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
(технические науки)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ульяновск - 2016

Работа выполнена на кафедре «Автоматизированные станочные и инструментальные системы» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «СамГТУ»).

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

Официальные оппоненты: **Янкин Игорь Николаевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование технических и технологических комплексов» ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Башаров Рашит Рамилович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Мехатронные станочные системы» ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет»

Ведущая организация: федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)»

Защита состоится 10 июня 2016 года в 10^{00} ч. на заседании диссертационного совета Д 999.003.02 в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Ульяновский государственный технический университет» по адресу: г. Ульяновск, ул. Энгельса, 3, первый корпус (почтовый адрес: 432700, ГСП, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, 32).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВПО «УлГТУ» - www.ulstu.ru

Автореферат разослан «_____» _____2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук  Н.И. Веткасов

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. При существующей тенденции в конструировании высокоскоростных шпиндельных узлов (ШУ), когда шпиндель принимается как абсолютно жесткий вал на упругих опорах, динамическое качество ШУ будет полностью определяться динамическими характеристиками его опор. В 90-95% случаях для ШУ станочного парка опоры состоят из подшипников качения. Динамические показатели 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, значение предварительного натяга подшипниковых опор определяет динамическое качество ШУ, и задача по разработке методов его оценки, в особенности без разборки ШУ, является актуальной.

Особую актуальность приобретает исследование динамического качества ШУ путем моделирования его зависимости от параметров ШУ и процессов в нем протекающих.

Степень разработанности. В многочисленных исследованиях отечественных и зарубежных ученых: Ачеркана Н.С., Каширина А.И., Кудинова В.А., Соколовского А.П., Решетова Д.Н., Балакшина Б.С., Пуша В.Э., Пуша А.В., Проникова А.С., Вейца В.Л., Тлустого И., Векка М. и др. рассмотрены различные методы обеспечения динамического качества металлорежущих станков. Исходя из полученных результатов, обоснованы основные направления в обеспечении динамического качества ШУ, наиболее перспективными из которых являются направления, в основе которых лежат методы виброакустического диагностирования и математического моделирования.

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 амплитудно-частотной характеристики (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.

Теоретическая и 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.

Методология и методы исследований. Методологической основой исследования служат основные положения теории проектирования ШУ. 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.

Положения, выносимые на защиту:

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 шпиндельного узла без разбора методом тестового диагностирования.
4. Обоснованный выбор критериев, позволяющих определить значение усилия предварительного натяга опор шпиндельного узла безразборным методом в режиме функционирования.

Степень достоверности и апробация результатов.

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.

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).

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.

2. ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы исследований и дана общая характеристика работы.

В первой главе рассмотрено современное состояние проблемы обеспечения динамического качества ШУ. Выявлено, что наиболее важным показателем динамического качества ШУ является динамическая податливость переднего конца шпинделя на частоте вращения шпинделя. Обзор работ показал, что нужно анализировать уровень вибрации на частоте вращения шпинделя, полученный на холостом ходу, т.к. ее амплитуда хорошо коррелирована с биениями шпинделя на частоте вращения в процессе резания, негативно влияющими на качество обработки.

На основе анализа публикаций сделан вывод, что предварительный натяг подшипниковых опор качения является наиболее значимым конструктивным параметром, влияющим на надежность и динамическое качество ШУ.

Проведенный анализ работ позволил сделать вывод, что наиболее перспективными методами обеспечения динамического качества ШУ являются:

- математическое моделирование ШУ на стадии проектирования;
- диагностирование и мониторинг технического состояния ШУ на этапе эксплуатации.

Рассмотрены существующие методы анализа сигналов вибраций ШУ.

Во второй главе предложена структурно-параметрическая модель и расчетная схема опоры с подшипником качения, разработана и аналитически решена математическая модель опоры ШУ с нелинейной упругой характеристикой типа Герца методами динамических аналогий и комплексного расчета.

Опора ШУ представлена в виде механической системы с сочетанием линейных и нелинейных жесткостей (рис. 1, а). Т.к. масса шариков достаточно мала относительно масс других элементов опоры, то в большинстве случаев ею можно пренебречь и использовать упрощенную модель (рис. 1, б).

