

На правах рукописи

Молчанов Александр Александрович

Повышение информационной эффективности вибрационных исследований металлорежущих станков на основе модального анализа нестационарных колебательных процессов

Специальности:

05.02.07 – Технология и оборудование механической и физико-технической обработки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2019

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: Утенков Владимир Михайлович д.т.н., профессор, заведующий кафедрой металлорежущих станков МГТУ им. Н.Э.Баумана

Официальные оппоненты: Глибеков Алексей Хабиевич, доктор технических наук, профессор, главный инженер проектов ООО «Вебер Комеханикс»

Яхутлов Мартин Мухамедович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Технология автоматизированного производства" Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Кабардино-Балкарский государственный университет им. Х.М. Бербекова» (ФГБОУ ВО КБГУ им.Х.М.Бербекова)

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН» (ФГБОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»)

Защита состоится «__» _____ 2019 г. в __ час. __ мин. на заседании диссертационного совета _____ при ФГБОУ «МГТУ им. Н.Э. Баумана» по адресу: 105005, г. Москва, 2-Бауманская ул., д.5, стр. 1.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью организации, просим выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте <http://www.bmstu.ru>.

Телефон для справок: 8(499)267-09-63.

Автореферат разослан «__» _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., доцент



В.П. Михайлов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. Повышающиеся требования к качеству и производительности обработки деталей машин во многом определяют тенденции развития современных металлорежущих станков в сторону повышения их производительности за счет интенсификации режимов резания, сокращения времени, необходимого для вспомогательных перемещений и других технологических параметров. При этом неизменной остается необходимость повышения точности станков, что отвечает настоятельным требованиям промышленности. Во многом, достижение высоких показателей станков стало возможным с развитием методов динамических исследований, позволяющих связать показатели качества и производительности обработки с характеристиками их динамической системы.

Установлено, что качество обработанной поверхности в основном определяется относительными колебаниями режущего инструмента и заготовки, которые в свою очередь, зависят от динамических характеристик динамической системы (ДС) станка и непосредственно процесса резания. Одним из основных источников информации о состоянии ДС станка являются вибрационные процессы, на основе идентификации которых построены методы вибрационной диагностики станков. Однако используемые методы анализа вибрационных процессов в станках не всегда соответствуют уровню задач, стоящих перед производителями и потребителями станков. Таким образом, повышение информационной эффективности вибрационных исследований металлорежущих станков является задачей, безусловно актуальной.

Степень разработанности темы. Традиционной многолетней и успешной практикой анализа вибрационных процессов, представленных в виде временных рядов (сигналов), является использование классического спектрального анализа (КСА), основанного на дискретном преобразовании Фурье. Этот метод эффективен при анализе процессов, неизменных на протяжении всей временной реализации сигнала, однако, эффективность КСА снижается при анализе нестационарных сигналов с временным масштабом нестационарности много меньшим продолжительности, подлежащей анализу реализации. Учитывая, что процессы, протекающие в ДС станка являются нестационарными (переходные режимы, ударное воздействие, развитие дефектов и т.д.) и, принимая во внимание, тенденцию увеличения рабочих частот вращения, возникает необходимость применения методов, лишенных недостатков КСА

В работе предлагается использование методов модального анализа, основанных на преобразовании Прони и параметрическом спектральном анализе (ПСА), для повышения эффективности процедуры динамического анализа и, как следствие, увеличение вибрационной надежности станков.

Целью настоящей работы является увеличение производительности и точности станков на основе разработки метода исследования нестационарных колебательных процессов на основе модального анализа, обладающего повышенной информационной эффективностью.

Для достижения обозначенной цели работы были поставлены и решены следующие **задачи исследования:**

- исследование существующих подходов и методов анализа вибрационных процессов, протекающих в ДС станка;

- обоснование эффективности применения ПСА для идентификации характера вибрационных процессов (вынужденные колебания, автоколебания, биения) в ДС станка;

- обоснование возможности использования в качестве диагностического признака для регистрации начала автоколебаний при резании значения коэффициента демпфирования потенциально неустойчивой моды фиксируемого сигнала;

- обоснование возможности использования анизотропии опоры, как диагностического признака проявления дефекта формы посадочной поверхности в шпиндельном узле;

- проведение комплекса вычислительных и физических экспериментальных исследований с целью проверки возможности использования предложенных диагностических признаков и методов анализа вибрационных процессов, протекающих в ДС станка.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- Установлены связи между структурой спектра собственных частот шпиндельных узлов и характером анизотропии жесткости передней опоры. В качестве параметра, оценивающего степень анизотропии опоры предложено использовать разность значений собственных частот шпиндельного узла, на которой максимально проявляются упругие свойства опоры, а степень анизотропии использовать как диагностический признак;

- В качестве диагностического признака для регистрации начала автоколебаний при резании использованы знак и значение коэффициента демпфирования потенциально неустойчивой моды фиксируемого сигнала (моды с частотой из диапазона возможных собственных частот ДС станка);

- Разработан метод динамических испытаний и сравнительной оценки демпфирующих и упругих свойств образцов новых (композитных) материалов, повышающий достоверность полученных результатов.

Объект исследования. Процессы протекающие в металлорежущих станках в процессе резания, на холостом ходу и во время ударных испытаний.

Методы и средства исследований. Работа базируется на известных теоретических и экспериментальных работах в области теории динамики станков, процессов резания, теории колебаний, теории сигналов, виброакустической диагностики механизмов, идентификации динамических систем, методов теории планирования экспериментов. Использовано современное испытательно-диагностическое оборудование и современные методы обработки экспериментальных данных.

