нагрузки (см. рис.4.7) полученной с датчика силы. Особенно отчетливо видны резонансы при значении предварительного натяга 41 Н, на частотах 400 Гц, 800-1000 Гц, что соответствует резонансным частотам АЧХ на рис. 3.10, 3.11.

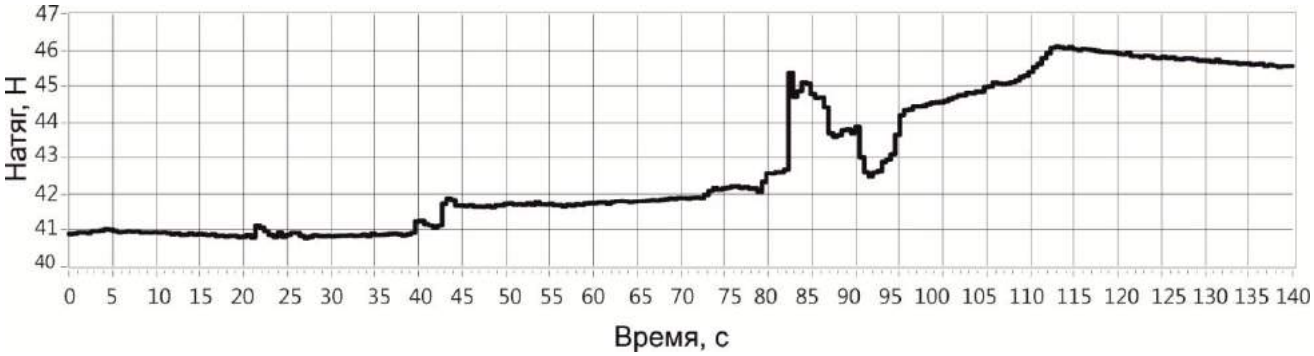


Рис.4.7. Динамическая нагрузка на датчик силы при изменении частоты вращения шпинделя 10 Гц/с и значении предварительного натяга 41 Н

Влияние электромагнитных сил системы управления приводом прослеживается наличием амплитудно-модулированных колебаний с несущей частотой, равной частоте коммутации ПЧ. При оборотах ротора до 40000 об/мин частота коммутации равна 10 кГц, свыше 40000 об/мин - 15 кГц. На рис.4.6 хорошо видны амплитудно-модулированные колебания с несущими в виде частоты коммутации и ее второй гармоники.

Вынужденный колебательный процесс, вызванный дисбалансом вращающихся шпинделя и элементов опор, с точки зрения занимаемой ширины частотного диапазона, является широкополосным сигналом. Чем больше частота вращения шпинделя, тем шире частотная полоса вынужденного колебательного процесса ШУ и тем больше коэффициент перекрытия модулированных колебаний с несущими частотами равными значениям частоты коммутации ПЧ (рис.4.6). При этом модулирующая

функция одна и та же для модулированного колебания с несущей частотой в виде частоты коммутации и для ее второй гармоники и является функцией, которая описывает вынужденный колебательный процесс ШУ, вызванный дисбалансом вращающихся шпинделя и элементов опор. Это хорошо видно при анализе вибрации при частоте вращения шпинделя около 2100 об/мин, т.е. в случае, когда обеспечивается узкополосность анализируемых колебаний. Для этого путем использования цифровых фильтров с полосой пропускания, равной 700 Гц, были получены модулированные колебания с несущими частотами, равными 10 и 20 кГц. Далее путем демодуляции были получены огибающие модулированных колебаний. Анализ спектров полученных огибающих модулированных колебаний и спектра сигнала виброускорения, в диапазоне частот от 0 до 350 Гц, показал, что данные спектры совершенно идентичны.

Однако частоты вращения шпинделя в несколько десятков герц не являются эксплуатационными рабочими частотами вращения высокоскоростного мотор-шпинделя. Для типоразмера мотор-шпинделя, используемого в экспериментальном стенде, рабочие частоты вращения шпинделя лежат в диапазоне от 60000 до 100000 об/мин. При столь высоких частотах вращения шпинделя сигнал вибрации представляет собой суперпозицию нескольких широкополосных сигналов, несущих одинаковую информацию. При этом каждый сигнал из этой суперпозиции «взвешен» собственной АЧХ мотор-шпинделя в частотном интервале, в котором реализован.

В итоге можно сделать следующие заключения: параметры вынужденного колебательного процесса ШУ напрямую зависят от характеристик привода ШУ. А в случае прецизионных шлифовальных мотор-шпинделей, по типу того, что исследовался в экспериментальном стенде, влияние электромагнитных сил частотнорегулируемого привода приводит к возникновению вынужденных колебаний с амплитудой на порядок

превышающей амплитуду колебаний свободно вращающего шпинделя, при условии одинаковой частоты вращения.

4.3. Определение предварительного натяга опор шпиндельного узла в режиме холостого хода

Анализ многочисленных работ [20, 31, 42, 128, 129 и т.д.] выводит на передний план выражения, которые связывают частоты вращений шпинделя и элементов подшипника:

$$f_{сеп} = \frac{f_p}{2}\left(1 - \frac{d}{D}\cos\beta\right), \tag{4.4}$$

$$f_{т.к} = \frac{f_p}{2}\frac{D}{d}\left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2\beta\right), \tag{4.5}$$

$$f_н = z\frac{f_p}{2}\left(1 - \frac{d}{D}\cos\beta\right), \tag{4.6}$$

$$f_в = z\frac{f_p}{2}\left(1 + \frac{d}{D}\cos\beta\right), \tag{4.7}$$

где f_p - частота вращения ротора Гц, $f_{сеп}$ - частота вращения сепаратора , d - диаметр тел качения, D - диаметр окружности, проходящей через центры тел качения, Dв и Dн - соответственно диаметры внутреннего и наружного колец подшипника, β - угол контакта в градусах, z – число тел качения.

Зная конструктивные параметры шарикоподшипника, частоты вращения шпинделя и сепаратора, теоретически можно найти угол контакта, который однозначно связан с усилием предварительного натяга подшипника. Данный подход сам по себе имеет невысокую разрешающую способность из-за малых изменений значения косинуса. Однако в нашем случае он практически не применим, т. к. мотор-шпиндель является сложным узлом с множеством собственных резонансных частот (рис. 4.6), а частоты вынужденных колебаний многочисленны и расположены близко друг к другу. Влияние

электромагнитных сил привода делает практически невозможным идентификацию частоты вращения сепаратора и частот мельканий шариков по наружному и внутреннему кольцам. Перечисленные факторы ухудшают результативность методов, основанных на выделении и анализе составляющих вынужденных колебаний, а также методов, основанных на статистическом анализе вибраций и спектра огибающей временного сигнала.

В настоящем разделе, в целях обеспечения динамического качества ШУ методами технической диагностики, проведено экспериментальное исследование возможности использования в функциональной диагностике [48], критерия в виде относительной частоты пика на определенном участке спектра мощности вибрационного сигнала. Выбор участка проводится из условий зависимости АЧХ ШУ от значения предварительного натяга его опор и обоснован в главе 3. Также экспериментально обосновано применение для определения предварительного натяга опор ШУ в режиме холостого хода диагностического критерия по мощности сигнала виброускорения.

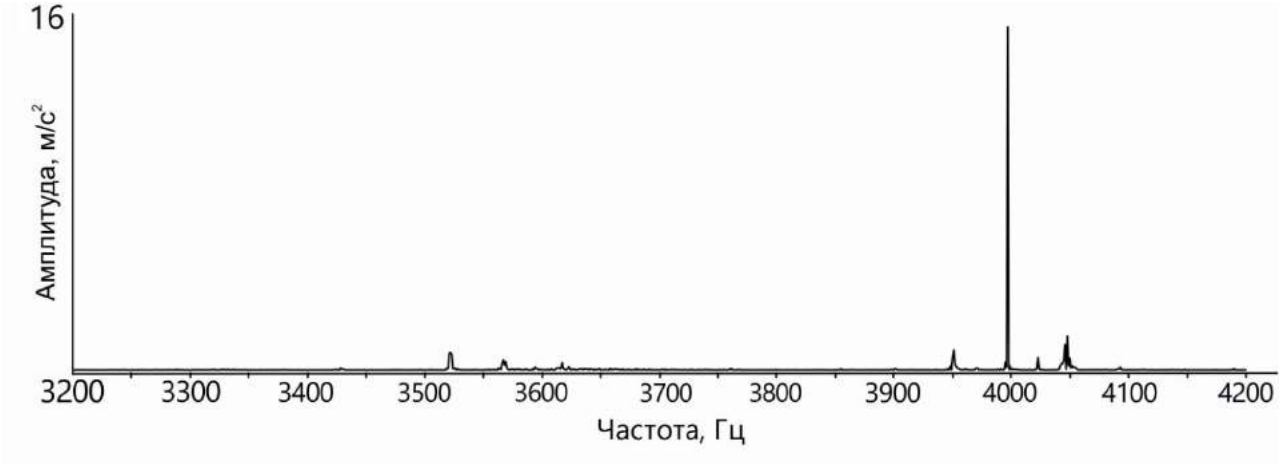
4.3.1. Методика проведения эксперимента

Эксперимент проводился следующим образом: после 15 минут непрерывной работы на частоте вращения 60000 об/мин регулировочным винтом устанавливали значение усилия предварительного натяга и в течение пяти секунд записывали сигналы виброускорения с акселерометра, датчиков силы и температуры. Датчик температуры позволял контролировать и поддерживать изменением расхода воды для охлаждения статора температуру наружного кольца в диапазоне 30...35 С°, что соответствует нормальному режиму работы прецизионных подшипников,. Таким образом, были получены временные реализации сигнала виброускорения для пяти значений усилия предварительного натяга: 0 Н; 18,9 Н; 49,2 Н; 68,6 Н; 88Н.

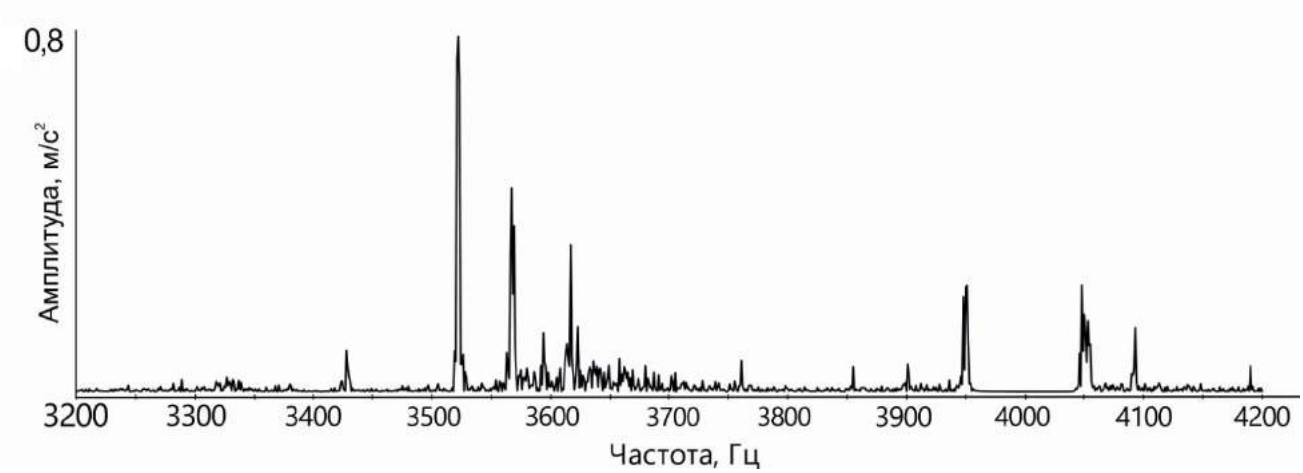
С учетом анализа собственной АЧХ ШУ (рис.4.8), выберем частотный диапазон сигнала виброускорения от 3200 Гц до 4200 Гц, на котором

собственные колебания шпиндельного узла наиболее значимо реагируют на изменение усилия предварительного натяга. При частоте вращения 60000 об/мин на данном частотном диапазоне находится 4-я гармоника частоты вращения шпинделя, мощность которой более чем на порядок выше мощности остальных составляющих спектра выбранного диапазона, что делает малоприменимыми выбранные критерии, вычисляемые как координаты центра тяжести наиболее зависимого от предварительного натяга участка спектра.

Для того, чтобы оценить применимость заявленных критериев в виде относительных частоты пика и мощности участка спектра сигнала и избежать построения цифровых фильтров со сложной АЧХ для фильтрации вынужденных частот, коррелированных с частотой вращения шпинделя, анализ был проведен при подавлении только четвертой роторной гармоники. Для подавления данной гармоники был применен режекторный БИХ-фильтр для диапазона 3950-4050 Гц и с ослаблением более 120 ДБ на частоте 4000 Гц. На рис.4.8 приведен спектр сигнала до (а) и после фильтрации (б).



а- до фильтрации



б – после фильтрации

Рис. 4.8. График спектров сигнала до (а) и после фильтрации (б)

В случае дискретного спектра формулы для расчета относительных пиковой частоты f_c и мощности $S_{относит}$ перепишем в виде:

$$f_c = \frac{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} n \cdot S(n) \cdot \Delta f}{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} S(n)}, \tag{4.8}$$

$$S_{относит} = \frac{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} \left[S(n) \cdot S(n) \right]}{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} S(n)}, \tag{4.9}$$

где Δf – расстояние между линиями спектра, a и b – нижняя и верхняя границы частотного диапазона в Гц соответственно, $S(n)$ – дискретный спектр мощности.