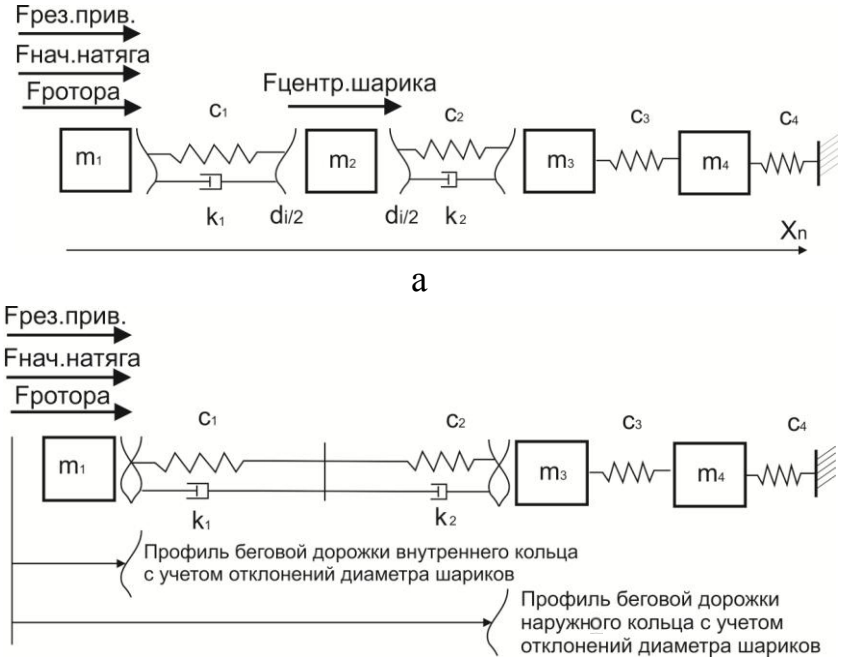


Рис.1. Механическая система вдоль одной из подвижных осей:
а - с учетом массы шарика, б - без учета массы шарика

Движение масс упрощенной механической системы, изображенной на рис.1,б, описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = F_{источн} - c_{общ}\left(x_1 - x_3 + A(t)\right) - k_{общ}\left(x_1 - x_3 + A(t)\right)'; \\ m_3\ddot{x}_3 = c_{общ}\left(x_1 - x_3 + A(t)\right) + k_{общ}\left(x_1 - x_3 + A(t)\right)' - c_3\left(x_3 - x_4\right); \\ m_4\ddot{x}_4 = -c_4 x_4 + c_3\left(x_3 - x_4\right), \end{cases} \quad (1)$$

где m_1 - приведенная на опору масса шпинделя; m_3 - масса наружного кольца; m_4 - приведенная к опоре масса корпуса ШУ; $c_{общ}$ - общая нелинейная жесткость подсистемы «шпиндель-наружное кольцо», равная $c_{\text{общ}} = \frac{c_1 . c_2}{c_1 + c_2}$, c_1- нелинейная

жесткость подсистемы «внутреннее кольцо-шарик»; c_2 - нелинейная жесткость подсистемы «шарик-наружное кольцо»; $A(t)$ - 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, k_1 - коэффициент вязкого сопротивления подсистемы «внутреннее кольцо-шарик»; k_2 - коэффициент вязкого сопротивления подсистемы «шарик-наружное кольцо»; x_i – перемещение соответствующей i-й массы, $F_{источн}$ - проекция вектора $\vec{F}_{\text{источ}}$ суммарного силового воздействия со стороны шпинделя на заданную ось.

$$\vec{F}_{источн} = \vec{F}_{пред.натяг} + \vec{F}_{период.} + \vec{F}_{тяж} + \vec{F}_{рез.прив.}, \qquad (2)$$

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

Кинематическое возмущение $A(t)$, вызванное неровностями профилей беговых дорожек колец и шарика, можно представить в виде:

$$A(t) = R_H(\psi) - R_{\text{ВН}}(\psi) - D_{\text{ш}}(\psi), \qquad (3)$$

где $R_{\text{Н}}(\psi), R_{\text{ВН}}(\psi)$ - функция изменения радиуса, описывающая профиль беговой дорожки наружного кольца и внутреннего кольца соответственно; $D_{\text{ш}}(\psi)$ - функция, описывающая изменение диаметра шариков.