Основные положения, выносимые на защиту: 1. В качестве диагностического признака, оценивающего степень анизотропии шпиндельного узла использована разность значений собственных частот, на которой максимально проявляются упругие свойства опоры;

2. В качестве диагностического признака для регистрации начала автоколебаний при резании использованы знак и значение коэффициента

демпфирования потенциально неустойчивой моды фиксируемого сигнала (моды с частотой из диапазона возможных собственных частот ДС станка);

3. Метод исследования динамических характеристик и сравнительной оценки демпфирующих и упругих свойств образцов новых (композитных) материалов, повышающий достоверность полученных результатов.

Практическая значимость: 1. Для идентификации автоколебательных процессов в металлорежущих станках определена целевая функция – значение коэффициента демпфирования ДС станка.

2. Выявлены новые диагностические критерии для оценки динамических характеристик ДС станка и непосредственно процесса резания.

3. Разработан и апробирован метод исследования динамических характеристик базовых конструкций токарных станков, изготовленных из металлобетона в процессе их выдержки.

4. Даны рекомендации по практическому применению методов вибродиагностики для оценки состояния шпиндельных узлов до и после ремонта, а также по оценке качества проведенного ремонта.

Достоверность результатов работы обеспечивается согласованием данных, полученных экспериментальными исследованиями, и результатами, полученными теоретическим путем; использованием современных средств и методик проведения исследований; использованием положений теории, основанной на известных достижениях фундаментальных и прикладных научных дисциплин, сопряженных с предметом исследования диссертации.

Реализация работы. Результаты диссертационной работы использованы при выполнении работы в рамках государственного задания № 9.8514.2017/БЧ на выполнение проекта по теме «Методы исследования и проектирования виброгасящих конструкций для технологических машин». Результаты работы нашли практическое применение на ООО «КОЛОМНАСПЕЦСТАНОК» г. Коломна и в ФГБУ НТИМИ г. Москва.

Апробация работы. Основные результаты исследований, изложенные в диссертации, были представлены и получили одобрение на: XII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (МГТУ им. Н. Э. Баумана). М., 2019; XIV Всероссийской НТК «Состояние и проблемы измерений» (МГТУ им. Н. Э. Баумана) М., 2017; Международной НПК «Наука и инновации в современных условиях». Екатеринбург, 2016; Международной НПК «Проблемы современных интеграционных процессов и пути их решения». Уфа, 2016; Международной НПК «Развитие науки и техники: механизм выбора и реализации приоритетов». Уфа, 2017; Международной НПК «Машиностроение и техносфера 21 века», Уфа, 2017.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 научных работ, из них 4 статьи в журналах из Перечня, рекомендованного ВАК РФ для публикации результатов работ на соискание ученой степени общим объемом 1,9 п.л. В МБД (Scopus) – 1 общим объемом 0,38 п.л.

Личный вклад автора заключается в постановке цели и задач исследования, анализе опубликованных данных, проведении

экспериментальных исследований и обработке их результатов, выявлении новых диагностических признаков для оценки ДС станка, оценке области и применимости методов ПСА для диагностирования металлорежущих станков.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, общих выводов, списка литературы из 162 наименований. Работа содержит 175 страниц машинописного текста, в том числе 105 рисунков и 8 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность работы, формулируются основные задачи и основные положения, выносимые автором на защиту. Приводится структура и общее содержание диссертации по главам.

В Главе 1 приведен анализ литературы по теоретическим и экспериментальным исследованиям в области динамики металлорежущих станков и процесса резания, большой объем которых выполнены под руководством А. С. Проникова и В. А. Кудинова. Выявлены основные показатели динамического качества узлов металлорежущих станков. Представлен анализ существующих методов исследования динамических процессов в станках.

В главе рассмотрен широкий спектр вопросов, связанных с вибрацией технологического оборудования: природа автоколебательных процессов при резании, вибрационные характеристики узлов станков и процессы, сопровождающие их работу, методы экспериментального анализа вибрации, описанных в публикациях М.М. Аршанского, В.Э. Пуша, А.В. Пуша, Д.Н. Решетова, М.С. Городецкого, С.С. Кедрова, В.С. Хомякова, Н.А. Кочинева, М.П. Козочкина, Ф.С. Сабирова, С.А. Воронова и др. Среди зарубежных исследователей необходимо отметить работы I. Tlustiy, G. Opitz, M. Veck, M. Yoshimura, M. R. Hatch, S. G. Kelly, P. L. Walter, A.L. Uilson, A. Berglund и др.

Представлен анализ существующих методов исследования динамических процессов в станках и методов их вибродиагностики. Так, виброакустические процессы в металлорежущих станках с конца 70 годов прошлого века и до настоящего времени исследовались в основном на основе непараметрического спектрального анализа на основе преобразования Фурье (ПФ). В 1987 году С.И. Досько была выполнена работа посвященная созданию параметрического варианта спектрального анализа динамических процессов в станках как основы экспериментального модального анализа. В ряде последующих работ, в том числе последних 10 лет она получила дальнейшее развитие. В последние годы эта работа была продолжена на кафедре «Металлорежущие станки» МГТУ им.Н.Э.Баумана.

В заключительном разделе главы на основе анализа литературных источников сформулирована цель и выдвинуты задачи исследования.

В Главе 2 дается краткий обзор теоретических основ и методов исследования динамических процессов в металлорежущих станках.