4.3.2. Обработка результатов измерения

В результате эксперимента для пяти значений предварительного натяга 0 Н; 18,9 Н; 49,2 Н; 68,6 Н; 88Н были получены временные реализации сигналов виброускорений. Для двенадцати интервалов длительностью в одну секунду каждой реализации были вычислены относительные частота и мощность, как абсцисса и ордината центра тяжести спектрограммы соответственно (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Зависимость абсциссы и ординаты центра тяжести спектра мощности сигнала виброускорения с корпуса мотор-шпинделя

	$P_{натяга}$=0 Н		$P_{натяга}$=18,9Н		$P_{натяга}$=49,2Н		$P_{натяга}$=68,6Н		$P_{натяга}$=88 Н	
№	$f_{с,Гц}$	$S_{относит}$, м²/с⁴	$f_{с,Гц}$	$S_{относит}$, м²/с⁴	$f_{с,Гц}$	$S_{относит}$, м²/с⁴	$f_{с,Гц}$	$S_{относит}$, м²/с⁴	$f_{с,Гц}$	$S_{относит}$, м²/с⁴
1	3461	0,00106	3639	0,01	3711	0,034	3700	0,109	3707	0,2198
2	3455	0,00096	3644	0,0086	3708	0,039	3699	0,108	3708	0,2074
3	3452	0,00094	3643	0,0094	3700	0,036	3701	0,099	3709	0,1962
4	3447	0,00094	3643	0,009	3693	0,035	3705	0,0829	3710	0,1886
5	3453	0,001	3645	0,0093	3683	0,032	3704	0,064	3704	0,1941
6	3457	0,0009	3647	0,0087	3685	0,024	3704	0,054	3706	0,217
7	3453	0,00099	3647	0,0088	3684	0,021	3701	0,056	3698	0,228
8	3453	0,00096	3644	0,0103	3682	0,021	3700	0,0619	3690	0,546
9	3450	0,00096	3644	0,0089	3682	0,021	3699	0,059	3690	0,579
10	3452	0,00078	3642	0,0093	3686	0,0195	3695	0,0515	3687	0,564
11	3450	0,0007	3642	0,0098	3687	0,02	3693	0,05	3684	0,536
12	3446	0,00072	3644	0,0099	3686	0,021	3690	0,052	3680	0,49

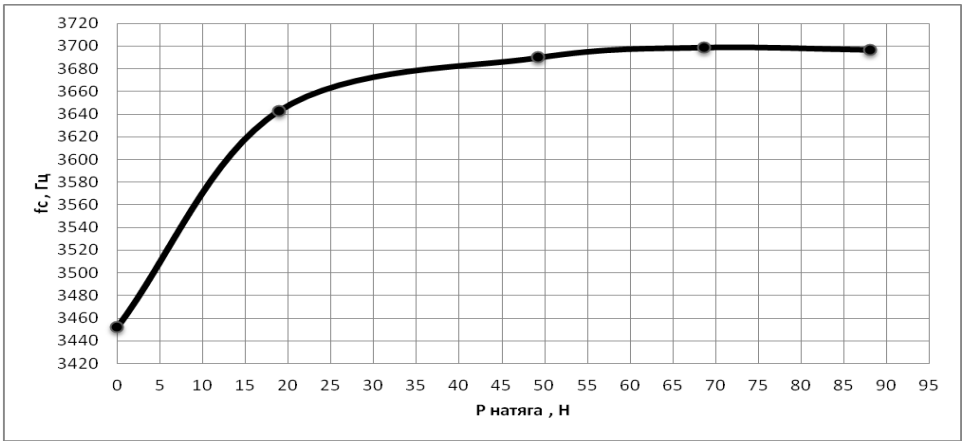
Для каждого значения усилия предварительного натяга вычислены математические ожидания соответствующих значений относительных частоты и мощности. Полученные в результате обработки экспериментальных данных зависимости математических ожиданий абсцисс и ординат центра тяжести спектрограммы сигнала виброускорения с корпуса мотор-шпинделя в режиме холостого хода и частоте вращения 60 000 об/мин

от усилия предварительного натяга приведены в табл. 4.4. и на рис.4.9 (а, б). Интерполяция точек проведена кубическим сплайном Эрмита [130].

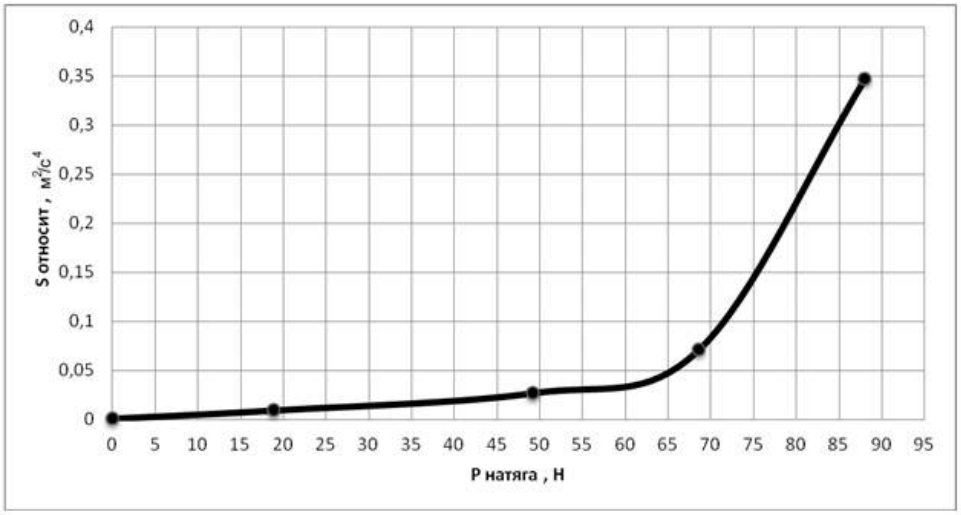
Таблица 4.4

Зависимости математических ожиданий абсциссы и ординаты центра тяжести спектрограммы мощности сигнала виброускорения с корпуса мотор-шпинделя

$P_{натяга}$, Н	0	18,9	49,2	68,6	88
f_c, Гц	3452	3643	3690	3699	3697
$S_{относит}$, $м^2/с^4$	0,000909	0,00933	0,02695	0,0712	0,34712



а)



б)

Рис.4.9. Графики экспериментальных зависимостей:

а – относительной пиковой частоты f_c от усилия предварительного натяга;

б – относительной мощности от усилия предварительного натяга.

Анализируя полученные результаты и исходя из того, что спектры вращающихся узлов содержат модулированные колебания с несущими в виде гармоник роторной частоты, а их боковые полосы содержат гармоники и субгармоники частоты вращения сепаратора, опираясь на известную формулу связи частоты сепаратора с роторной частотой [42]:

$$f_{сеп} = \frac{f_p}{2}\left(1 - \frac{d}{D}\cos\beta\right), \qquad (4.10)$$

приходим к выводу, что растекание боковых лепестков модулированных колебаний происходит как в сторону высоких частот, так и в область низких [115]. Именно с этим и с неравномерностью огибающей спектра собственных частот связана неоднозначность относительной пиковой частоты как критерия для определения величины усилия предварительного натяга. Для его улучшения необходимо применение гребенчатых фильтров и детальное изучение поведения вынужденных частот на фоне собственных частот колебаний узла, для определения и коррекции параметров используемых частотных фильтров.

Однако, как видно из рис. 4.6 (а), для порогового критерия, т.е. определяющего наличие или отсутствие предварительного натяга, использование относительной частоты вполне возможно и при подавлении только роторной гармоники.

Еще раз отметим, что для шлифовальных мотор-шпинделей общий уровень вибрации в режиме обработки ненамного превышает общий уровень вибрации в режиме холостого хода (около 10%) Поэтому для обработки шлифованием и некоторых других видов обработки цветных металлов данные критерии могут быть применены в рабочих режимах обработки.

4.4. Метод биспектрального анализа в оценке предварительного натяга подшипниковых опор шлифовального мотор-шпинделя

При диагностировании в реальных условиях производства всегда существуют шумы различной природы. Большое количество шумовых помех имеют нормальное распределение амплитуды и называются гауссовским шумом. Также такие шумы могут возникать в каналах усиления и передачи сигнала от датчика. Получить полезную информацию из сигнала в условиях аддитивных гауссовских помех возможно при анализе спектров высших порядков [21].

Биспектр $F(\omega_1, \omega_2)$ является наиболее легко реализуемой многомерной характеристикой колебательного процесса [21]. Биспектр - преобразование Фурье от двумерной функции автокорреляции:

$$F(\omega_1, \omega_2) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int B(\tau_1, \tau_2) \cdot e^{-i(\omega_1 \tau_1 + \omega_2 \tau_2)} d\tau_1 d\tau_2 , \qquad (4.11)$$

где $B(\tau_1, \tau_2)$ - двумерная функция автокорреляции и вычисляется как:

$$B(\tau_1, \tau_2) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \cdot f(t + \tau_1) \cdot f(t + \tau_2) dt , \qquad (4.12)$$

где $f(t)$ - исследуемый сигнал, а τ_1, τ_2 сдвиги во времени.

Выражение $B(\tau_1, \tau_2)$ есть двумерная функция автокорреляции сигнала $f(t)$, а частоты ω_1 и ω_2 лежат в октанте $0 \le \omega_1 \le \infty$, $0 \le \omega \le \omega_2$ [16].

Биспектр можно также записать в виде

$$F(\omega_1, \omega_2) = F(\omega_1) \cdot F(\omega_2) \cdot F^*(\omega_1 + \omega_2) , \qquad (4.13)$$

где $F^*(\omega_1 + \omega_2)$ - функция комплексно-сопряженная функции $F(\omega_1 + \omega_2)$.

Наиболее чувствительной к фазовым соотношениям является функция бикогерентности:

$$Bic(\omega_1, \omega_2) = \frac{F(\omega_1, \omega_2)}{\sqrt{F(\omega_1) F(\omega_2) F^*(\omega_1 + \omega_2)}} = \exp[i(\varphi_1 + \varphi_2 - \varphi_3)] , \qquad (4.14)$$

Как видно из выражения, бикогерентность - это биспектр, нормированный на квадратный корень произведения мощностей шума тех спектральных компонент, статистическую зависимость между которыми он описывает. Выражение $(\varphi_1 + \varphi_2 - \varphi_3)$ называется бифазой.

Суть анализа спектров высших порядков, в том числе и биспектра, в том, что он дает возможность получения принципиально новой информации о фазовых свойствах исследуемых сигналов и дополняет возможности некогерентного спектрально-корреляционного анализа сигналов. Биспектральный анализ обладает рядом привлекательных преимуществ по сравнению с спектральным анализом. Эти преимущества заключаются во первых: в подавлении гауссовой помехи, т.е. шума с нормальным распределением амплитуды, во вторых биспектр содержит информацию о фазовых связях спектральных компонент в исследуемом сигнале, и в третьих кумулянтные функции позволяют исследовать нелинейные свойства сигнала и оценить нелинейные характеристики [21].

Полученные временные реализации сигналов виброускорений были обработаны в программной среде LabView с использованием стандартных процедур для получения функций модуля биспектра и бикогерентности. Результаты преобразования сигналов виброускорений для пяти значений предварительного натяга 0 Н;17 Н; 31 Н; 45 Н и 65 Н приведены на рис.4.10-4.14 в виде двумерных спектрограмм.

Амплитудные значения коэффициентов биспектра приведены в логарифмическом масштабе в цветовой шкале. Значения частотных осей приведены в частотных бинах, где один частотный бин равен 100,196 Гц.

Для лучшей визуализации амплитудных значений равного уровня для всех значений предварительного натяга верхняя граница амплитудного динамического диапазона функций биспектрального преобразования и бикогерентности установлена на одинаковом значении - 40 дБ и 0,6 соответственно.

Как видно из рис. 4.10-4.14 коэффициенты биспектра и бикогерентности симметричны относительно диагонали f1=f2. На рис. 4.10, б и 4.11 можно различить наличие сложных модулированных колебаний, энергия которых сосредоточена в районе 10 кГц и 20кГц. Достаточно хорошо видно различие в биспектральных преобразованиях при наличии или отсутствии предварительного натяга на рис. 4.10. Дальнейшее увеличение предварительного натяга ведет к неоднозначному изменению амплитудных коэффициентов биспектра, которые возрастают до значения предварительного натяга 45 Н и убывают при дальнейшем возрастании предварительного натяга (рис. 4.12, а). В итоге можно сделать заключение, что модуль биспектра не может являться критерием для определения предварительного натяга, так как зависимость его коэффициентов от значения усилия предварительного натяга на интервале от 0 до 65 Н неоднозначна. Но модуль биспектра, как видно из рис. 4.10-4.14, может быть использован в качестве пороговой оценки.

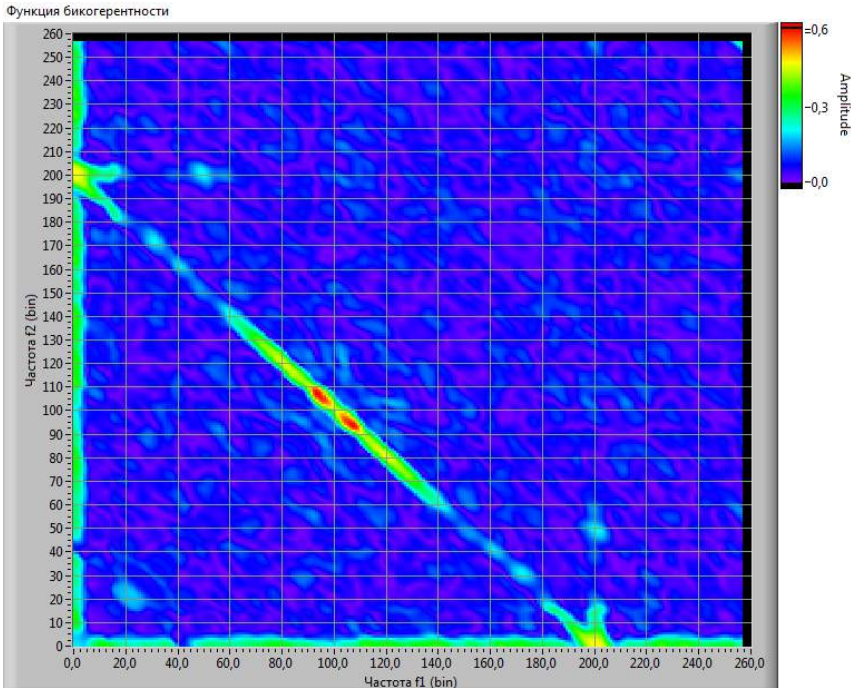
Визуальный анализ коэффициентов функции бикогерентности показывает, что функция бикогерентности ведет себя более однозначно в области средних и нижних частот. В качестве диагностического признака в данном случае может служить, например, сумма коэффициентов функции бикогерентности выделенного участка или площадь выбранного участка ограниченного линиями равного уровня.

Как видно из приведенных графиков бикогерентности (рис. 4.10-4.14), участки частот, амплитуды коэффициентов которых наиболее сильно реагируют на изменения предварительного натяга, идентичны полосам собственных частот, рассматриваемых в работе [40, 41].