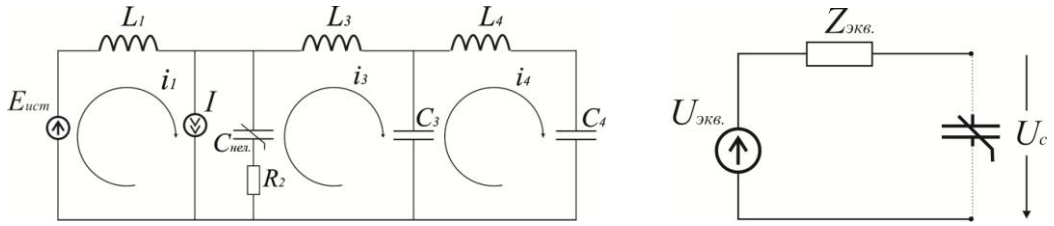
Данные функции являются функциями фазы ψ, которая изменяется с течением времени с угловыми скоростями: сепаратора ω_c, ротора относительно сепаратора ($\omega_{\text{р}}$-ω_c), верчения шарика $2\cdot\omega_ш$ для $R_H(\psi)$, $R_{\text{ВН}}(\psi)$, $D_{\text{ш}}(\psi)$ соответственно.

С целью применить для решения дифференциальных уравнений (1), описывающих математическую модель шпиндельной опоры, хорошо развитый математический аппарат расчета электрических цепей, по теории динамической аналогии систем различной природы, для механической системы построена динамически аналогичная электрическая система (4) и соответствующая электрическая схема (рис. 2, а).

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

Уравнения (4) получены путем замены параметров механической системы на соответствующие электрические параметры. Заряд q с индексом в уравнениях (4)

является величиной аналогичной перемещению массы с тем же индексом в механической системе.



а б

Рис.2. Модель шпиндельной опоры в электрической системе аналогий
а - модель опоры; б - модель опоры после преобразования методом эквивалентного генератора

Методом расчета электрических цепей в установившемся режиме, а именно методом эквивалентного генератора, получена одноконтурная схема замещения (рис.2, б) и составлено уравнение баланса напряжений в символической форме:

$$U_c + i(t) \cdot Z_{экв} - U_{экв} = 0, \quad (5)$$

где $i(t) = \frac{dq(U_c)}{dU_c} \cdot \frac{dU_c}{dt}$ ток в одноконтурной цепи (рис.2,б).

Здесь $q(U_c)$ - зависимость изменения заряда нелинейной емкости от приложенного напряжения U_c, которое изменяется во времени и является электрическим аналогом механической нелинейной упругой характеристики $\delta(F) = a \cdot F^{\frac{2}{3}}$.

Уравнение (5) было приведено к форме кубического уравнения Кардано и решено в тригонометрической форме с использованием косинуса тройного угла. В итоге было получено решение для нелинейной контактной деформация $\delta(t)$, которое запишется в виде:

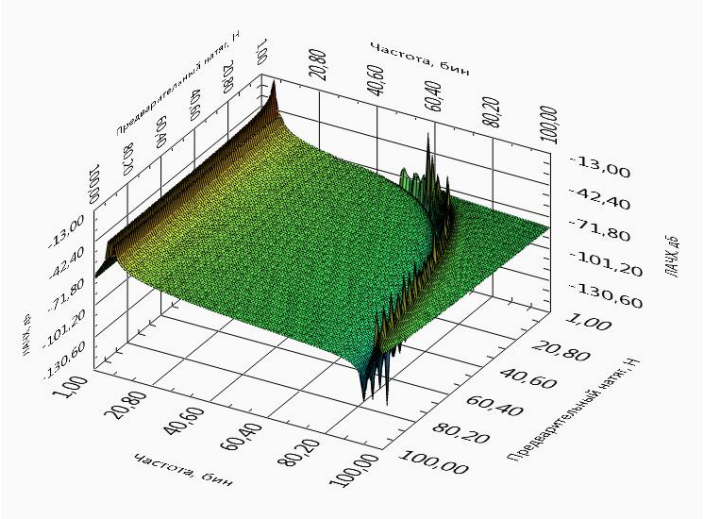
$$\delta(t) = a \cdot \left[\frac{2 \cdot Z_{M\,экв \cdot s \cdot a}}{3}\left\{cos\left(\frac{1}{3} arccos\left[\frac{27 \cdot F_{экв}}{2 \cdot (Z_{M\,экв \cdot s \cdot a})^3}\right]\right) - \frac{1}{6}\right\}\right]^2, \quad (6)$$

где $Z_{Mэкв}$ - механический аналог величины сопротивления $Z_{экв}$ на схеме замещения (рис.2, б), $F_{экв}$ - эквивалентное силовое воздействие (механический аналог напряжения $U_{экв}$ эквивалентного генератора, изображенного на схеме замещения).