Диагностические модели станка. Для построения модальной диагностической модели в частотной области использовано представление о механической системе станка в виде системы со многими входами и выходами,

описываемой матрицей частотных передаточных функции $[h_{ij}(\omega)]$ Если на систему действуют одновременно L силовых факторов и входы пронумерованы так, что воздействия приложены с 1-го по L -й входы, то модальная виброакустическая диагностическая модель станка или отдельного узла при анализе вынужденных колебаний может быть представлена как показано на Рисунке 1,а.

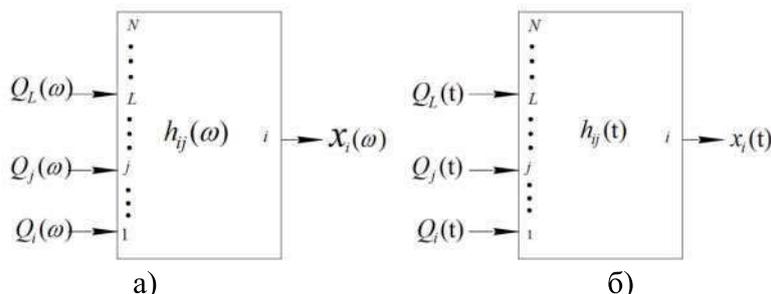


Рисунок 1. Модель механической системы в случае L разных силовых факторов на входе

Показано, что выражение для i -го отклика (перемещение) механической системы при многоточечном возбуждении имеет вид:

$$X_i(\omega) = \sum_{k=1}^m \frac{\gamma_{ik}(\omega)}{1 - (\omega/\omega_{0k})^2 + j2\xi_k(\omega/\omega_{0k})} \quad (1)$$

В знаменателе каждой моды в явном виде присутствуют собственные частоты (ω_{0k}) и модальные коэффициенты демпфирования (ξ_k) механической системы (глобальные характеристики) и видно, что знаменатели независимы от входов и выходов. Числители – (γ_{ik}) определяются характеристиками трактов, т.е. определяется входами и выходами, а также спектрами силовых воздействий. На основе формулы (1) может быть получена модель для скорости и ускорения.

Комплект оценок модальных параметров механической системы $\{\omega_{0k}, \xi_k, \gamma_{ik}\}$ $k = 1, \dots, m$; $i = 1, \dots, p$, где p число задействованных выходов системы (направлений и точек измерений сигналов) может быть представлен как параметрическая модель в модальной области.

В качестве модальной диагностической модели во временной области используется матрица импульсных передаточных функций $[h_{ij}(t)]$.

Учитывая, что j -й вход и i -й выход могут быть связаны между собой уравнениями свертки вида

$$x_i(t) = \int_0^t h_{ij}(\tau) Q_j(t - \tau) d\tau \quad (2)$$

При L входах будем иметь

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^L \int_0^t h_{ij}(\tau) Q_j(t - \tau) d\tau \quad (3)$$

Для использования при исследовании динамических процессов металлорежущих станков были проанализированы возможности спектрального Фурье-анализа, вейвлет-анализа, преобразования Хуанга - EMD (Empirical Mode Decomposition), метода кривой резонанса; метода SSI (Stochastic Subspace Identification); метода IMS (Identification Mechanical Systems) и метода Прони. Наилучшие результаты были получены при сочетании использования преобразования Хуанга (предварительная фильтрация) и, на конечном этапе, преобразования по методу Прони (параметрическая фильтрация).

EMD - метод разложения сигналов на функции, которые получили название внутренних или «эмпирических мод». Метод представляет собой адаптивную итерационную вычислительную процедуру разложения исходных данных (непрерывных или дискретных сигналов) на эмпирические моды или внутренние колебания. В основе метода EMD, предложенного Н. Хуангом лежит предположение, что любые данные состоят из разнообразных видов колебаний, наложенных друг на друга.

Алгоритм разложения сигнала на эмпирические моды состоит из нескольких этапов: 1. Определяются локальные экстремумы сигнала (минимумы и максимумы).

2. Получаются огибающие сигнала путём аппроксимации отдельно локальных максимумов и отдельно локальных минимумов кривой аппроксимации. Возможны различные методы аппроксимации.

3. Вычисляются средние значения $m_1(t)$ верхней и нижней огибающих и разность сигнала и среднего значения: $h_1(t) = x(t) - m_1(t)$.

4. Далее в качестве исходного сигнала берётся уже функция $h_1(t)$ и алгоритм повторяется до выполнения условия останова. Используются два различных критерия останова.

Первый определён как нормализованная квадратичная разность двух последовательных операций отсеивания:

$$SD_k = \sum_{t=0}^T |h_{k-1}(t) - h_k(t)|^2 / \sum_{t=0}^T h_{k-1}^2(t) \quad (4)$$

Если квадратичная разность SD_k меньше, чем предопределённое значение, процесс отсеивания будет остановлен. Вторым критерий (S) заключается в том, что число экстремумов на последующей и предыдущей итерациях должно остаться неизменным.

5. После останова $h_k(t)$ принимается за первую IMF-функцию $c_1(t)$. В качестве исходного сигнала берётся разность $r_1(t) = x(t) - c_1(t)$, и процесс повторяется n раз до тех пор, пока остаток $r_n(t)$ не станет либо константой, либо монотонной функцией.