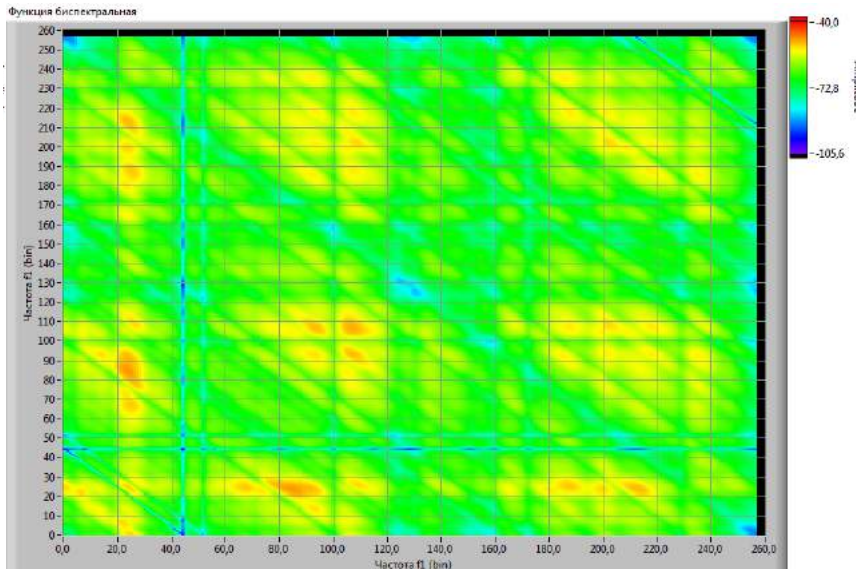
Если сравнить биспектральный и спектральный анализы, в задачах поиска функциональных зависимостей амплитудных значений функций биспектра от величины усилия предварительного натяга преимущество биспектрального анализа не столь очевидно в сравнении с методом спектрального анализа. Данное утверждение справедливо для случаев

отсутствия шумовых помех и бездефектных подшипников, когда не проявляется дискретный характер колебаний сигнала виброускорения [39,40].

Большие вычислительные ресурсы, необходимые для биспектрального преобразования, делают обычный спектральный анализ более предпочтительным в практическом применении.

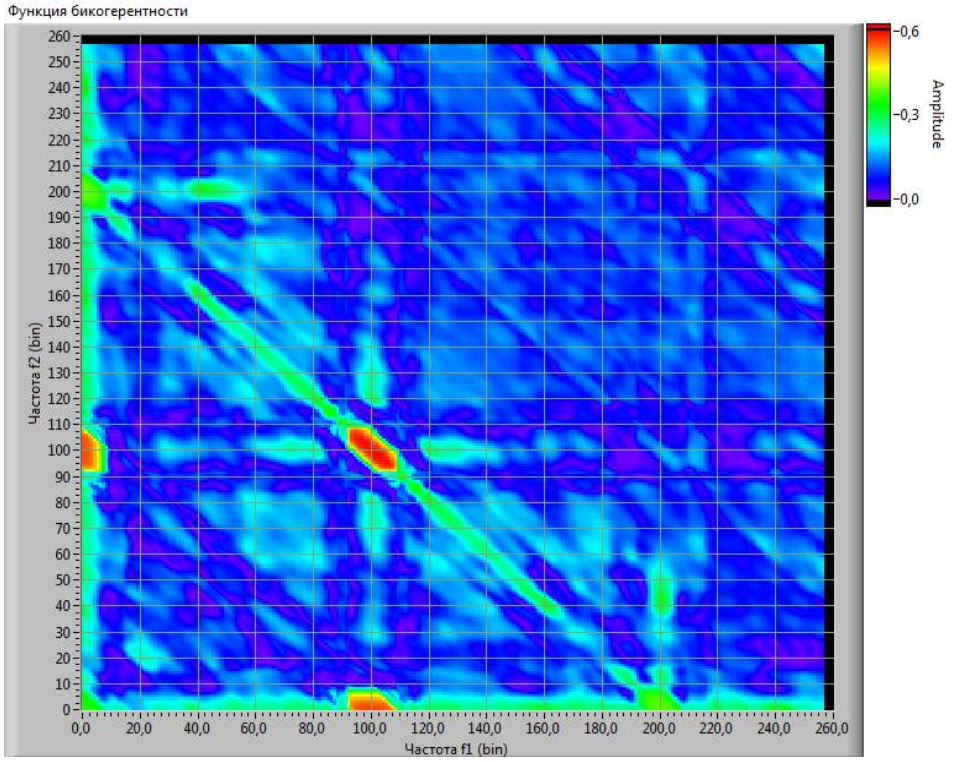


а

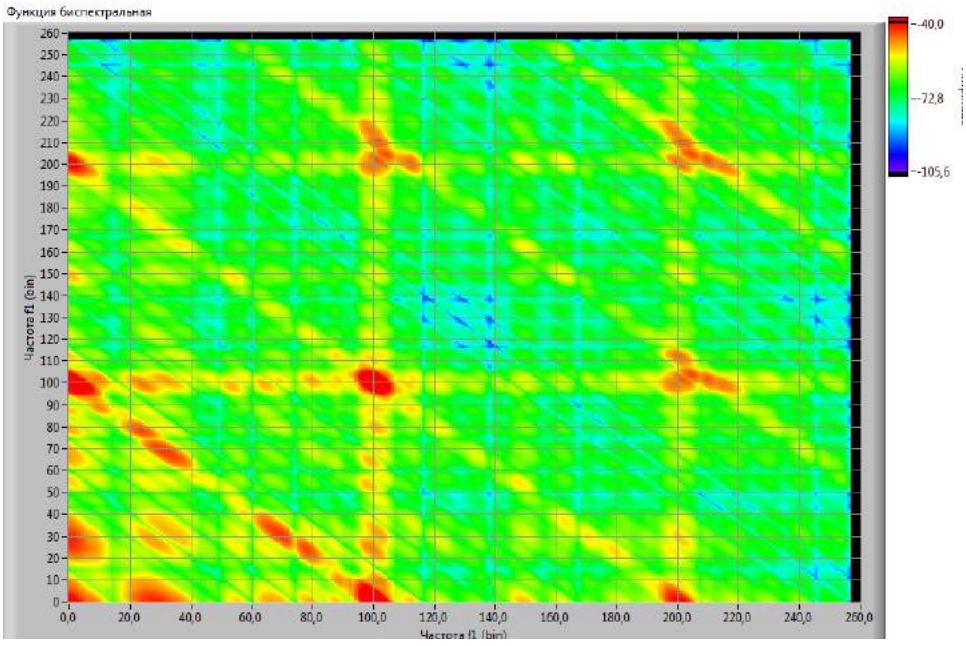


б

Рис. 4.10. Топограмма коэффициентов бикогерентности (а) и биспектра (б) при усилии предварительного натяга опор мотор-шпинделя 0 Н

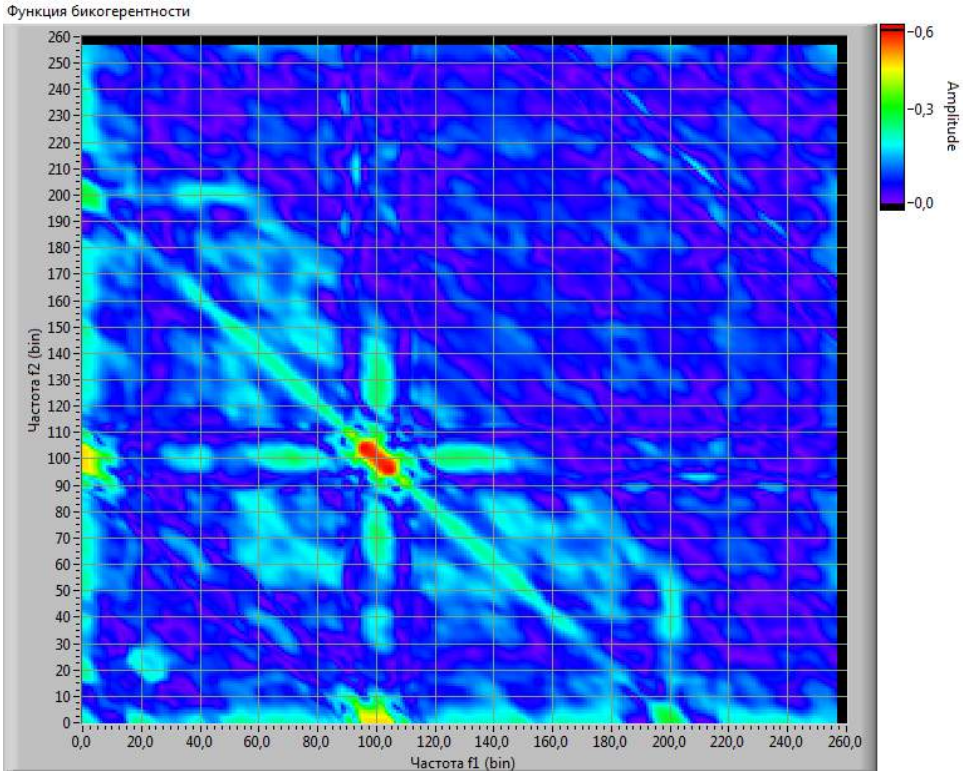


а

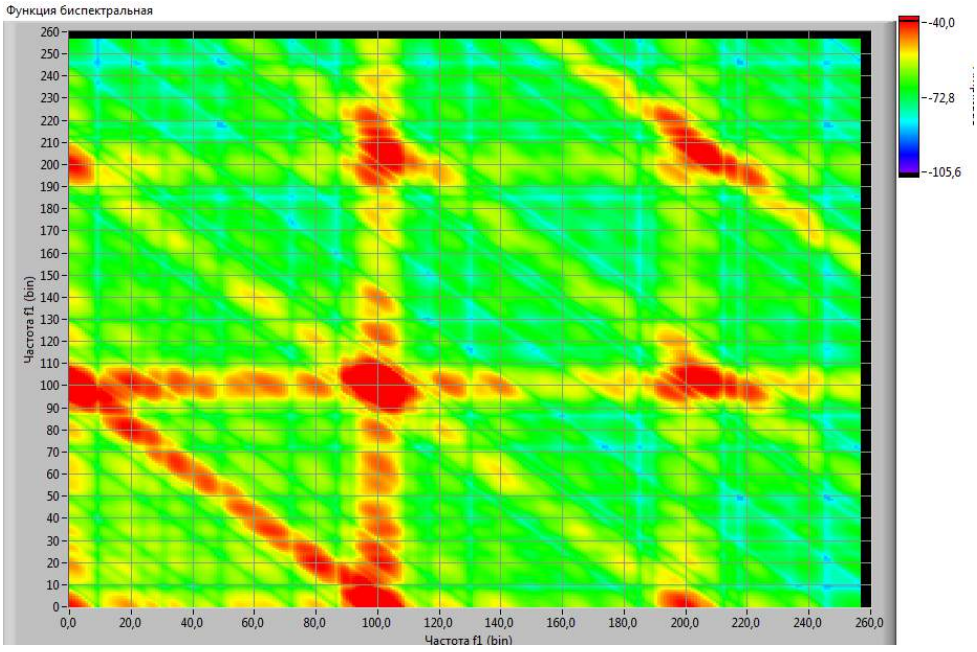


б

Рис. 4.11. Топограмма коэффициентов бикогерентности (а) и биспектра (б) при усилии предварительного натяга опор мотор-шпинделя 17 Н

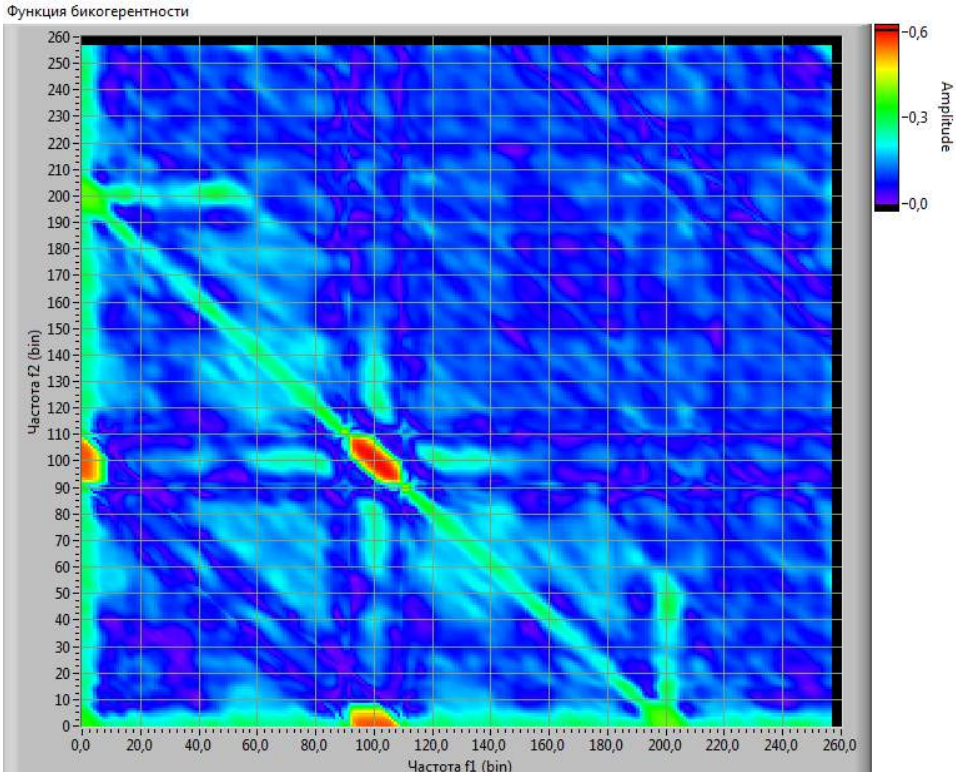


а

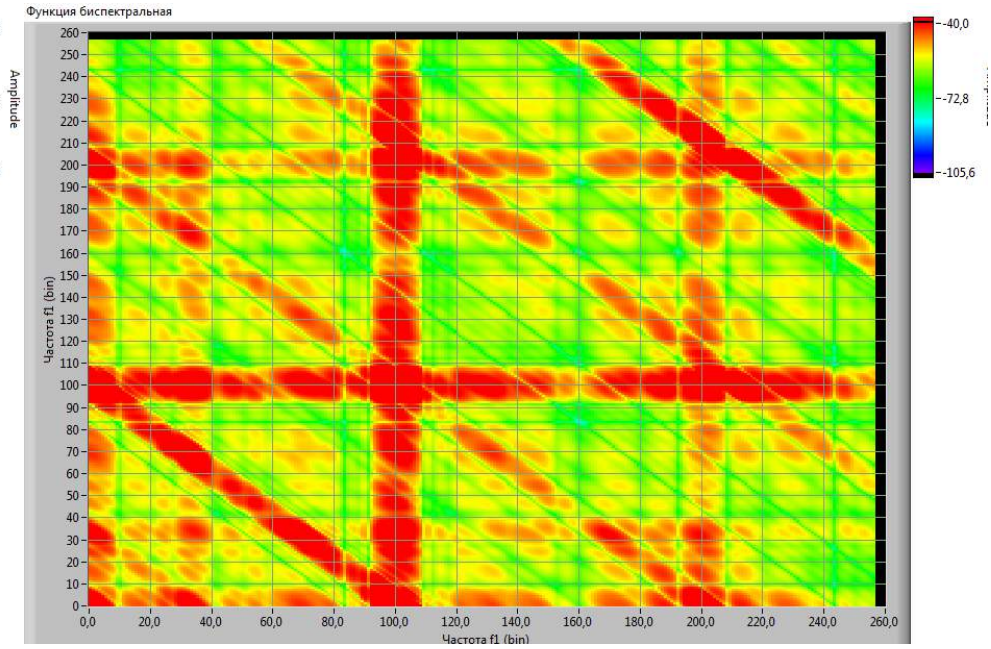


б

Рис. 4.12. Топограмма коэффициентов бикогерентности (а) и биспектра (б) при усилии предварительного натяга опор мотор-шпинделя 31 Н