Соответствующим образом также найдены выражения для колебаний приведенной массы ротора и корпуса.

Таким образом, полученные выражения аналитически связывают параметры колебаний тел механической системы с массо-жесткостными характеристиками, силовым воздействием со стороны шпинделя и кинематическими возмущениями, обусловленными технологическими погрешностями изготовления колец и тел качения подшипников.

Используя полученные зависимости для опоры с радиально-упорным шарикоподшипником с интервалом радиальной составляющей осевого предварительного натяга от 0 до 100 Н, были построены трехмерные АЧХ механической системы (рис. 3) с параметрами: 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.



Получены нижние резонансные частоты – 1220 Гц и 1540 Гц.

Рис. 3. Зависимость АЧХ механической системы (рис.1) с интервалом радиальной составляющей осевого предварительного натяга от 0 до 100 Н с параметрами: к=0 Н·с/м, $c_4=10^8$Н/м, $c_3=10^7$Н/м, m_1=0,101 кг, m_3=0,012 кг, m_4=3,046 кг, 1 бин=200 Гц

В третьей главе решается задача экспериментальной безразборной оценки значения предварительного натяга подшипниковых опор ШУ. Для этой цели проведен поиск системы диагностических признаков, описывающих свойства объекта диагностирования, используя подходы тестовой диагностики.

Для выбора и обоснования критерия по определению предварительного натяга подшипниковых опор методом тестовой диагностики был разработан и изготовлен стенд на основе мотор-шпинделя с подшипниковыми опорами качения 2-76101Е.

Информационно-измерительная система (ИИС) стенда состояла из датчика виброускорения с встроенным предусилителем, датчика силы, аппаратуры сбора данных фирмы NI. Датчик силы был встроен в конструкцию ШУ. Программное обеспечение для анализа полученной информации было разработано в среде графического программирования LabView.

Эксперимент проводился следующим образом: для десяти различных значений усилия предварительного натяга, охватывающий практически весь рабочий диапазон, по переднему концу ШУ были нанесены кратковременные силовые воздействия и получены сигналы виброускорений. Исходя из формы полученных вибросигналов, был проведен поиск диагностического критерия путем анализа коэффициента затухания. Для определения коэффициента затухания к сигналам был применен анализ Гильберта и выделены амплитудные огибающие по Гильберту для всех значений предварительного натяга.

Амплитудные огибающие были подвергнуты логарифмической обработке с целью нахождения линейных трендов. Найденные методом наименьших

квадратов линейные тренды не выявили однозначной зависимости затухания от величины предварительного натяга. Но позволили на основе анализа сделать заключение о необходимости проведения спектрального анализа.

Средствами спектрального анализа и визуализации среды графического программирования LabView для различных значений предварительного натяга были получены и построены АЧХ сигналов виброускорений (рис.4).