6. В конечном итоге получается разложение сигнала на эмпирические моды в виде

$$x(t) = \sum_{j=1}^n c_j(t) + r_n(t). \quad (5)$$

В методе Прони используется разложение сегментов временных рядов, в результате которого для временных зависимостей вида $Ae^{-\delta t} \times \cos(2\pi ft + \varphi)$ (6), определяются оценки всех четырех независимых параметров: A, φ, δ, f .

Метод Прони позволяет аппроксимировать последовательность комплексных данных y_i моделью, состоящей из m затухающих комплексных экспонент \tilde{y}_i :

$$\tilde{y}_n = \sum_{k=1}^m \left[A_k \exp(j2\pi f_k \Delta t n + j\phi_k) \exp(-\delta_k \Delta t n) \right], \quad n = \overline{1, N}, \quad (7)$$

где: A_k - амплитуда; f_k - частота; ϕ_k - начальная фаза; $\delta_k = \xi_k 2\pi f_k$ - коэффициент затухания; Δt - период дискретизации сигнала; n - номер отсчета; N - число отсчетов сигнала.

Для работы с реальными сигналами используют метод наименьших квадратов (МНК) Прони, который обладает следующими преимуществами по сравнению с исходным методом: - количество комплексных экспонент m (модальная глубина модели) в выражении (7) меньше или равна половине отсчетов в сигнале ($m \leq N/2$);

- ошибки аппроксимации минимальны при соответствующем выборе $m = m_{opt}$.

В отличие от спектрального анализа Фурье спектральный анализ Прони как метод ПСА позволяет:

1. Выполнить без побочных эффектов спектральное оценивание сегментов временных рядов во временных окнах ограниченной продолжительности;
2. Использовать модель нестационарного временного ряда (например, возрастающего или убывающего во временном окне);
3. Определить собственный спектр частот и спектр модального демпфирования мод системы проявившихся на данном сегменте временного ряда.
4. Получить аналитический спектр Фурье сигнала, т.е. без использования БПФ.

В методе Прони отсутствует ряд ограничений, свойственных Фурье-преобразованию, например, в результате Фурье-преобразования временных рядов, представляющих затухающие синусоиды вида (6) получают оценки трех параметров:

$A/\delta^{1/2}$ - Фурье-амплитуда; φ - фаза; f - частота (с учетом диссипативных свойств), точность оценки которой зависит от величины δ .

Алгоритм, соответствующий МНК Прони реализован в программе SAPronu, разработанной на кафедре МТ-1 МГТУ им.Н.Э.Баумана.

Проведенные вычислительные и физические экспериментальные исследования показали, что предложенная технология обработки сигналов на основе первичной фильтрации с применением преобразования Хуанга (EMD) и последующего ПСА на основе метода Прони позволяет решить задачи, сформулированные в Главе 1.

В Главе 3 рассмотрены возможные подходы к решению задач исследования и показаны результаты исследований, имеющие научную новизну.

Для деталей и конструкций, обладающих симметрией, а также конструкций, состоящих из повторяющихся элементов при теоретических исследованиях и расчетах характерным является наличие парных собственных частот. Или точнее для систем с поворотной симметрией фундаментальным свойством является наличие пар взаимно ортогональных форм колебаний с равными частотами. Это явление лежит в основе модели парных форм для объяснения закономерностей формирования резонансных колебаний такой системы. Согласно ее положениям, результирующее движение системы определяется суперпозицией двух форм колебаний с расщепившимися частотами.

В опубликованных работах показано эмпирически и подтверждено результатами расчетных исследований, что достаточной характеристикой нарушения поворотной симметрии системы является параметр связанности парных форм колебаний: $S_m = r_m / \delta_m$, где $r_m = (f_m^1 - f_m^{11}) / f_m^0$ коэффициент расщепления частот m -ой парной формы колебаний; δ_m – соответствующая этим формам колебаний диссипативная характеристика системы. Причиной расщепления собственных частот может быть инерционная или жесткостная асимметрия системы.

В качестве диагностического критерия наличия и степени анизотропии (асимметрии системы) в диссертации предлагается использовать коэффициент расщепления собственных частот. Если говорить о шпиндельных узлах, то этот признак предлагается использовать для диагностики состояния передней опоры, а именно овальности расточки в корпусе. Поскольку именно овальность чаще всего является причиной асимметрии опоры, то этот критерий может оказаться достаточно эффективным.

Для доказательства применимости гипотезы об использовании коэффициента расщепления частот в качестве диагностического признака асимметрии системы автором были произведены ударные испытания внутренних колец подшипников 3-х видов (кольцо без дефекта (кольцо №1), кольцо с небольшой трещиной (кольцо №2) и кольцо с глубокой трещиной (кольцо №3), а также выполнено моделирование подшипниковых колец 3-х типов. Разработанная модель колец, учитывала их изменение (появление трещины) с использованием программной среды SolidWorks, основанная на появлении дефекта (трещины). Моделирование выполнялось в программном комплексе Simulation пакета SolidWorks.

В качестве единой схемы эксперимента была выбрана схема свободного подвеса, в соответствии с методикой определения демпфирующих свойств материалов на свободно подвешенных образцах, описанной в работах академика Г.С. Писаренко. Проводились три независимые серии экспериментов с использованием виброанализатора «Оникс».