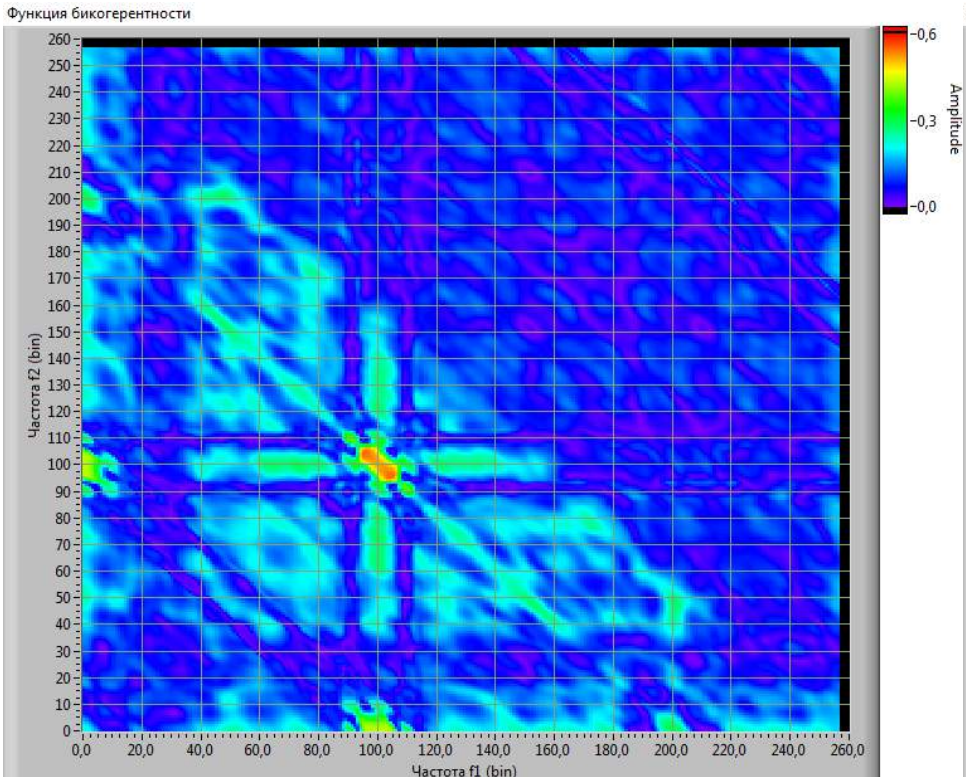


а

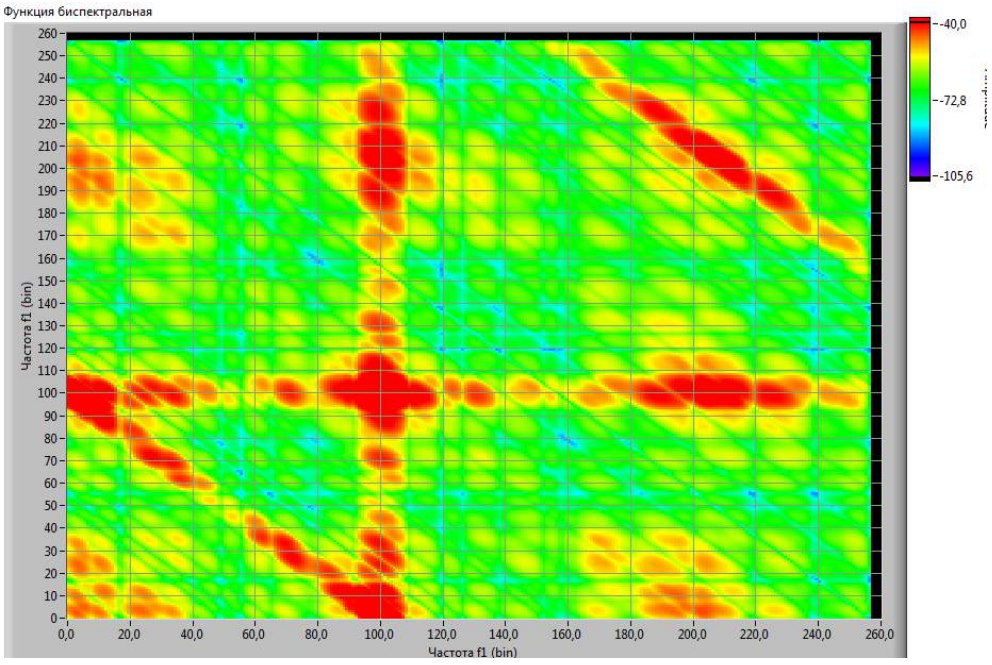


б

Рис. 4.13. Топограмма коэффициентов бикогерентности (а) и биспектра (б) при усилии предварительного натяга опор мотор-шпинделя 45 Н



а



б

Рис. 4.14. Топограмма коэффициентов бикогерентности (а) и биспектра (б) при усилии предварительного натяга опор мотор-шпинделя 65 Н

Функция бикогерентности более применима как система диагностических признаков для определения усилия предварительного натяга и предпочтительна в случае зашумленности полезного сигнала.

4.5. Разработка системы функционального диагностирования шпиндельного узла по динамическому критерию

Функциональные зависимости диагностических критериев от величины предварительного натяга были положены в основу алгоритма по рациональному выбору режима процесса обработки в целях обеспечения динамического качества шпиндельного узла (рис. 4.15). Сигнал вибрации подается на вход блока вычисления диагностических критериев. В настоящем блоке из вибросигнала определяется значение шпиндельной частоты вращения. Значение частоты вращения необходимо для выбора значений критериев в базе эталонных значений и выбора вынужденных частот для режекции в фильтрационном блоке. Далее значение вычисленных критериев сопоставляются с эталонными и по результатам сравнения принимается решение: следует ли поменять значение предварительного натяга для обеспечения динамических характеристик ШУ при заданной частоте вращения шпинделя или изменить частоту вращения шпинделя для обеспечения требуемых динамических характеристик.

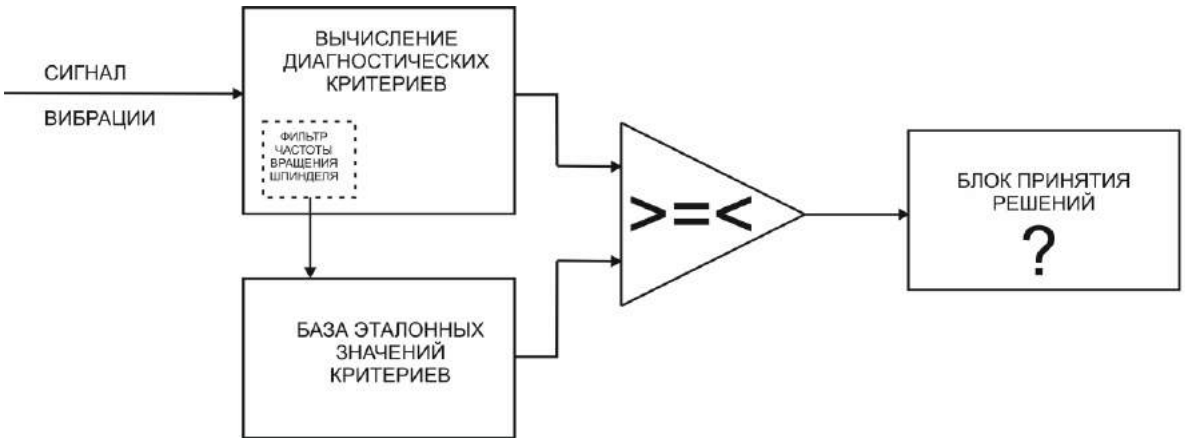
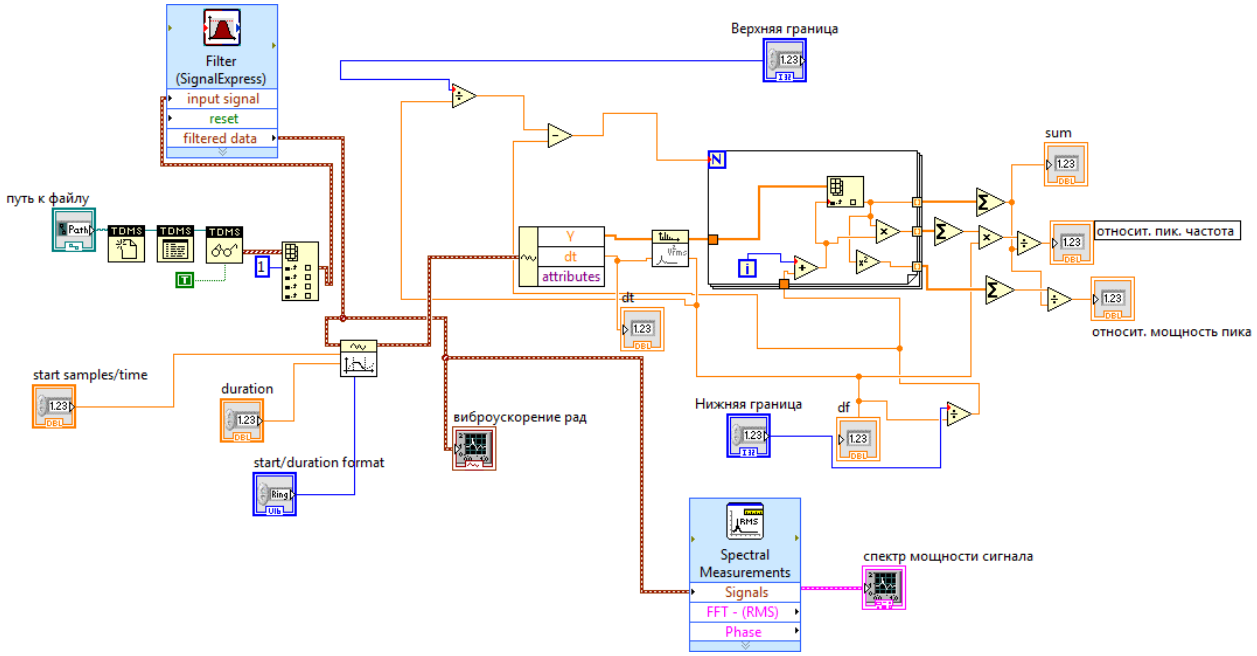
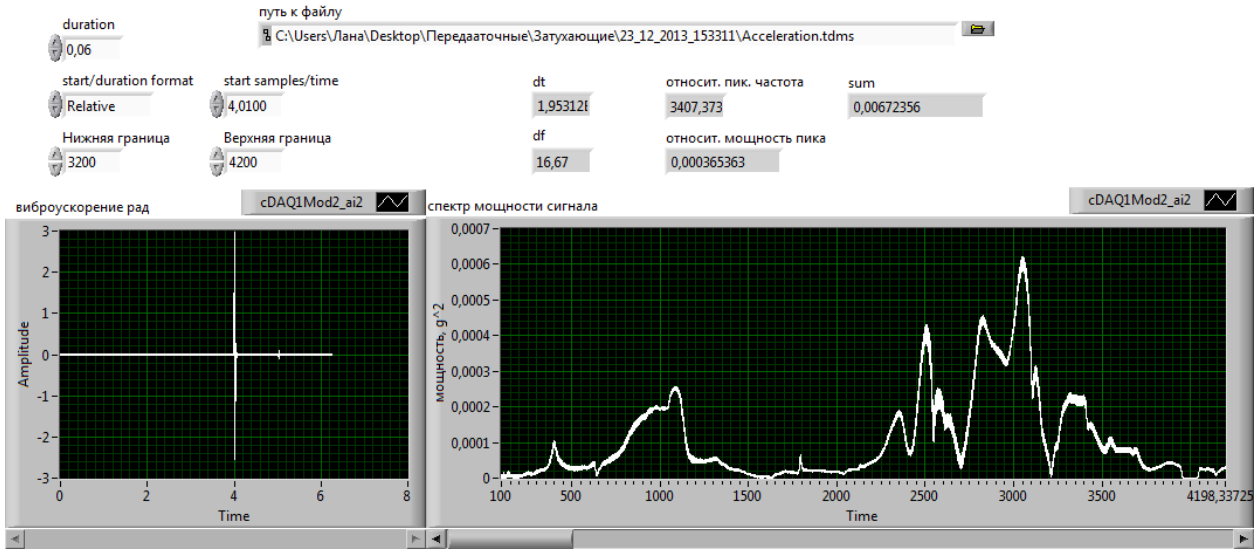


Рис. 4.15. Алгоритм функционирования диагностической системы

Для реализации алгоритма вычисления диагностических критериев было создано программное обеспечение на языке G (рис.4.16), исходный код которой, приведен на рис. 4.16, а.



а



б

Рис. 4.16. Программное обеспечение для вычисления вибродиагностических критериев
а - исходный программный код; б - лицевая панель

Для визуализации формы колебания и его спектра на лицевой панели предусмотрены два соответствующих окна (рис. 4.16, б). Также на лицевой панели предусмотрены элементы управления по выбору длительности

обрабатываемого сигнала, начала отсчета и границ выбираемого для анализа частотного диапазона. В индикаторных окнах отображаются выходные данные: значения относительных частоты пика и мощности, значения дискретных отсчетов времени и частоты.

Настоящий программный код может использоваться как на Windows платформе универсальной ПЭВМ, так и быть скомпилирован для исполнения на 32-х разрядных специализированных микроконтроллерах и программируемых логических интегральных схемах (ПЛИС) средствами графической среды программирования LabView.

Исходя из результатов технического эксперимента, сформулированы минимальные требования к датчику виброускорения: датчик должен быть с встроенной электроникой, т.е. быть помехоустойчивым к электромагнитным полям и иметь частотный диапазон не менее 6 кГц.

Результаты диссертационной работы апробированы и приняты к внедрению (приложения 5, 6) в виде методик диагностирования шлифовальных станков ЛЗ-247 на предприятии ООО «Завод приборных подшипников», (г. Самара, 2016), шлифовальных станков с ЧПУ Junker BD 20 CNC с электрошпинделем GMN HSX 120-60000/7R на предприятии АО «Волгабурмаш», (г. Самара, 2016). Расчет предполагаемой экономической эффективности методики диагностирования приведен в приложении 7.