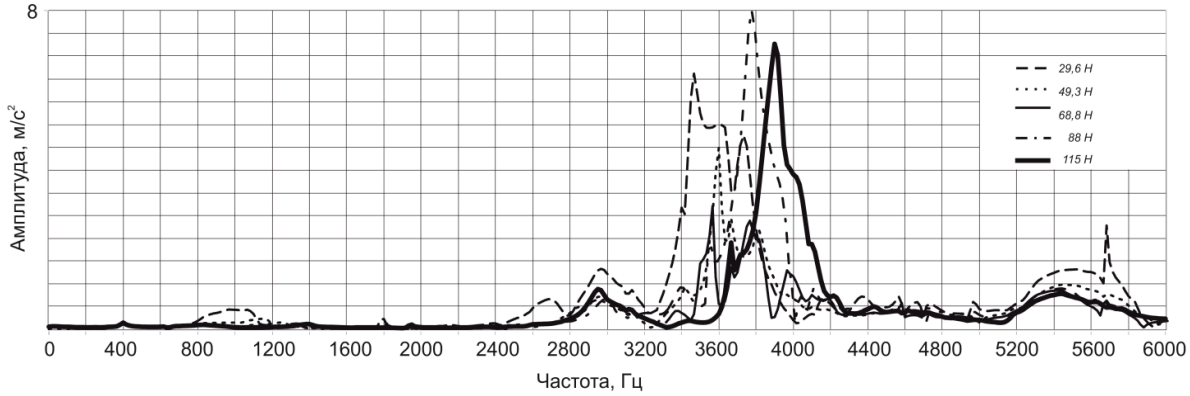
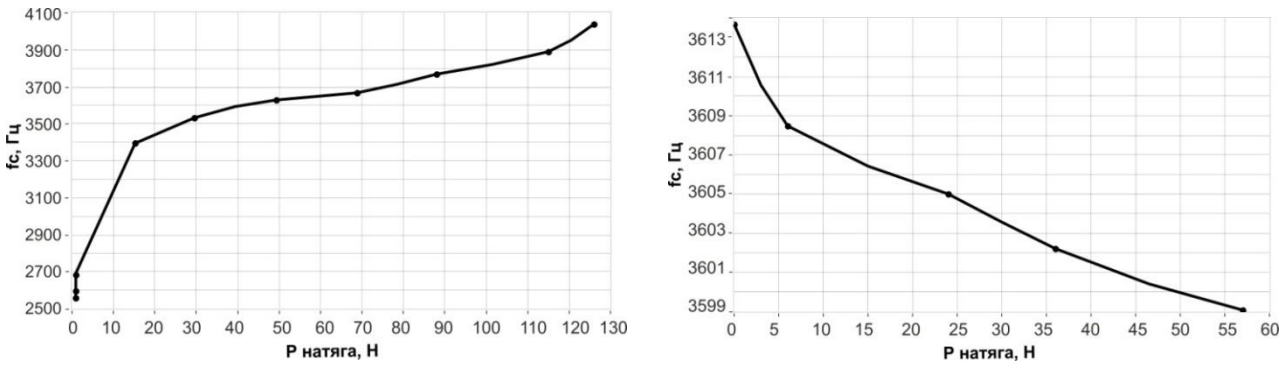


Рис.4. АЧХ шпиндельного узла при различных значениях усилия предварительного натяга

На рис. 4 хорошо видно, как с увеличением предварительного натяга смещается «эффективная ширина» спектра на интервале от 600 до 4200 Гц.

В качестве диагностического критерия была выбрана относительная частота пика f_c, которая вычисляется как абсцисса центра тяжести спектра на указанном диапазоне. Полученные в результате эксперимента значения предварительного натяга и соответствующие им найденные значения f_c приведены в виде графика на рис.5, а.



а б

Рис. 5. График зависимости f_c от величины усилия предварительного натяга
а - при воздействии на передний конец шпинделя; б - при воздействии на переднюю опору

С целью оценки контролеспособности мотор-шпинделя был выполнен поиск лучших контрольных точек конструкции ШУ для тестовых воздействий с целью получения большей полезной информации о состоянии ШУ. Для этого силовые воздействия применялись не только по переднему концу шпинделя, но и по

корпусу шпиндельного узла: в область передней опоры, в область задней опоры и в середину корпуса.

Положительный результат был получен только при воздействии в области передней опоры (рис. 5, б). На частотном диапазоне от 3200 до 4200 Гц были определена относительная частота пика для значений предварительного натяга равных: 0; 6; 24; 36; 56 Н.

Таким образом, был проведен обоснованный выбор эффективного диагностического критерия и разработано программное обеспечение для реализации его расчета; экспериментально были определены контрольные точки ШУ для получения полезной диагностической информации; получены резонансные частотные интервалы, на основе которых были скорректированы заявленные производителем рабочие частоты вращения шпинделя. Предложены перспективные частоты вращения шпинделя.

В четвертой главе разработаны экспериментальный стенд и ИИС для исследования формирования вынужденных колебаний ШУ и определения значения предварительного натяга опор ШУ в режиме функционирования.