В результате проведенных экспериментов можно наблюдать картину, что в случае с кольцами №2 и №3 появились по 2 пары собственных частот (расщепление $\Delta f_{213} = 357$ Гц; $\Delta f_{223} = 147$ Гц; $\Delta f_{313} = 751$ Гц; $\Delta f_{323} = 242$ Гц). В случае с моделированием подшипниковых колец 3-х типов также можно наблюдать

картину, что в случае с кольцами №2 и №3 появились по 2 пары собственных частот (расщепление $\Delta f_{21M}=382$ Гц; $\Delta f_{22M}=131$ Гц; $\Delta f_{31M}=924$ Гц; $\Delta f_{32M}=328$ Гц). Исходя из этого можно сделать вывод о возможности использования коэффициента расщепления частот в качестве диагностического признака (критерия) асимметрии системы. Результаты экспериментов и моделирования представлены на Рисунке 2.

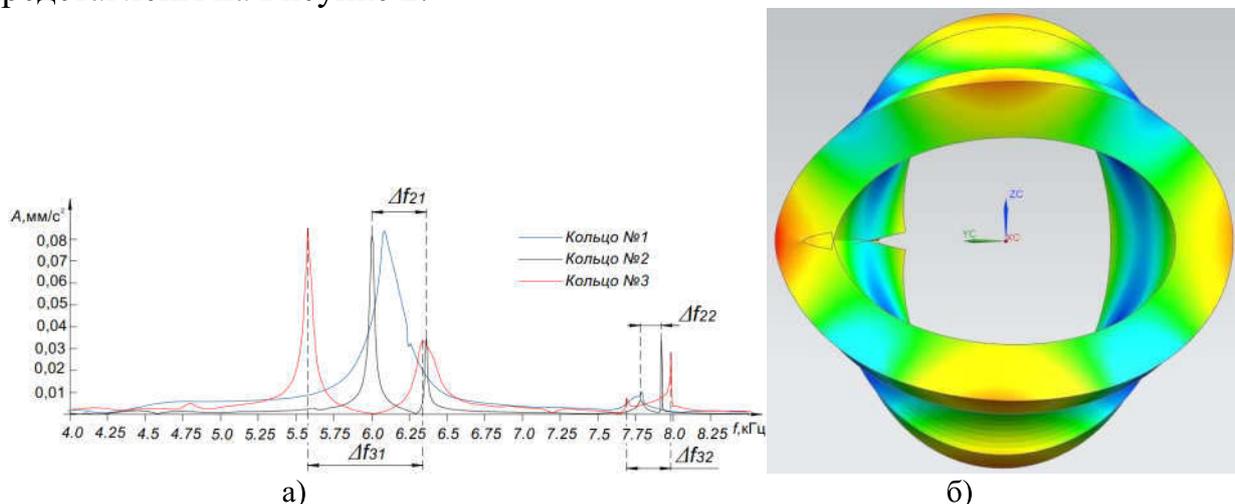


Рисунок 2. а) спектры Прони – Фурье, полученные в результате эксперимента; б) смоделированное кольцо

Во второй части главы обсуждается вопрос идентификации автоколебательного режима во время процесса резания. Вопрос автоколебаний в станках был и остается одним из важных и наиболее обсуждаемых в научных кругах. Однако, на наш взгляд автоколебания в станках наиболее подходящим образом описаны в книге И. Тлустого «Автоколебания в станках». При механической обработке при определенных условиях возникают интенсивные колебания, амплитуда которых быстро возрастает, а в случае менее интенсивных колебаний можно наблюдать, что амплитуда быстро устанавливается, достигнув определенной величины. В большинстве же случаев колебания носят столь интенсивный характер, что приходится прекращать резание, в связи с чем, амплитуда так и не достигает установившегося значения. Как показывает практика частота таких колебаний обычно близка к одной (иногда и нескольким) из собственных частот упругой системы станка.

В качестве критерия наличия зарождения автоколебаний в системе в диссертации используется значение коэффициента демпфирования ДС станка. Экспериментально установлено, что при стремлении демпфирования «автоколебательных» мод системы к нулю, в ней возникает автоколебательный процесс.

Для доказательства применимости гипотезы об использовании значения коэффициента демпфирования ДС станка в качестве критерия наличия зарождения автоколебаний выбран нестационарный процесс снятый на шпиндельной бабке токарного станка SU40 и описанный чешским ученым И. Тлустым в его монографии. На Рисунке 3 представлен график колебательного процесса. Согласно автору, наибольший вклад вносят колебания на частоте 130 Гц. Частоты относительных колебаний резца и заготовки составила 133 Гц.

Таким образом, на приведенном графике фактически приводятся две частоты $f_1 = 130$ Гц и $f_2 = 133$ Гц. В той же работе приводятся данные о собственных частотах доминирующих колебательных систем токарных станков, а именно заготовок в центрах, которые лежат в диапазоне от 120 до 150 Гц.

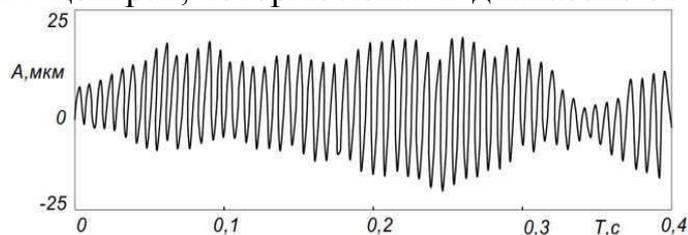


Рисунок 3. Колебательный процесс, «снятый» на токарном станке

График колебательного процесса был оцифрован и обработан в программе SAProny. На Рисунке 4 представлен Спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала.