4.6. Выводы по 4 главе

1. В целях обеспечения динамического качества ШУ был разработан экспериментальный стенд и информационно-измерительная система для исследования, без разбора, высокоскоростных шпиндельных узлов методами функциональной диагностики. Методом частотно-временного анализа, а именно методом преобразования Фурье с окном Гаусса, выявлены механизм формирования вынужденных колебаний

вибрационного сигнала и его зависимость от частоты вращения шпинделя.

2. Экспериментально доказано, что электромагнитные силы системы управления приводом существенно влияют на колебательные процессы в ШУ, тем самым влияя на динамическое качество и долговечность ШУ в целом. Данный вывод также подтверждается работой [95]. Частотно-временной анализ сигналов, полученных при функциональной диагностике ШУ, показал, что в спектре сигнала виброускорения присутствуют частоты, формирующие колебания выходного напряжения ПЧ. Экспериментальным путем доказано, что вклад электромагнитных сил в суммарную вибрацию для мотор-шпинделей в разы превышает составляющие, вызванные неуравновешенностью шпинделя. Таким образом, для повышения динамического качества и обеспечения параметрической надежности мотор-шпинделя при использовании ПЧ необходимо учитывать, как минимум, значения коммутационных частот. Для повышения динамического качества необходимо обеспечить несовпадение коммутационных частот ПЧ с собственными резонансными частотами ШУ. Для минимизации влияния электромагнитных сил на динамическое качество мотор-шпинделя необходимо по возможности свести форму питающего напряжения к правильной синусоидальной.
3. Экспериментальным путем, для обеспечения динамического качества ШУ, доказана работоспособность таких критериев, как координаты центра тяжести обоснованно выбранного частотного интервала спектра мощности сигнала виброускорения. Выбранный интервал включает наиболее чувствительные к значению предварительного натяга резонансные частоты ШУ. Таким образом, подтверждается эффективность подхода, описанного в работе [42], при котором анализ колебаний ведется на резонансных частотах ШУ. Доказано, что при безразборном функциональном диагностировании, с целью

обеспечения и повышения динамического качества, критерии в виде абсциссы и ординаты центра тяжести спектра мощности на интервале резонансных частот позволяют определить усилие предварительного натяга опор ШУ в режиме холостого хода.

4. Обосновано использование цифровых БИХ-фильтров для подавления частот вынужденных колебаний и повышения эффективности используемых критериев.
5. Показана возможность оценки усилия предварительного натяга методом биспектрального анализа вибрационного сигнала при наличии аддитивных гауссовских шумов.
6. Разработан алгоритм и модуль программного обеспечения для автоматизации процесса диагностики и выбора частот вращения шпинделя по динамическому критерию.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ПО РАБОТЕ

1. Предложена структурно-параметрическая модель и расчетная схема подшипниковой опоры ШУ с учетом динамического эксцентриситета.
2. Разработана математическая модель, качественно определяющая механизм возникновения частотного состава спектра колебательных процессов в опоре ШУ, при работе радиально-упорного (радиального) шарикоподшипника с учетом микрогеометрии профилей беговых дорожек и шариков, силы резания, приведенной к опоре, периодической силы, возникающей за счет дисбаланса шпинделя и усилия предварительного натяга.
3. Определены резонансные частоты подшипниковой опоры, равные 1220 Гц и 1540 Гц, используя для модели в качестве значений параметров приближенные справочные данные. Знание значений резонансных частот является необходимым при выборе диапазона частот вращения шпинделя по динамическому критерию и позволяет избежать их отрицательного влияния организацией быстрого «перехода» через резонансные частоты при разгоне шпинделя, если диапазон частот вращения шпинделя находится выше первой или даже второй критической скоростей, что позволяет увеличить долговечность опор качения.
4. Проведен анализ механизма формирования амплитудно-частотной характеристики опоры качения прецизионного шпиндельного узла при воздействии на «контакт» с нелинейной упругой характеристикой силы гармонического характера. Выявлено, что в области верхних резонансных частот имеет место частотная модуляция, в области нижних - амплитудная. Также проведен анализ АЧХ опоры при увеличении значения предварительного натяга. Выявлено, что увеличение предварительного натяга приводит к сдвигу верхних резонансных частот в область более высоких частот. Выявленная на

модели закономерность позволила провести поиск диагностического критерия, по экспериментально полученным данным, именно по частоте.

5. Экспериментальным путем получены АЧХ откликов виброускорения ШУ при кратковременном воздействии силой непосредственно на его шпиндель. Были определены пики собственных резонансных частот шпиндельного узла при различных значениях предварительного натяга, которые показали, что в диапазон вращения шпинделя от 60000 до 100000 об/мин, заявленный производителем ШУ, попадает резонансная частота. Данная резонансная частота занимает частотную полосу от 800 до 1250 Гц в зависимости от значения предварительного натяга. Использование ШУ на интервале частот вращения шпинделя от 60000 до 75000 об/мин нежелательно, т.к. это приведет к резкому снижению долговечности опор, увеличению динамического размаха колебаний шпинделя и, как следствие, к ухудшениям динамического качества ШУ и точности обработки.
6. Рекомендован рациональный диапазон частот вращения шпинделя в диапазоне от 83000 до 107000 об/мин в зависимости от установленного значения предварительного натяга подшипниковых опор с целью обеспечения динамического качества ШУ и повышения точности обработки.
7. Обоснован выбор эффективного критерия в виде относительной частоты пика, позволяющий определить значение усилия предварительного натяга опор шпиндельного узла без его разборки, и построен график его функциональной зависимости. Данный критерий позволяет с высокой разрешающей способностью порядка 50 Гц на 1 Н, определить изменение предварительного натяга и выбрать соответствующую по динамическому критерию частоту вращения шпинделя.

8. Разработана методика диагностирования величины предварительного натяга без разборки ШУ с целью обеспечения динамического качества узла.
9. Экспериментальным путем доказано, что при функциональном диагностировании с целью обеспечения и повышения динамического качества критерии в виде абсциссы и ординаты центра тяжести спектра мощности на интервале резонансных частот позволяют определить усилие предварительного натяга опор ШУ в режиме холостого хода, и построены графики функциональной зависимости диагностических критериев от значения предварительного натяга.
10. Подтверждена эффективность подхода, при котором вибродиагностические методы анализа колебательных процессов применяются на резонансных частотах ШУ.
11. Обосновано использование цифровых БИХ-фильтров для подавления частот вынужденных колебаний и повышения эффективности используемых критериев. Приведена возможность оценки усилия предварительного натяга методом биспектрального анализа вибрационного сигнала при наличии аддитивных гауссовских шумов. Показано, что значение предварительного натяга могут охарактеризовать коэффициенты функции бикогерентности.
12. Разработан алгоритм и модуль программного обеспечения для автоматизации процесса диагностики и выбора частот вращения шпинделя по динамическому критерию.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, И.К. Определение величины проскальзывания тела качения в шариковом подшипнике / И.К. Александров // Вестник машиностроения. - 2013. № 11. - С. 19-20.
2. Алексеев, А.А. Безразборная диагностика состояния динамически нагруженных узлов и механизмов металлорежущего оборудования на основе анализа вибросигнала / А.А. Алексеев, Д.И. Волков // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2015. № 8. - С. 36-43.
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1. 9-е издание, переработанное и дополненное / В.И. Анурьев; под редакцией И.Н. Жестковой. – М: «Машиностроение», 2006. - 928 с.
4. Артоболевский, И.И. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин. - М.: «Машиностроение», 1979. - 296 с.
5. Атступенас, Р.В. Исследование радиальной жестокости подшипников качения с учетом их изготовления. / Р.В. Атступенас и др. // Вибротехника, Вильнюс, 1970, № 4.
6. Атступенас, Р.В. Вопросы динамики прецизионного жесткого ротора в упругих подшипниках качения: автореф. дис. ... канд.техн.наук: 1970/ Атступенас Р.В. Каунас, 1970. 24 с.
7. Ачеркан, Н.С. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник в 3-х томах / Н.С. Ачеркан. - М.: «Машиностроение», 1968. - 440 с.
8. Балакшин, Б.С. Адаптивное управление станками / Б.С. Балакшин, Б.М. Базров. - М.: Машиностроение, 1973. - 420 с.
9. Балицкий, Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколов, Е.И. Хомяков. - М.: Наука, 1984. – 119 с.
10. Бальмонт, В.Б. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов / В.Б. Бальмонт, И.Г. Горелик, А.М. Фигатнер. - М.: ВНИИТЭМР, 1987. 52 с.

11. Бальмонт, В.Б. Опоры качения приборов / В.Б. Бальмонт, В.А.Матвеев. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
12. Баранов И.А. Влияние скорости вращения на осевую жесткость радиально-упорного подшипника / И.А. Баранов // Подшипниковая промышленность, 1970, № 4, С. 16-20.
13. Баранов, И.А. Влияние осевой нагрузки на величину вибрации, создаваемой шарикоподшипниками / И.А.Баранов// Изв. вузов. Сер. Приборостроение. 1967. -Известия ВУЗов, Приборостроение, 1967. Т. 10. № 12. С. 63-65.
14. Баранов, И.А. О влиянии осевой нагрузки на изменение осевой жесткости невращающихся радиально-упорных подшипников / И.А. Баранов, С.Е. Каптур // Подшипниковая промышленность, 1969, №5, С. 3-5.
15. Барбин, А.Ю. Особенности разработки и применения мотор-шпинделей в качестве приводов главного движения современных металлорежущих станков / А.Ю. Барбин, В.В. Молодцов // СТИН. - 2013. № 1. - С. 16-21.
16. Барков, А. В. Возможности современных систем мониторинга и диагностики оборудования / А. В. Барков //Металлург.-1998.-№11.-С.33-36.
17. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. - СПб: изд. Изд. центр СПбГМТУ, 2000. - 169с.
18. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Рекомендации для пользователей систем мониторинга и диагностики АО ВАСТ и Inteltech Enterprises Inc. / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. - СПб: изд. Изд. центр СПбГМТУ, 1997 - 250 с.
19. Барков, Г.А. Надежная работа подшипниковых узлов оборудования. Применение метода ударных импульсов SPM / Г.А. Барков. – Санкт-Петербург: ООО «Техническая диагностика и мониторинг», 2010. – 18 с.
20. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения: Справ. 6-е изд. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. - М.: Машиностроение, 1975. 574 с.

21. Биспектральный анализ в задачах цифровой обработки сигналов/А.А. Зеленский, В.Ф.Кравченко / Физические основы приборостроения. - 2013 том 2 №3.
22. Бочков, В.С. Теоретическое и экспериментальное исследование осевой жесткости радиально-упорных подшипников/ В.С. Бочков // Труды института, 1964, Т.2, С. 80-86.
23. Бржозовский, Б.М. Гармонический анализ в исследовании процессов формообразования и измерения прецизионных деталей / Б.М. Бржозовский, М.Б. Бровкова, О.В. Захаров // Вестник СГТУ (Надежность машин). - 2004. - №1(2). - С. 45-52.
24. Бржозовский, Б.М. Стабилизация динамического состояния станка как основа решения задач повышения точности механической обработки деталей/ Б.М. Бржозовский, М.Б. Бровкова, В.В. Мартынов, И.Н. Янкин// Вестник СГТУ (Надежность машин). - 2006. - №3(14). - С. 61-70.
25. Бржозовский, Б.М. Модель динамической системы шлифовального станка с учетом стохастичности процессов / Б.М. Бржозовский, С.А. Игнатьев // Автоматизация и управление в машино- и приборостроении: Межвуз.научн.сб. - СГТУ, 2001. - С.31-34.
26. Бржозовский, Б.М., Динамический мониторинг и оптимизация процессов механической обработки / Б.М. Бржозовский, В.В. Мартынов // Станки и инструмент. - 2002. - № 1. - С. 3-8.
27. Бржозовский, Б.М. Динамический мониторинг технологического оборудования/ В.В. Мартынов, И.Н. Янкин М.Б. Бровкова. - Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2008.-312 с.
28. Брысин, А.Н. Вейвлет-анализ колебаний роторных систем / А.Н. Брысин, А.Н. Никифоров // Автоматизация. Современные технологии. - 2009. № 12. - С. 14-17.
29. Вейц, В.Л. Задачи динамики, моделирования и обеспечения качества при механической обработке маложестких заготовок / В.Л. Вейц, Д.В. Васильков// Станки и инструмент. - 1999. - № 6. - С. 9-13.

30. Векк, М., Анализ направленных колебаний станков / М. Векк, Ж. Петуелл. - ЭйАЛМС, 1981, №30, С.1-8.
31. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации/ Барков А.В., Баркова Н.А.- СПб.: СПбГМТУ, 2004. - 156 с.
32. Винарский, М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. - М.: «Техника» 1975. 168 с.
33. Виткуте, А.-Э.Ю. Передаточная функция между геометрией изготовления прецизионных шарикоподшипников и переменным моментом сопротивления/ А.-Э.Ю. Виткуте, В.И. Довиденас, К.М. Рагульскис // Вибротехника. - 1969. - № 3(8). - С. 85-90.
34. Воронцов, А.Г. Разработка модели для исследования преобразовательных свойств опоры качения как датчика воспринимаемой ею нагрузки / Воронцов А.Г. // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Серія: Гірничо-електромеханічна. - Донецьк: РВА ДонДТУ. - 2000.- Вип. 16. - С.47-54.
35. Вотинов, К.В. Жесткость станков / К.В. Вотинов. - Лонитомаш, 1940.- 243 с.
36. Галахов, М.А. Расчет подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров. - М.: Машиностроение, 1988. - 336 с.
37. Гаспаров, Э.С. Методика определения усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Техн. науки. – 2014. – № 2 (42) С. 94-98.
38. Гаспаров, Э.С. Модель опоры шпиндельного узла на подшипниках качения. / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник СамГТУ, 2013, №4(40) . – С. 96-110.
39. Гаспаров, Э.С. Экспериментальная оценка зависимости вибродиагностических параметров шпиндельного узла от величины предварительного натяга его опор / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник СамГТУ, №2(46), 2015. – С. 152-158.