ИИС, используемая в гл. 3, была дополнена датчиком температуры и вихретоковым датчиком виброперемещений. На основе данных температурного датчика контролировался температурный режим подшипника передней опоры в диапазоне регламентированных значений, порядка 30-35º С. Вихретоковый датчик позволял контролировать частоту вращения шпинделя за счет имеющихся на переднем конце шпинделя фрезерованных лысок.

На основе экспериментально полученных сигналов виброускорений с датчика, установленного на корпусе у передней опоры ШУ, при линейном увеличении частоты вращения шпинделя с 0 до 72000 об/мин, используя преобразование Фурье с окном Гаусса, были построены частотно-временные спектрограммы. На основе анализа спектрограмм выявлен механизм формирования вынужденных колебаний.

Второй этап эксперимента проводился следующим образом: после 15 минут непрерывной работы на частоте вращения 60000 об/мин регулировочным винтом устанавливали значение усилия предварительного натяга (0; 18,9; 49,2; 68,6; 88 Н) и в течение пяти секунд записывали сигналы виброускорения с акселерометра, датчиков силы и температуры. Затем каждая временная реализация была разбита на интервалы длительностью в одну секунду сдвигом начала отсчета приблизительно на 0,4 секунды. Таким образом, каждому значению предварительного натяга соответствовало 12 временных реализаций длительностью в одну секунду.

В качестве диагностических критериев были выбраны: критерий по частоте, обоснованный выбор, которого приведен в гл. 3, и вычисляемый как абсцисса

центра тяжести; критерий по мощности, вычисляемый как ордината центра тяжести выбранного частотного участка спектра. Выбор частотного интервала также обоснован в гл.3 при анализе собственной АЧХ ШУ методом тестовой диагностики.

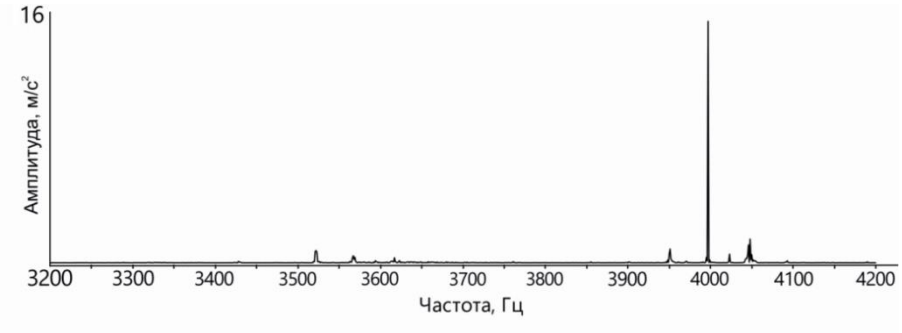
Ниже приведены расчетные выражения критериев для дискретного спектра:

$$f_c = \frac{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} n \cdot S(n) \cdot \Delta f}{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} S(n)}, \qquad (7)$$

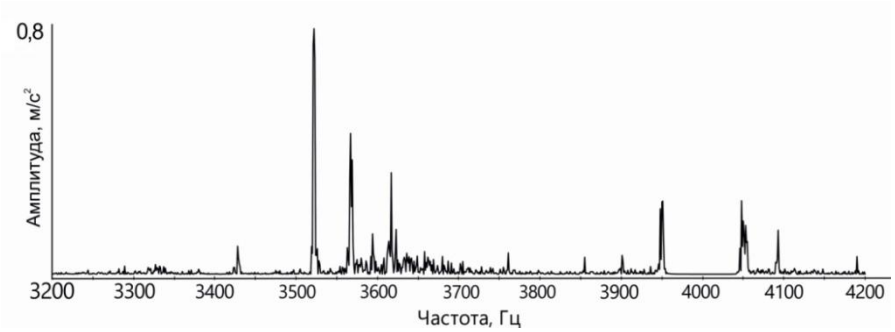
$$S_{относит} = \frac{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} [S(n) \cdot S(n)]}{\sum_{n=\frac{a}{\Delta f}}^{n=\frac{b}{\Delta f}} S(n)}, \qquad (8)$$

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

После предварительной фильтрации четвертой гармоники роторной частоты (рис. 6), т.к. она находится в исследуемом частотном интервале и в нашем случае является мощной помехой, для полученных сигналов виброускорений были рассчитаны значения критериев.