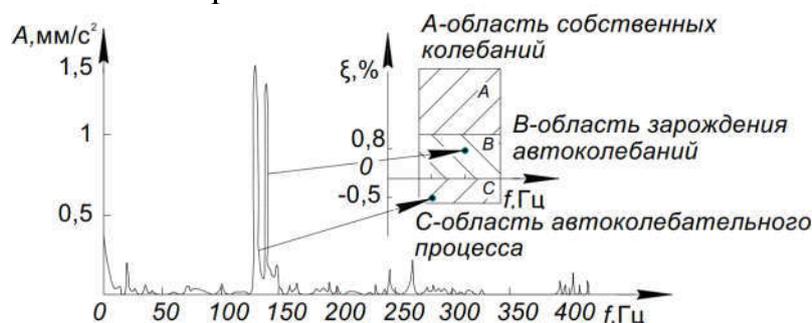


Рисунок 4. Спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала

Приведенные результаты, основанные на новых возможностях, вытекающих из научной новизны методического подхода, используемого в данном диссертационном исследовании, позволяют сделать следующие основные выводы:

- Сигналы представляет собой сигналы нестационарного процесса и содержит две основные моды с частотами 129 и 133 Гц.

- Мода с частотой 129 Гц имеет стремящийся к 0 коэффициент демпфирования (0,068%), мода с частотой 133 Гц имеет несколько более существенный коэффициент демпфирования (0,099%), но также стремящийся к 0, что соответствует возрастающим колебаниям. Аналогичные результаты невозможно получить используя технологию классического спектрального анализа, основанную на преобразовании Фурье.

Таким образом для идентификации автоколебательных процессов в металлорежущих станках определена целевая функция – значение коэффициента демпфирования ДС станка, что представляется важнейшим практическим результатом проведенного диссертационного исследования (установленное стремление демпфирования системы к нулю). Последствия автоколебательного процесса – нарушение работоспособности станка, выраженное в параметрическом (точностном) отказе.

Анализ результатов проведенных исследований позволил сделать следующие выводы: 1). Использование коэффициента расщепления частот в качестве диагностического признака асимметрии системы обосновано. Если говорить о шпиндельных узлах, то этот признак предлагается использовать для диагностики состояния передней опоры, а именно овальности расточки в корпусе. Поскольку именно овальность чаще всего является причиной асимметрии опоры, то этот критерий является достаточно эффективным;

2). Для идентификации автоколебательных процессов в металлорежущих станках определена целевая функция – значение коэффициента демпфирования ДС станка, что представляется важнейшим практическим результатом проведенного диссертационного исследования (установленное стремление демпфирования системы к нулю). Аналогичный результат невозможно получить используя технологию классического спектрального анализа, основанную на быстром преобразовании Фурье.

В Главе 4 приводятся результаты экспериментальных исследований динамических процессов, протекающих в металлорежущих станках, в процессе резания, на холостом ходу и во время ударных испытаний.

Анализ частотных характеристик токарных станков. При вибродиагностике двух токарных станков одной модели выяснилось, что один из них теряет устойчивость при поперечном точении канавок и при растачивании, что сопровождается повышенной вибрацией станка и «дробью» на обрабатываемой поверхности.



Рисунок 5. Запись временного сигнала на корпусе шпинделя станка с неустойчивым процессом резания в процессе обработки канавки с подачей 0.1 мм/об

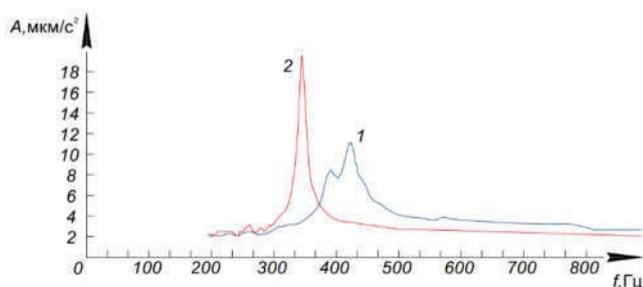


Рисунок 6. Спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала

На Рисунке 6 представлены спектры Прони – Фурье, полученные в результате обработки экспериментальных сигналов которые были сняты на двух токарных станках одной модели. Вариант 2 соответствует станку с устойчивым процессом резания, а вариант 1 – неустойчивому.

Визуальный анализ спектров (Рисунок 6) показывает, что на спектре для варианта 1 наблюдается «расщепление пика» (бимодальный пик), в диапазоне от 420 до 470 Гц с близкими значениями модальных коэффициентов демпфирования. Обычно этот частотный диапазон характерен для шпиндельных узлов, но наличие близких собственных частот достаточно редкий случай, который объясняется серьезной анизотропией жесткости передней опоры - овальностью. Как известно, овальность отверстия под передний подшипник

является одной из наиболее распространенных и существенных ошибок при изготовлении станков и приводит к анизотропии жесткости подшипника и в итоге шпиндельного узла. На эффект бимодальности спектра токарного станка в случае наличия овальности отверстия под передний подшипник однозначно указывается в Главе 3 диссертации.

Возможность использования параметрического спектрального анализа для идентификации режима автоколебаний в станках. В качестве примера использования возможностей ПСА для идентификации режима автоколебаний в станках был выбран нестационарный процесс снятый во время натурных исследований станка - гексапода «Гексамех-1». Как показали исследования статической жёсткости, станок «Гексамех-1» обладает недостаточной жёсткостью и наличием взаимовлияния, т.е. при приложении силы к корпусу шпинделя наблюдаются деформации (перемещения) в направлении, перпендикулярном к направлению действия силы. Аналогичная картина наблюдается и при исследовании динамической податливости станка «Гексамех-1».