40. Гаспаров, Э.С. Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла методом виброакустической диагностик. / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Научно-технический журнал «Вестник машиностроения», вып.№12, 2015. – С.152-158.
41. Гаспаров, Э.С. Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор шлифовального шпинделя. / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Научно-технический журнал «Сборка в машиностроении, приборостроении», вып.№9, 2015. – С. 126-129.
42. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова.- М.: Машиностроение, 1987.
43. Глейзер, А.И. Динамический расчет ротора на упругодемпфирующих опорах с комбинированным сопротивлением / А.И. Глейзер // Машиностроитель. - 2003. - № 5. - С. 38-39.
44. Глухов, В.В. Техническое диагностирование динамических систем / В.В. Глухов. - М.: Транспорт, 2000 – 96 с.
45. Головатенко, В.Г. Способ повышения точности вращения вала ротора электрошпинделя / В.Г. Головатенко , Ю.В. Скорынин, Н.Т. Минченя // СТИН. - 1983. -№6.- С.15 -16.
46. Голубков, А.В. Моделирование сил, вынуждающих вибрацию в опорах качения / А.В. Голубков, В.А. Голубков // Информационно-управляющие системы. 2010. № 2. С. 75-77.
47. Гоноровский, И.С. Радиотехнические цепи и сигналы: учебник для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. / И.С. Гоноровский. — М,: Радио и связь, 1986. - 512 с: ил.
48. Горячев, В.Н. Мониторинг и функциональная диагностика металлорежущих станков / В.Н. Горячев // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2011. № 7. - С. 35-37.
49. Дальский, А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин / А.М. Дальский. - М.: Машиностроение, 1975. 223 с

50. Данильченко, Ю.М. Повышение точности вращения высокоскоростных шпиндельных узлов на подшипниках качения / Ю.М. Данильченко , А.М. Фигатнер, В.Б. Бальмонт // Станки и инструмент. 1987. - № 7. - С. 14-17.
51. Демкин, Н.Б. Контактирование шероховатых поверхностей / Н.Б. Демкин. - М.: «Наука», 1970. 227 с.
52. Денисенко, А.Ф. Прогнозирование надежности станочных систем по виброакустическим критериям / А.Ф. Денисенко, В.Л. Зубенко, Б.Е. Болотов. - Монография. М.: «Машиностроение -1», 2004. – 265 с.
53. Дроздов, Н.А. К вопросу о вибрациях станка при токарной обработке / Н.А. Дроздов // Станки и инструмент. 1937. - № 12. - С. 5-9.
54. Жарский, И.М. Технологические методы обеспечения надежности деталей машин / И.М. Жарский. - Издательство: Вышэйшая школа, 2010, С.336.
55. Жеребцов, И.П. Электрические и магнитные цепи: Основы электротехники / И.П. Жеребцов. - Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отдние, 1982. - 216 с., ил.
56. Жиганов, В.И. Методика определения технического уровня и качества прецизионных токарных станков на основе динамических показателей / В.И. Жиганов // СТИН. - 2008. № 3. - С. 2-5.
57. Жуков, К.Г. Модельное проектирование встраиваемых систем в LabVIEW : [учеб. курс] / К.Г. Жуков.— М.: ДМК-Пресс, 2011. – 688 с.
58. Журавлев, В.Ф. Динамика ротора в неидеальных шариковых подшипниках / В.Ф. Журавлев // Известия АН СССР. Механика твердого тела. 1971. -№5. -С. 44-45
59. Журавлев, В.Ф. Задача о равновесии неидеального шарикового подшипника / В.Ф. Журавлев // Известия Академии Наук СССР: Механика твердого тела, 1970, 4, с.72-77.
60. Журавлев, В.Ф. Механика шарикоподшипников гироскопов / В.Ф. Журавлев, В.Б. Бальмонт. - М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
61. Захаров, С.И. Преобразование изменений вибрационных характеристик усталостного выкрашивания подшипников качения в показатели степени износа / С.И. Захаров // Вестник машиностроения. - 2009. № 3. - С. 27-30.

62. Захаров, С.И. Формирование акустических сигналов машин для цифровой обработки результатов испытаний и диагностики / С.И. Захаров // Вестник машиностроения. - 2009. № 12. - С. 88-90.
63. Захаров, С.И. Новый подход к спектральному анализу вибрации с автоматической оценкой состояния вращающихся деталей / С.И. Захаров // Вестник машиностроения. - 2009. № 4. - С. 93-94.
64. Захаров, С.И. Периодичность выхода из строя подшипников качения и влияние эксплуатационных свойств смазочного материала на характеристики их вибрации / С.И. Захаров // Вестник машиностроения. - 2009. № 6. - С. 91-92.
65. Зданавичюс, В.И. Динамика скоростного ротора в шарикоподшипниковых опорах, работающего в вакууме, при повышенных температурах [Текст]: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук. (021) / Каунас. политехн. ин-т. - Каунас: [б. и.], 1972. - 20 с.
66. Зданавичюс, В.И. К вопросу исследования динамики высокооборотного ротора, вращающегося в двух предварительно натянутых радиально-упорных шарикоподшипниках / В.И. Зданавичюс // Вибротехника. - 1972. - № 1(14). - С. 59-70.
67. Зевеке, Г.В. Основы теории цепей. Учебник для вузов / Г.В. Зевеке, П.А. Ионкин и др. - М., "Энергия", 1975г.
68. Золотых, С.Ф. Методика диагностирования шпиндельных узлов токарных станков / С.Ф. Золотых, С.М. Тураносов // СТИН. - 2009. № 3. - С. 9-12.
69. Зубренков, Б.И. Модальный анализ конструкций роторных машин с подшипниками качения / Б.И. Зубренков, В.В. Сенькина // Вестник машиностроения. - 2010. № 5. - С. 15-19.
70. Зюзин, А.А. Влияние гармонических составляющих отклонений формы и расположения поверхностей трения подшипников скольжения на нутационное движение оси вала / А.А. Зюзин, Б.Н. Казьмин, М.Д. Юров // Вестник машиностроения. - 2014. № 1. - С. 44-47.

71. Зюзин, А.А. Влияние спектров амплитуд и фаз отклонений формы поверхностей вращения на погрешности базирования / А.А. Зюзин, И.С. Константинова, Б.Н. Казьмин, М.Д. Юров // СТИН. - 2011. № 1. - С. 32-36.
72. Игнатьев, А.А. Динамические испытания прецизионных токарных модулей / А.А. Игнатьев, В.А. Добряков, В.В. Куранов // Известия вузов. Машиностроение. 1992. №4-6. С. 98-101.
73. Игнатьев, А.А. Мониторинг станков и процессов шлифования в подшипниковом производстве/ Игнатьев А.А., Добряков В.А., Виноградов М.В., Игнатьев С.А. - Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004.-124с.
74. Изнаиров, Б.М. Влияние погрешностей изготовления на величину момента трения в двухрядном шарикоподшипнике / Б.М. Изнаиров, А.Н. Васин, О.Б. Изнаиров // СТИН. - 2013. № 9. - С. 19-23.
75. Изнаиров, Б.М. Математическая модель взаимодействия рабочих элементов упорных подшипников качения / Б.М. Изнаиров, А.Н. Васин, О.Б. Изнаиров // СТИН. - 2013. № 2. - С. 1-5.
76. Изнаиров, Б.М. Математическая модель взаимодействия рабочих элементов шарикового однорядного подшипника / Б.М. Изнаиров, А.Н. Васин, О.Б. Изнаиров // СТИН. - 2013. № 8. - С. 7-10.
77. Изнаиров, Б.М. Математическая модель взаимодействия рабочих элементов шарикового радиально-упорного подшипника / Б.М. Изнаиров, А.Н. Васин, О.Б. Изнаиров // СТИН. - 2013. № 4. С. 1-3.
78. Изнаиров, Б.М., Механизм влияния технологических погрешностей на характер взаимодействия деталей двухрядных подшипников / Б.М. Изнаиров, А.Н. Васин, О.Б. Изнаиров // СТИН. - 2013. № 7. - С. 8-13.
79. Инструкция по эксплуатации шлифовальных электрошпинделей и электродвигателей повышенной частоты. Выпуск № 1.70. Компания "Spindel- und Lagerungstechnik Fraureuth GmbH" (эл. адрес сайта http://www.slf-fraureuth.de/),1989. 49 с.

80. Кабалдин, Ю.Г. Синергетический подход к анализу динамических процессов в металлорежущих станках / Ю.Г. Кабалдин, А.И. Олейников, А.А. Буров // Станки и инструмент. - 2003. - № 2. - С. 3-6.
81. Кабалдин, Ю.Г. Хаотическая динамика технологических систем / Ю.Г. Кабалдин, А.И. Олейников // Вестник машиностроения. - 2013. № 4. - С. 71-74.
82. Каминская, В.В. Расчетный анализ динамических характеристик станков разных компоновок / В.В. Каминская, А.В. Еремин // Станки и инструмент. - 1985. - № 7. - С. 3-6.
83. Камнев, В.А. Повышение эффективности предэксплуатационного контроля шпиндельного узла станочного оборудования с помощью разработанной информационно-измерительной системы / В.А. Камнев, А.Н. Порватов // СТИН. - 2014. № 12. - С. 29-31.
84. Кедров, С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. - М.: Машиностроение, 1978. - 199 с.
85. Кельзон, А. С. Расчет и конструирование роторных машин [Текст] / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. — Л. : Машиностроение, 1977. — 288 с.
86. Ковалев, М. П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М. П. Ковалев, М. З. Народецкий.- М.: «Машиностроение», 1975. — 280 с с ил.
87. Ковалев, М.П. Опоры и подвесы гироскопических устройств / М. П. Ковалев. М.: Машиностроение, 1970. - 287 с.
88. Козочкин, М.П. Влияние динамических характеристик станочных узлов на вибрации при резании / М.П. Козочкин // СТИН. - 2014. № 2. - С. 4-9.
89. Козочкин, М.П. Влияние нормальных мод колебаний технологической системы на качество обработки резанием / М.П. Козочкин // Вестник машиностроения. - 2015. № 3. - С. 59-65.
90. Козочкин, М.П. Особенности автоколебаний при резании металлов / М.П. Козочкин // Вестник машиностроения. - 2012. № 12. - С. 62-66.

91. Козочкин, М.П. Устойчивость процесса резания / М.П. Козочкин // Вестник машиностроения. - 2013. № 2. - С. 78-82.
92. Козочкин, М.П., Виброакустическая диагностика шпиндельных узлов / М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров // СТИН. - 2009. № 5. - С. 8-12.
93. Козочкин, М.П. Диагностика подшипников качения при эксплуатации станков на основе анализа вибрационного сигнала / М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров, А.Н. Боган, К.В. Мысливцев // СТИН. - 2013. № 1. - С. 21-25.
94. Козочкин, М.П. Диагностика и мониторинг опор шпиндельных узлов / М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров, Е.М. Дурко, В.М. Давыдов, В.В. Заев // СТИН. - 2013. № 6. - С. 2-5.
95. Козочкин, М.П. Виброакустическая диагностика опор шпинделей станков для высокоскоростной обработки / М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров, Д.Н. Суслов, А.П. Абрамов // СТИН. - 2010. № 6. - С. 17-21.
96. Комбалов, В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ. Научный совет по трениям и смазкам / В.С. Комбалов. М.: Наука, 1974. 110 с.
97. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студ. техн. спец. вузов/П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд. перераб. и доп. - М.: Издательский центр «Академия», 2004. 496 с.
98. Косов, Н.П. Технологическая оснастка: вопросы и ответы: Учебное пособие для вузов / Н.П. Косов, А.Н. Исаев, А.Г. Схиртладзе. - М.: Машиностроение, 2007. 304 с.
99. Костюков, В.Н. Диагностика качества сборки и монтажа машин / В.Н. Костюков // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2002. № 7. - С. 25-32.
100. Костюков, В.Н. Контролепригодность машин при диагностике качества сборки / В.Н. Костюков // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2001. № 5. - С. 41-42.
101. Костюков, В.Н. Оценка погрешностей сборки машин виброакустическим методом / В.Н. Костюков, А.В. Костюков // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2010. № 1. - С. 22-28.

102. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. - М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
103. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. - М.: Машиностроение, 1967. - 359 с.
104. Кудинов, В.А. Динамические расчеты станков (основные положения) / В.А. Кудинов // Станки и инструмент. - 1995. - № 8. - С. 3-13.
105. Кульвец, А.П. Колебания жёстких валов, вращающихся в прецизионных подшипниках / А.П. Кульвец // Труды вузов Лит ССР. Вибротехника. 1973. - № 3(20). -С. 333-339.
106. Курнасов, Е.В. Расширение функциональных возможностей высокоскоростных шпиндельных узлов / Е.В. Курнасов // Автоматизация. Современные технологии. - 2005. № 7. - С. 3-5.
107. Леванцевич, М.А. Пути повышения долговечности скоростных электрошпинделей / М.А. Леванцевич , Ю.В. Скорынин // Станки и инструмент. № 10. 1986. с. 15-16.
108. Левина, З.М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников / З.М. Левина // Станки и инструмент. №10. 1982. С. 1-3.
109. Леонтьев, М.К. Нелинейные модели подшипников качения в роторной динамике / М.К. Леонтьев, Е.И. Снеткова // «Вестник Московского авиационного института» № 2, 2012 г., т. 19.
110. Леонтьев, М.К. Динамика роторных систем с магнитными опорами / М.К. Леонтьев, А.В. Давыдов, С.А. Дегтярев // Журнал «Вестник Московского авиационного института», 2012. №1(19).
111. Леонтьев, М.К. Динамика ротора в подшипниках качения / М.К. Леонтьев, В.А. Карасев, О.Ю. Потапова, С.А. Дегтярев // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. 2006. №4(7). С. 40-45.
112. Леонтьев, М.К. Динамика неуравновешенного ротора на роликовом подшипнике / М.К. Леонтьев, Е. И. Снеткова, С. А. Дегтярев // Двигатели и энергетические установки летательных аппаратов. 2013, т.20, №1.
113. Локтев, Д.А. Шпиндельные узлы / Д.А. Локтев // Стружка. 2002. №1.

114. Лушников, Б.В. Метод вибродиагностики диссипативных параметров сухого и вязкого трения на основе компьютерного анализа виброграмм свободных колебаний / Б.В. Лушников // Автоматизация. Современные технологии. - 2010. № 5. -С. 11-14.
115. Мартин, Анжело Мониторизация механических колебаний машинного оборудования / Мартин Анжело. - Брюль и Къер, Технический обзор № 1, 1987.
116. Мартынов, В.В. Статистическое исследование траекторий движения шпиндельных узлов станков / В.В. Мартынов, П.В. Мартынов // СТИН. - 2013. № 9. - С. 9-13.
117. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. / Г.С. Маслов. - М.: Машиностроение, 1980. 151 с.
118. Маталин, А.А. Технология машиностроения / А.А. Маталин. - Лен.изд. «Машиностроение», 1985. 512 с.
119. Материалы сайта IBAG COMPANY PROFILE (IBAG Switzerland AG и IBAG North America) http://www.ibag.ch/en/company-profile.html
120. Мониторинг технологического процесса на основе автоматизированного контроля динамических характеристик станков / А. А. Игнатьев, В. А. Добряков, С. А. Игнатьев // СТИН. - 2005. - № 7. - С. 3-7.
121. Мониторинг шпиндельных узлов прецизионных токарных модулей /А. А. Игнатьев, В. А. Добряков, Е. А. Сигитов // СТИН. - 2006. - № 2. - С. 12-15.
122. Новиков, Л.З. Статика радиально-упорного шарикового подшипника / Л.З. Новиков Известия Академии наук СССР: Механика и машиностроение, 1963, № 5, с.17-28.
123. Ольсон, Г. Динамические аналогии. Пер. с английского / Г. Ольсон. – М.: ГИИЛ, 1947. – 224 с.
124. Орликов, М.Л. Динамика станков. 2-е изд. перераб. и доп. / М.Л. Орликов– К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 272 с.
125. Пановко, Я.Г., Устойчивость и колебания упругих систем./ Я.Г. Пановко , И.И. Губанова. - М.: Наука, 1967, 420 с.