а



б

Рис. 6. График спектров сигнала.
а - до фильтрации, б - после фильтрации

Далее для каждого значения предварительного натяга были вычислены математические ожидания соответствующих критериев и построены графики их зависимостей (рис. 7).

Из графиков видно, что при малых значениях предварительного натяга критерий по частоте обладает большей крутизной, а при больших значениях предварительного натяга предпочтительнее использовать критерий по мощности.

Использование сразу двух критериев позволяет более точно определить значение предварительного натяга, и, как следствие, с целью обеспечения динамического качества точнее выбрать диапазон скоростей вращения шпинделя.

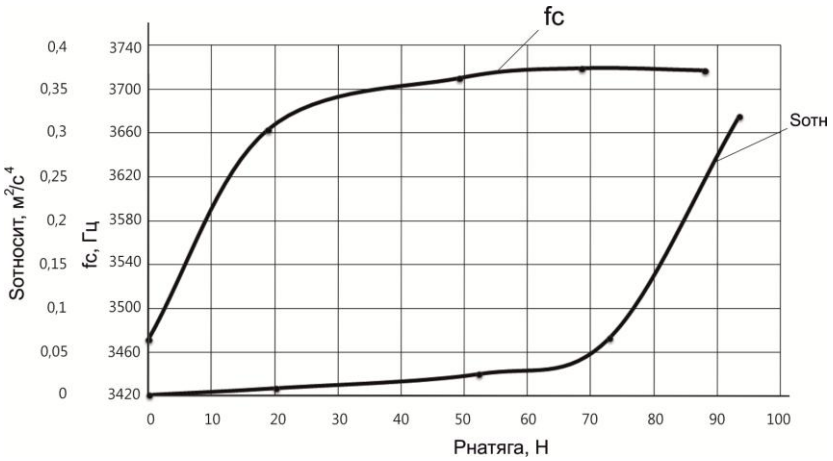


Рис. 7. Графики экспериментальных зависимостей относительной пиковой частоты f_c и мощности *Sотн* от усилия предварительного натяга *Рн*

Таким образом, подтверждена эффективность выбранных диагностических критериев и эффективность применения режекторных цифровых БИХ-фильтров для подавления вынужденных колебаний и использования выбранных критерий.

Функциональные зависимости диагностических критериев от величины предварительного натяга были положены в основу алгоритма по рациональному выбору режима обработки в целях обеспечения динамического качества шпиндельного узла.

Для реализации алгоритма вычисления диагностических критериев, было создано программное обеспечение на языке G, исходный код которой приведен на рис. 8.

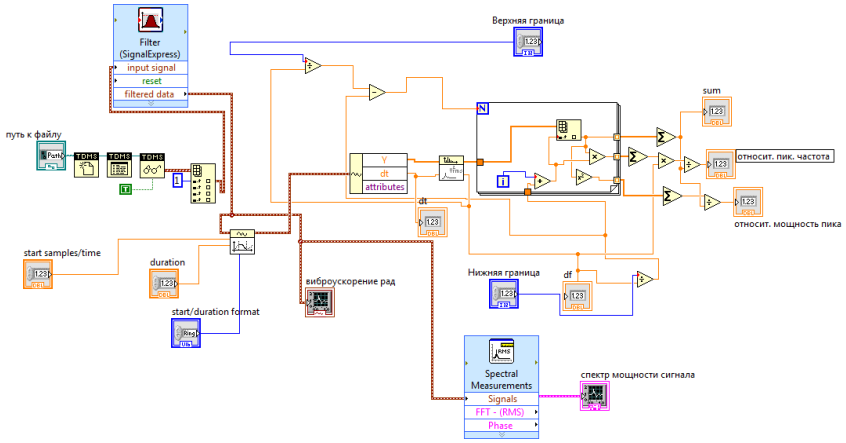


Рис.8. Программное обеспечение для вычисления вибродиагностических критериев

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

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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 РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в научных изданиях, рекомендованных ВАК