Для оценки работы станка в 5-ти координатах (X,Y,Z,A,B) обрабатывался образец из материала Д16Т. Устойчивые автоколебания наблюдались при обработке «ребер» образца. Обработка «рёбер» образца осуществлялась при следующих режимах резания: Инструмент: фреза концевая R 216.42-16030-AK26A H10F (Ø16 R8 Z=2) Быстрорез. Лреж.=26, L = 126,72. Параметры обработки: S = 18000 об/мин, F = 2000 мм/мин. Припуск – 2мм.

Во время обработки наблюдался повышенный шум и вибрация, шероховатость обработанной поверхности повышенная, что говорит о переходе станка в автоколебательный режим работы. На Рисунке 7,а представлен колебательный процесс, снятый во время обработки «ребер» образца.

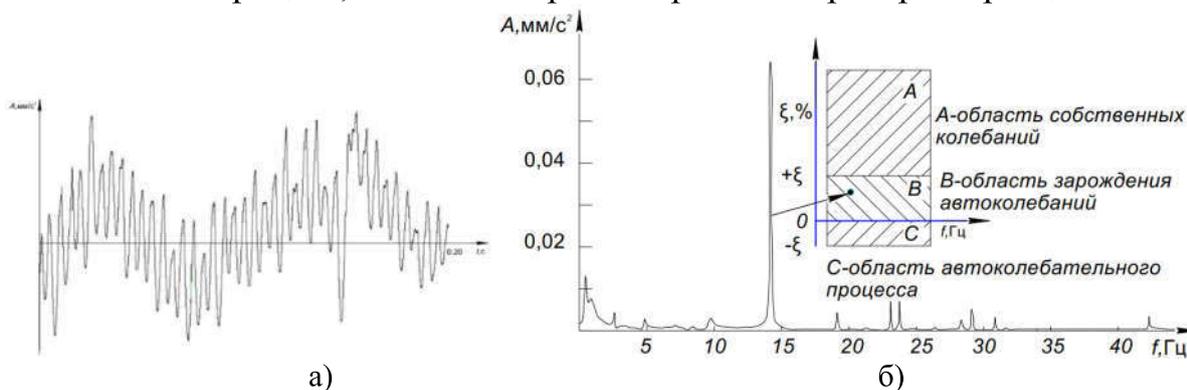


Рисунок 7. а) колебательный процесс, «снятый» на станке «Гексамех-1»;
 б) спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала

График колебательного процесса был оцифрован и обработан в программе SAProny. На рисунке 7,б представлен спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала. Из представленных результатов видно, частота колебаний составляет 14,32 Гц и находится близко к 1-й собственной частоте НС станка (15 Гц). Эта мода имеет коэффициент демпфирования, стремящийся к 0 (0,016), что говорит о переходе системы в автоколебательный режим.

Сравнительный анализ методов оценки собственных характеристик инструмента как парциальной системы. Анализ ДС станка включает в себя анализ ее отдельных элементов, как динамических систем, так и анализ ДС станка в целом. Анализ по элементам можно определить как анализ парциальных систем (понятие парциальных систем широко используется в механике). Обычно парциальная система — это система с одной степенью свободы, выделяемая из большой системы «замораживанием» остальной ее части. Однако в нашем случае под парциальной системой будем понимать один из элементов ДС станка, например, подсистема «резец-резцедержатель», «заготовка-приспособление» и т.д.

В качестве объекта исследований был использован проходной прямой резец прямоугольной формы – 24x20 мм с припаянной пластиной. Материал державки резца сталь 65 со следующими физическими свойствами: модуль упругости Юнга $E = 205$ ГПа, удельный вес $7,81$ г/см³, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

В связи с вышеизложенным при проведении исследования ставились две цели:

- Проверка применимости гипотезы о глобальных свойствах собственных частот и модальных коэффициентов демпфирования для такой парциальной системы как резец;
- Оценка степени влияния на результат аппаратной части и методического обеспечения.

В качестве единой схемы эксперимента была выбрана схема свободного подвеса, в соответствии с методикой определения демпфирующих свойств материалов на свободно подвешенных образцах, описанная академиком Писаренко. Схема эксперимента представлена на Рисунке 8.

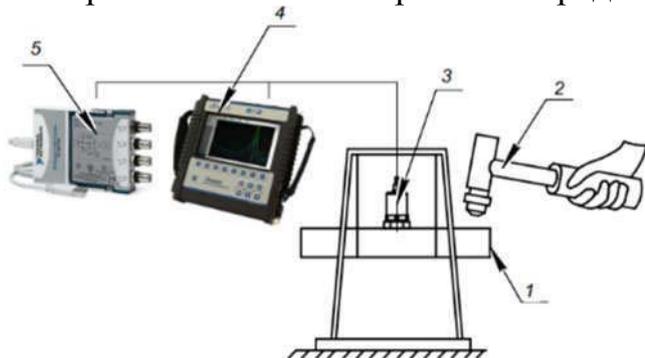


Рисунок 8. Схема проведения эксперимента

Проводилось две независимые серии экспериментов с использованием виброанализатора «Оникс» и «National Instruments». Для обработки результатов в первом случае использовались метод Прони и IMS, а для второго случая метод кривой резонанса и SSI. Независимость серий состояла в произвольном выборе средств и мест подвеса, места возбуждения и установки датчика. Направление удара тоже выбиралось независимо и не контролировалось.