126. Первухина, Е.Л. Контроль качества сборки машиностроительных изделий по диагностическим параметрам / Е.Л. Первухина, К.Н. Осипов, В.В. Голикова // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2010. № 6. - С. 14-20.
127. Пискунов, Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов. Том 1. / Н.С. Пискунов. – Изд-во Мифрил, 1996. – 416 с.
128. Плешаков, Ю.Н. Исследование равножесткосги шарикоподшипников. В кн.: Расчеты деталей приборов и механизмов / Ю.Н. Плешаков, И.А. Волик // Межвузовский сборник. Л.: 1980, вып.137, с.17-21.
129. Плешаков, Ю.Н. Жесткость приборных шарикоподшипников. В кн.: Приборные шариковые подшипники. Справочник под ред. К.Н. Явленского и др.- М.: Машиностроение, 1981,- 351 е., ил.
130. Программное обеспечение NI Sound and Vibration Measurement Suite. Реализация задач вибрационного и акустического контроля, мониторинга состояния механизмов.
131. Проников, А.С. Надежность машин / А.С. Проников. - М.: Машиностроение, 1978. - 592 с.
132. Проников, А.С. Оценка качества и надежности металлорежущих станков по выходным параметрам точности / А.С. Проников // Станки и инструмент. - 1980. - № 6. - С. 5-7.
133. Пуш, А.В. Оценка качества приводов прецизионных шпиндельных узлов по областям состояний выходных параметров точности / А.В. Пуш // Станки и инструмент. 1985. №2 . С. 12-15.
134. Пуш, А.В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность— М.: Машиностроение. 1992. — 288 с.: ил.
135. Пуш, А.В. Многокритериальная оптимизация шпиндельных узлов / А.В. Пуш// Станки и инструмент. 1987. №4.- С. 14-19.
136. Пуш, В.Э. Конструирование металлорежущих станков/ В.Э. Пуш. - М.: Машиностроение, 1977. - 392 с.

137. Расчет и конструирование станков. Курсовое проектирование: учеб. пособие/ Воронцов Ю.И., Салов П.М., Салова Д.П.- Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2008. 171 с.
138. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 4-е изд. Автор: И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич Издательство: М., Машиностроение, 1993, С. 640.
139. Расчетный анализ деформационных, динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании: монография. / З.М. Левина И.Г. Горелик, И.А. Зверев, А.П. Сегида. М.: ЭНИМС, 1989.-64 с.
140. Решетов, Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов , В.Т. Портман. - М.: Машиностроение, 1986. - 336 с.
141. Рубин, А.М. Расчетная модель радиального подшипника при распределении нагрузки по телам качения / А.М. Рубин // Вестник машиностроения. - 2014. № 2. - С. 49-50.
142. Рыжов, Э.В. Контактная жесткость деталей машин / Э.В. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1966. 195 с.
143. Сабиров, Ф.С. Повышение эффективности станков на основе их диагностирования и определения виброустойчивости в рабочем пространстве: дис. док. техн. наук: 05.03.01 / Сабиров Фан Сагирович. - М., 2009. - 269 с.
144. Савинов, Ю.И. Современная комплексная диагностика технического состояния станков/ Ю.И. Савинов // СТИН. - 2008. № 9. - С. 5-11.
145. Сайт компании SKF Group Подшипники и узлы Системы смазывания. http://www.skf.com/ru/index.html?switch=y
146. Скопцов, Л. М. Вибрация шариковых подшипников / Л. М. Скопцов, Б. С. Кузнецов // Труды семинара по вопросам прогрессивных методов шлифования и доводки деталей подшипников качения. – М.: ВНИПП, 1961. – С. 127–139.
147. Соколовский, А.П. Расчеты точности обработки на металлорежущих станках/ А.П. Соколовский. - М. - Л.: Машгиз, 1952. - 288 с.

148. Способ измерения осевого натяга шарикоподшипникового узла ротора динамически настраиваемого гироскопа: пат. 2058535, Рос. Федерация: МПК G01C25, Тульчинский А.А., Егоров В.Д., Курочкин В.А., Мухамедьяров И.И.; заявитель и патентообладатель Миасский электромеханический научно-исследовательский институт Научно-производственного объединения электромеханики – заявл. 07.12.1987; опубл. 20.04.1996.
149. Спришевский, А.И. Подшипники качения / А.И. Спришевский. - М., «Машиностроение», 1969. 632 с.
150. Стефан, Малла Вэйвлеты в обработке сигналов. Пер. с англ. и подг. к печати Я.М. Жилейкина, Ю.И. Осипик, Е.А.Макаровой, Л.Г.Васильевой М.: Мир, 2005.
151. Суранов, А. Я. LabVIEW 8.20*:* справочник по функциям / А. Я. Суранов. - М.: ДМК Пресс, 2007. - 536 с.
152. Суслов, А.Г. Технологическое обеспечение контактной жесткости соединений / А.Г. Суслов. - М.: «Наука», 1977. 100 с.
153. Суслов, А.Г. Научные основы технологии машиностроения / А.Г. Суслов, А.М. Дальский. - М.: Машиностроение, 2002. 684 с.
154. Тараканов, В.М. Системы непрерывного контроля вибрации производства ООО «ДИАМЕХ 2000» / В.М. Тараканов, А.Е. Сушко // Вибрационная диагностика. 2006. №2 С. 15-21.
155. Техническая диагностика / И.А. Биргер. М.: "Машиностроение", 1978. -240 с.
156. Технология конструкционных материалов. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов/А.М. Дальский, Т.М. Барсукова, Л.Н. Бухаркин и др. Под редакцией А.М. Дальского. – 5-е изд. исправленное. М.: Машиностроение, 2004. 512 с.
157. Тугенгольд, А. К. Система управления станком, обеспечивающая повышенную точность обработки / А. К. Тугенгольд, Е. А. Лукьянов, В. А. Герасимов // СТИН. — 1999. — № 8. — С. 21–26.

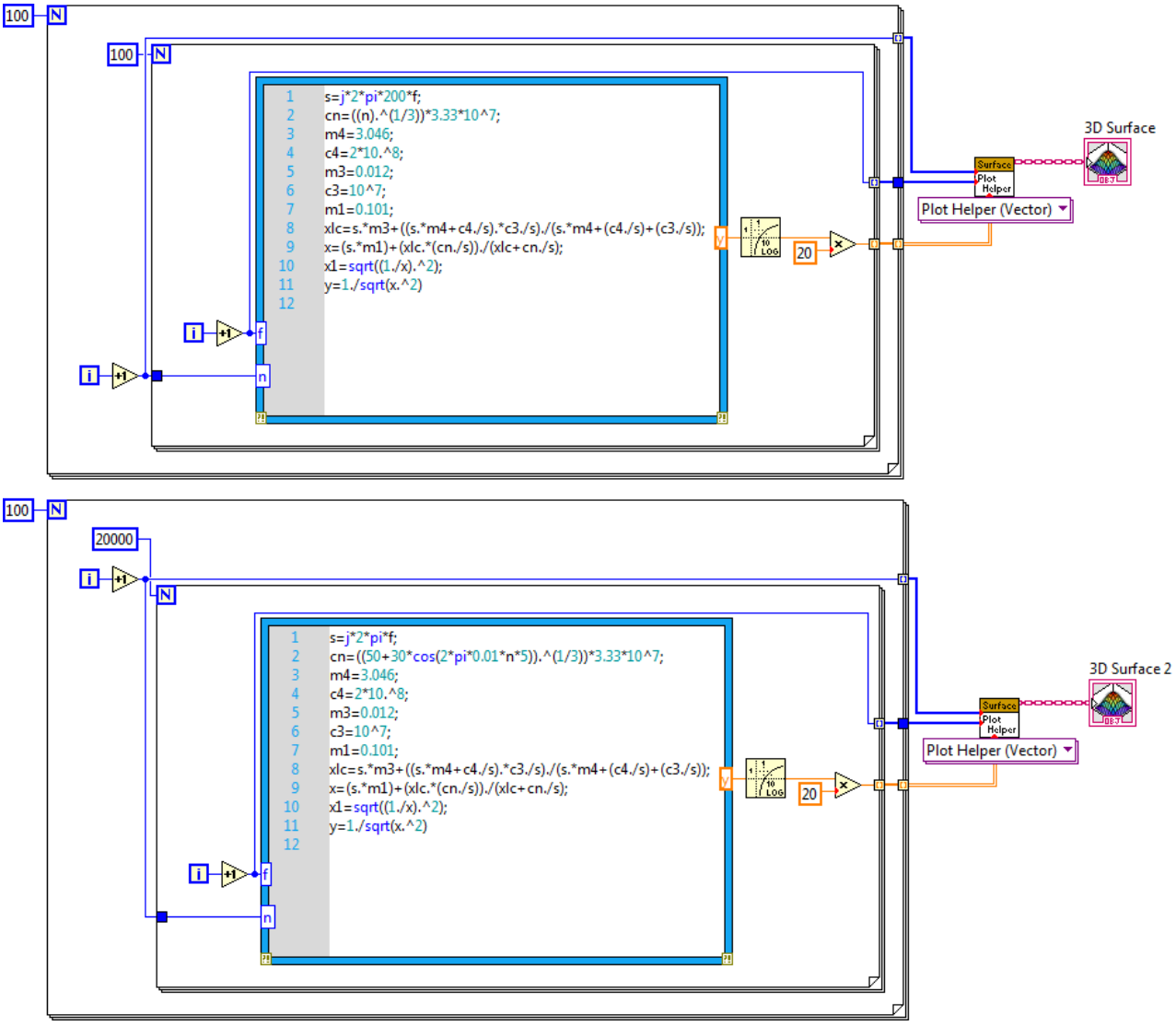
158. Тугенгольд, А.К. Интеллектуальное управление технологическими системами Текст. / А.К. Тугенгольд, Е.А. Лукьянов, Э.В. Ремизов, О.Е. Короткое // СТИН. 2008. № 2. С. 2-7.
159. Тугенгольд, А.К. Система интеллектуального управления станками Текст. / А.К. Тугенгольд, Е.А. Лукьянов, Э.В. Ремизов, Д.А. Носенков // СТИН. 2008. № 12. С. 10-15.
160. Усупов, С.С. Автоматическая система регулирования режимами работы металлорежущих станков / С.С. Усупов // Автоматизация. Современные технологии. - 2009. № 11. - С. 14-16.
161. Федосов, В.П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW. Учебное пособие / В.П. Федосов, А.К. Нестеренко. - М.: ДМК Пресс, 2012. – 472 с.
162. Фигатнер, А.М. Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков / А.М. Фигатнер. - Обзор М.: НИИмаш, 1981. - 72 с.
163. Фигатнер, А.М. Тенденции развития шпиндельных узлов с подшипниками качения / А.М. Фигатнер // Станки и инструмент. 1978. - № 10. - С. 16-18
164. Фигатнер, А. М. Повышение несущей способности высокоскоростных шпиндельных узлов. / А. М. Фигатнер, И. В. Парфенов, И. Г. Горелик // Станки и инструмент. 1985. - № 6. - С. 15-16.
165. Фихтенгольц, Г.М. Математика для инженеров: В 2 ч. Ч. 1 / Проф. Г.М. Фихтенгольц. - М. ; Л. : Гос. науч.-техн. изд-во, 1931. - 488 с., 2 л. табл.
166. Фомин, А.А. Виброперемещения шпинделя под действием моментной и динамической неуравновешенности режущего инструмента / А.А. Фомин, В.Г. Гусев // Вестник машиностроения. - 2013. № 5. - С. 56-59.
167. Фролов, А.В. Расчет жесткости шпиндельного узла на двух радиально-упорных шарикоподшипниках / А.В. Фролов // СТИН. - 2006. № 8. - С. 17-22.
168. Ханов, А.М. Моделирование и натурные испытания шпиндельных узлов металлорежущих станков / А.М. Ханов, А.В. Шафранов, А.Е. Кобитянский, А.В. Пепелышев // СТИН. 2009. - №12. - С. 2-5.

169. Хомяков, В.С. Многокритериальная оптимизация внутришлифовальных головок на подшипниках качения / В.С. Хомяков, В.К. Старостин, М.А. Кушнир // Станки и инструмент. - 1984. - № 2. - С. 17-18.
170. Хомяков, В.С. Параметрическая оптимизация станков как динамических систем: дис.... д-ра техн. наук / Хомяков В.С. - М., 1985. - 342 с.
171. Хомяков В.С. Экспериментальное и расчетное исследование динамических характеристик шпиндельных узлов / В.С. Хомяков, Н.А. Кочинев, Ф.С. Сабиров // СТИН. - 2009. № 3. - С. 5-9.
172. Хоровиц, П.. Искусство схемотехники. В 3-х томах. Т.1. Пер. с англ. / П. Хоровиц, У. Хилл. - Изд. 4-е. – М.: Мир, 1993. – 413 с., ил.
173. Хронин, Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов: Учебник для студентов авиационных специальностей высших учебных заведений. 2-е изд. / Д.В. Хронин. - М.: Машиностроение, 1980.
174. Шестернинов, А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущего оборудования УлГТУ. Уч. пособие/ А.В. Шестернинов - УлГТУ Ульяновск 2006.
175. Шефтель, Б.Т., Диагностика шарикоподшипников вибрационным методом. Б.Т. Шефтель, В.А. Гущин, Г.К. Липский, А.А. Шаницын, Ф.Ф. Юдин. - М.: Наука, 1977.
176. Шлезингер, Г. Качество поверхности. Пер.с англ. под ред. Каширина А.И. М.: Машгиз, 1947. - 284 с.
177. Шнейдер, Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю.Г. Шнейдер. - М: Машиностроение: 1982. 246 с.
178. Эльясберг, М.Е. О расчете устойчивости процесса резания с учетом предельного цикла системы / М.Е. Эльясберг // Станки и инструмент. - 1975. - № 2. - С. 20-27.
179. Юдин, Ф.Ф. Вибрационные характеристики узла с радиальным шарикоподшипником: Дисс. канд. техн. наук: 05.02.02. Утв. 10.07.85; 04850004757. - Саратов, 1984. - 230 с.