1. *Гаспаров, Э.С.* Анализ вибрационных характеристик подшипниковых опор шпиндельного узла / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия "Технические науки", № 2 (34), 2012. - С. 103-108.
2. *Гаспаров, Э.С.* Анализ сигналов виброускорения подшипниковых опор мотор-шпинделя / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Известия Самарского научного центра РАН, т. 14, №6, Самара, 2012. - С. 63-69.
3. *Гаспаров, Э.С.* Модель опоры шпиндельного узла на подшипниках качения / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия "Технические науки", № 4 (40), 2013. - С. 96-110.
4. *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. Серия "Технические науки", № 2 (42), 2014, - С. 94-99.
5. *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 Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки», №2(46), 2015. - С.152-158.
6. *Гаспаров, Э.С.* Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор шлифовального шпинделя / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // «Сборка в машиностроении, приборостроении», №9, 2015. - С. 26-29.
7. *Гаспаров, Э.С.* Определение величины установки предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла методом виброакустической диагностики / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // «Вестник машиностроения», №12, 2015. - С. 126-129.

Статьи и материалы конференций, опубликованные в других научных изданиях

8. *Гаспаров, Э.С.* Виброакустический сигнал – как источник информации технического состояния шпиндельного узла / Э.С. Гаспаров // Материалы докл. научно-технической Интернет–конференции с международным участием «Высокие технологии в машиностроении»: СамГТУ, 2008. - С. 94-95.
9. *Гаспаров, Э.С.* Мониторинг текущего состояния шпиндельных узлов металлорежущих станков / Э.С. Гаспаров, Л.Б. Гаспарова // Материалы докл. научно-технической Интернет–конференции с международным участием «Высокие технологии в машиностроении»: СамГТУ, 2008. - С. 92-93.
10. *Гаспаров, Э.С.* Виброакустическая диагностика текущего состояния узлов металлорежущих станков / Э.С. Гаспаров // Материалы всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Машиностроительные технологии», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 2008. - С. 271-274.
11. *Гаспаров, Э.С.* Диагностика и мониторинг текущего состояния формообразующих узлов

металлорежущих станков / Э.С. Гаспаров // 5 Международная конференция "Стратегия качества в промышленности и образовании", Технический университет, т.1, г. Варна, Болгария 2009. - С. 172-176.
12. *Гаспаров, Э.С.* Исследование погрешностей сопрягаемых поверхностей подсистемы шпиндель-инструмент / Э.С. Гаспаров, О.Ю. Казакова // Материалы VI-й международной конференции "Стратегия качества в промышленности и образовании", т.1 секция 1: "Качество в промышленности", Варна, Болгария. 2010. - С. 368-372.
13. *Гаспаров, Э.С.* Методика исследования напряженно-деформированного состояния конструкций технологического оборудования / Э.С. Гаспаров // Международная научно-практическая конференция «Инновации в транспортном комплексе. Безопасность движения. Охрана окружающей среды» ПермГТУ, Пермь, 2010. - С. 271-274.
14. *Гаспаров, Э.С.* Использование метода конечных элементов для исследования состояния конструкций технологического оборудования / Э.С. Гаспаров, Л.Б. Гаспарова // Межвузовский сборник с международным участием «Актуальные проблемы разработки и использования компьютерных технологий в машиностроении», СамГТУ, Самара, 2010. - С. 212-215.
15. *Гаспаров, Э.С.* Анализ метода диагностики состояния подшипниковых опор мотор-шпинделя / Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко // Сборник тезисов и аннотаций научных докладов XV международной научно-технической конференции "Фундаментальные проблемы техники и технологии - Технология-2012", Москва. - С. 358-360.
16. *Гаспаров, Э.С.* Использование методов виброакустической диагностики и мониторинга технического состояния шпиндельных узлов / Э.С. Гаспаров, А.В. Синев, Л.Б. Гаспарова // VI Международная научно-практическая конференция "Инновации в машиностроении - основа технологического развития России", вып.6, г. Барнаул, 2014. - С. 153-155.
17. *Гаспаров, Э.С.* Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор / Э.С. Гаспаров, Л.Б. Гаспарова, С.А. Губин // Материалы II Международной научно-практической конференции "Современные проблемы науки и образования в техническом вузе", г. Стерлитамак, 2015 г. – С.125-127.

Гаспаров Эрик Сергеевич

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

Автореферат отпечатан с разрешения диссертационного совета Д 999.003.02
ФГБОУ ВПО «Ульяновский государственный технический университет»
(протокол №16 от 01.04.2016 г.)

Заказ №_____. Тираж 120 экз.

Отпечатано на ризографе.
ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244