180. Юркевич, В.В. Диагностика металлообрабатывающих станков / В.В. Юркевич // Вестник машиностроения. - 2013. № 11. - С. 44-45.
181. Юркевич, В.В. Влияние дисбаланса на работу шпинделя металлообрабатывающего станка / В.В. Юркевич, П.В. Лушников // Вестник машиностроения. - 2014. № 12. - С. 41-43.
182. Явленский, А.К. Вибрация ротора электродвигателя, обусловленная технологическими погрешностями конструкции / А.К. Явленский // Труды ЛИАП, вып.75, 1977 г.
183. Явленский, К.В. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / К.В. Явленский, А.К. Явленский. - Л., 1983. 239 с.
184. Явленский, А.К. Теория динамики и диагностики систем трения качения. А.К. Явленский, К.Н. Явленский. - Л., Изд-во Ленингр. ун-та, 1978. Ил. 63, табл. - 16, библиогр. - 43 назв. 184 с.
185. A.B. Jones. A General theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. ASME J. Basic Eng., 82(2). 1960.
186. Feng N.S., Hahn E.J., Randall R.B. Simulation of vibration signals from a rolling element bearing defect. University of New South Wales, Sydney, Australia. 2004.
187. J.M.de Mul, J.M. Vree, D.A. Maas. Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction-part I: general theory and application to ball bearings, Journal of Tribology, vol.111, pp.142-148, January 1989.
188. N.S. Feng, E.J. Hahn. Rolling element bearing non-linearity effects. ASME Paper No.2000- GT-391. 2000.
189. Stribeck, R. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit und Rollenlager (The basic properties of sliding and rollingbearings), Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingeni eure, 2002, Nr. 36, Band 46, p. 1341-1348, p. 1432-1438 and1463-1470.
190. Takagi, T. Fuzzy Identification of Systems and its Applications to Modeling and Control / T. Takagi, M. Sugeno // IEEE Trans on Systems, Man, Cybern., 15(1), 1985. P. 116–132.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Построение 3-мерной поверхности амплитудно-частотной характеристики опоры шпиндельного узла



ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Свидетельство об утверждении типа средства измерения «Вибропреобразователи АР98»

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

СВИДЕТЕЛЬСТВО

об утверждении типа средств измерений

RU.C.28.046.A № 29310

Срок действия до 15 февраля 2018 г.

НАИМЕНОВАНИЕ ТИПА СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ
Вибропреобразователи АР98

ИЗГОТОВИТЕЛЬ
Общество с Ограниченной Ответственностью "ГлобалТест" (ООО "ГлобалТест"), г. Саров Нижегородской обл.

РЕГИСТРАЦИОННЫЙ № **22561-07**

ДОКУМЕНТ НА ПОВЕРКУ
МИ 1873-88

ИНТЕРВАЛ МЕЖДУ ПОВЕРКАМИ **1 год**

Тип средств измерений утвержден приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от **15 февраля 2013 г. № 130**

Описание типа средств измерений является обязательным приложением к настоящему свидетельству.

Заместитель Руководителя
Федерального агентства — Ф.В.Булыгин

"12" 03 2013 г.

Серия СИ № 008693

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Свидетельство об утверждении типа средства измерения «Преобразователи вихретоковые АР2100»

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

СВИДЕТЕЛЬСТВО

об утверждении типа средств измерений

RU.C.28.046.A № 58585

Срок действия до 16 апреля 2020 г.

НАИМЕНОВАНИЕ ТИПА СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ
Преобразователи вихретоковые АР2100

ИЗГОТОВИТЕЛЬ
Общество с ограниченной ответственностью "ГлобалТест" (ООО "ГлобалТест"), г. Саров Нижегородской обл.

РЕГИСТРАЦИОННЫЙ № **60502-15**

ДОКУМЕНТ НА ПОВЕРКУ
А3009.369.МП-14

ИНТЕРВАЛ МЕЖДУ ПОВЕРКАМИ **1 год**

Тип средств измерений утвержден приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от **16 апреля 2015 г. № 448**

Описание типа средств измерений является обязательным приложением к настоящему свидетельству.

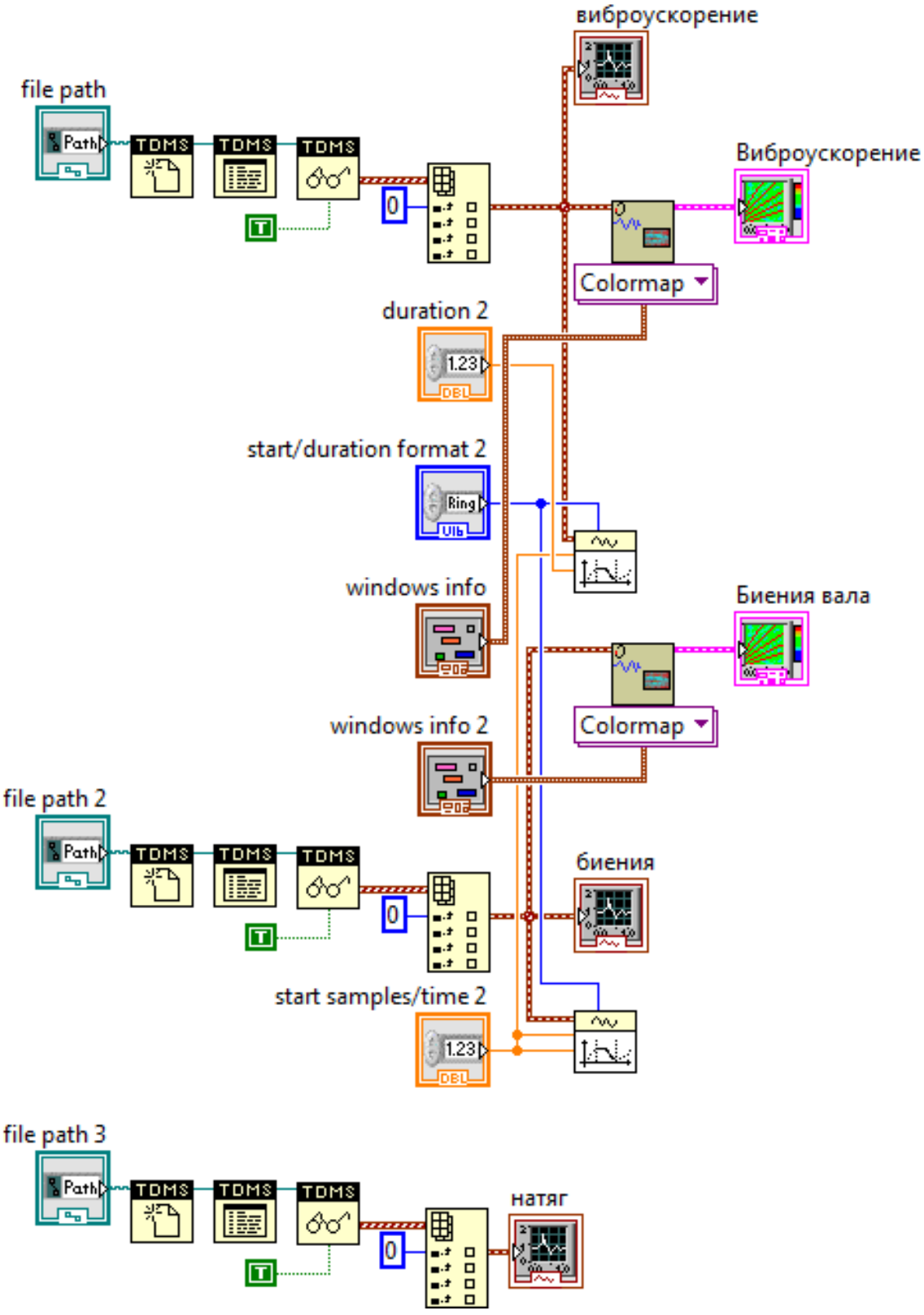
Заместитель Руководителя
Федерального агентства — С.С.Голубев

«24» 04 2015 г.

Серия СИ — № 020031

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Программа частотно-временного представления сигнала методом преобразования Фурье с окном Гаусса



ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Акт внедрения результатов диссертационной работы на ООО «Завод приборных подшипников»

ОБЩЕСТВО
С ОГРАНИЧЕННОЙ
ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

Завод приборных
подшипников

ЗПП
MBF

MANUFACTURING
COMPANY Ltd

Miniature Bearings
Factory

_____ 201__ г. № _____

АКТ

О внедрении результатов кандидатской диссертационной работы
Гаспарова Эрика Сергеевича
«Обеспечение динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов на основе моделирования и безразборной оценки состояния опор»

Настоящим Актом подтверждается, что результаты диссертационной работы «Обеспечение динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов на основе моделирования и безразборной оценки состояния опор», используются в настоящее время при проведении технического обслуживания металлорежущего оборудования моделей ЛЗ-247, эксплуатируемого на предприятии ООО «Завод приборных подшипников».

Главный инженер-
Главный конструктор С.И. Ефимов

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Акт внедрения результатов диссертационной работы на АО «Волгабурмаш»

Волгабурмаш

АО "ВОЛГАБУРМАШ"
ИНН 6314041136
ул. Грозненская, 1
г. Самара, 443004, Россия

Тел.: +7 (846) 300-8000. Факс: +7 (846) 300-8000.
E-mail: mail@vbm.ru www.vbm.ru

Утверждаю
Директор по производству
АО «Волгабурмаш»

Скворцов А.А.

М.П.

АКТ
О внедрении результатов кандидатской диссертационной работы
Гаспарова Эрика Сергеевича
«Обеспечение динамического качества высокоскоростных шпиндельных узлов на основе моделирования и безразборной оценки состояния опор»

Настоящим Актом подтверждается, что результаты диссертационной работы внедрены в процесс проведения технического обслуживания металлорежущего оборудования с ЧПУ моделей JUNKER BD 20 CNC с электрошпинделем GMN HSX 120-60000/7R, эксплуатируемого на предприятии АО «Волгабурмаш».

Главный инженер проекта А.М. Гринёв

1 000404

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Расчет предполагаемой экономической эффективности

В связи с повышенным требованием к качеству выпускаемой продукции шпиндельные узлы шлифовальных станков проходят наладку через каждые 50 часов работы. Время с момента снятия ШУ, наладки и установки обратно на станок занимает 8 часов, из которых 5 часов занимает процесс диагностирования.

Время наладки за счет предлагаемой методики уменьшится с 8 до 3 часов. По данным источников применение систем диагностирования позволяет предположительно увеличить межсервисный интервал в 1,5 раза. Исходя из приведенных данных, время простоя уменьшится до:

$$T_{отн.} = \frac{3}{75+3} \cdot 100\% = 3{,}8\%$$

Таким образом, применение предлагаемой системы позволит уменьшить время простоя шлифовального станка как минимум в 3,5 раза.

Приведем предполагаемый экономический эффект от внедрения технологии диагностирования из сопоставленных приведенных затрат по базовой и внедренной технологиям:

$$Э=(C_{баз}-C_{внед})\cdot N, \text{ руб.}$$

где $C_{баз}$- себестоимость диагностирования шпиндельного узла по базовой технологии, руб.; $C_{внед}$ - себестоимость диагностирования шпиндельного узла по внедренной технологии, руб.

$$C=C_{озп}+C_{дзп}+C_{сс}+C_{вп}+C_{укв}, \text{ руб.}$$

$C_{озп}$ - основная зарплата мастера-диагноста, руб.; $C_{дзп}$ -дополнительная зарплата, руб.; $C_{сс}$ - начисление по социальному страхованию, руб.; $C_{вп}$ - внепроизводственные расходы, руб.; $C_{укв}$ - удельные затраты на капитальные вложения, руб.

$$C_{озп}=k_в \cdot T_в, \text{ руб.},$$

где $k_в$ - норма времени на диагностирование одного шпиндельного узла, $T_в$ - часовая тарифная ставка мастера-диагноста, руб./ч.

$$C_{озп_баз}=k_в \cdot T_в=8\cdot 91=727 \text{ руб.}$$

$$C_{озп_внедр}=k_в \cdot T_в=3\cdot 91=273 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата: $C_{дзп}=(30\cdot C_{озп})/100$, руб.

$$C_{дзп_баз}=(30\cdot C_{озп})/100=(30\cdot 727)/100=218 \text{ руб.}$$

$$С_{дзп_внедр} =(30\cdot С_{озп})/100=(30\cdot 273)/100=81 \text{ руб.}$$

Начисления по страховым взносам и страхованию от несчастных случаев: $С_{сс}=31,1\cdot(С_{озп}+С_{дзп})/100$, руб.

$$С_{сс_баз} =31,1\cdot(С_{озп}+С_{дзп})/100=31,1\cdot(727+218)=294 \text{ руб.}$$

$$С_{сс_внедр} =31,1\cdot(С_{озп}+С_{дзп})/100=31,1\cdot(273+81)=110 \text{ руб.}$$

Внепроизводственные накладные расходы:

$$С_{вп}=1,116\cdot(С_{озп}+С_{дзп}+С_{сс})/100, \text{ руб.}$$

$$С_{вп_баз} =1,116\cdot(С_{озп}+С_{дзп}+С_{сс})/100=1,116\cdot(727+218+294)/100=13,8 \text{ руб.}$$

$$С_{вп_внедр} =1,116\cdot(С_{озп}+С_{дзп}+С_{сс})/100=1,116\cdot(273+81+110)/100=5,1 \text{ руб.}$$

Удельные затраты на капитальные вложения (стоимость установки и оснастки): $С_{укв}=(Е\cdot С_{устан})/N$, руб.

$$С_{укв}=(Е\cdot С_{устан})/N =0,15\cdot 497075=745 \text{руб.}$$

$$С_{укв}=(Е\cdot С_{устан})/N=0,15\cdot 94000=141 \text{ руб.}$$

где Е=0,15 - коэффициент эффективности капитальных вложений; $С_{устан}$ - стоимость установки.

$$С_{баз}=727+218+294+13,8+745=1997,8 \text{ руб.}$$

$$С_{внедр}=273+81+110+5,1+141=610,1 \text{ руб.}$$

Экономический эффект от внедрения системы 1 диагностического мероприятия для одного шпиндельного узла составит:

$$Э=(1997,8-610,1)\cdot 1=1387,7 \text{ руб.,}$$

где N=1 - диагностика 1 шпиндельного узла.

Экономический эффект от внедрения системы диагностирования одного шпиндельного узла в год составит:

$$Э=1387,7\cdot t\cdot 12=1387,7\cdot 2,6\cdot 12=43296,24 \text{ руб.}$$

где t - межсервисный интервал.

Экономический эффект улучшится также в случае использования предлагаемой системы для мониторинга текущего динамического качества ШУ, который позволит исключить выпуск некачественной продукции.