Анализ результатов идентификации. Для всех методов использовались одни и те же исходные экспериментальные данные в виде реакций на ударное воздействие по осям (временные сигналы) и в виде АЧХ. Все оценки модальных параметров, полученные в двух сериях экспериментов (за исключением явных выбросов) были нанесены на итоговой диаграмме представленной на Рисунке 9.

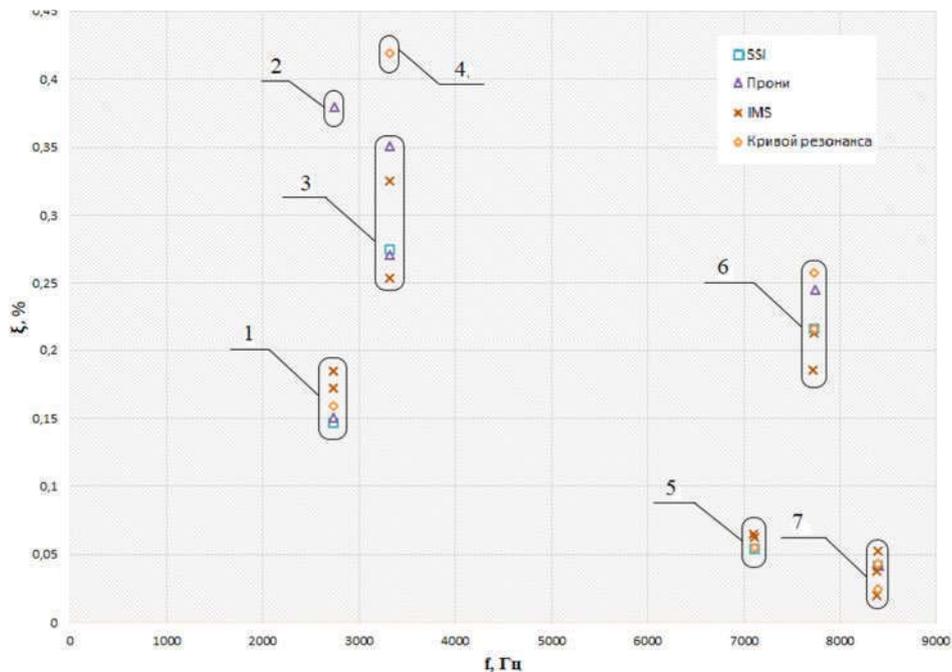


Рисунок 9. Итоговая диаграмма «частота-демпфирование»

На диаграмме отмечены группы (1-7) оценок демпфирования полученные разными методами на одной из собственных частот, соответствующие: 1, 3 – первой изгибной форме колебаний в плоскости удара при разных положениях резца; 2, 4– Большой погрешности метода на слабой моде; 5 –Первой крутильной форме колебаний; 6, 7 – Второй изгибной форме колебаний при разных положениях резца. Результаты эксперимента показали: - собственные частоты и коэффициенты демпфирования носят глобальный характер, так как слабо зависят от условий проведения эксперимента; - аппаратные средства не оказали существенного влияния на разброс оценок, определяющее влияние на разброс оказывают следующие факторы: степень проявления моды и метод обработки данных. Результаты модальных испытаний подсистем ДС станка, как парциальных систем позволят повысить эффективность диагностики состояния системы в целом.

Исследование влияния парциальных систем на ДС станка. На Рисунке 10 приведена фотография детали, обработанной на токарном станке. Режим обработки выбирался таким образом, чтобы в начале обработки наступал режим сильных вибраций, а при подходе резца к левому торцу заготовки устанавливался спокойный режим резания. Деталь устанавливалась на консоли, поэтому динамическая податливость системы изменялась по длине заготовки. Она имела большую величину на правом торце заготовки и меньшую величину на левом торце заготовки. По длине заготовки можно выделить три участка (фото в квадратах). Первый участок справа имеет наибольшую волнистость, что объясняется переменной динамической податливостью системы по длине заготовки. При внимательном рассмотрении правого участка на Рисунке 10 можно отметить, что расположение впадин и выступов на обработанной поверхности для соседних витков имеют угловое смещение, что доказывает, что при регенеративном эффекте волнистость обработанного витка способствует образованию волнистости последующего витка.

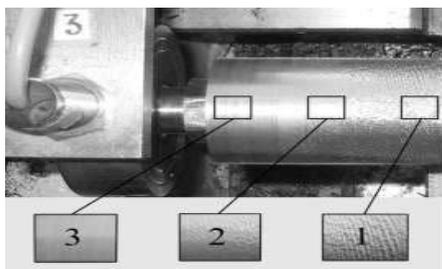


Рисунок 10. Участки обработанной поверхности

Экспериментальные

исследования проводились на токарно-винторезном станке УТ-16П в условиях реального резания и в реальном времени. В качестве

Как видно из Рисунка 10 на участке 1 наблюдаются сильные колебания оси заготовки. Колебания по оси Y превышают колебания по оси X более чем в 2 раза и достигают максимальной величины 126 мкм. На участке 2 колебания оси заготовки значительно ниже. Максимальная величина колебаний по оси Y не превышает 67 мкм, а по оси X не более 24 мкм. На участке 3 колебания имеют малую величину, не превышающую 5 мкм, а временами они практически отсутствуют. Ввиду этого особый интерес для исследований представляет участок 1. На рисунке 11а представлен временной сигнал, снятый при перемещении резца вдоль этого участка.

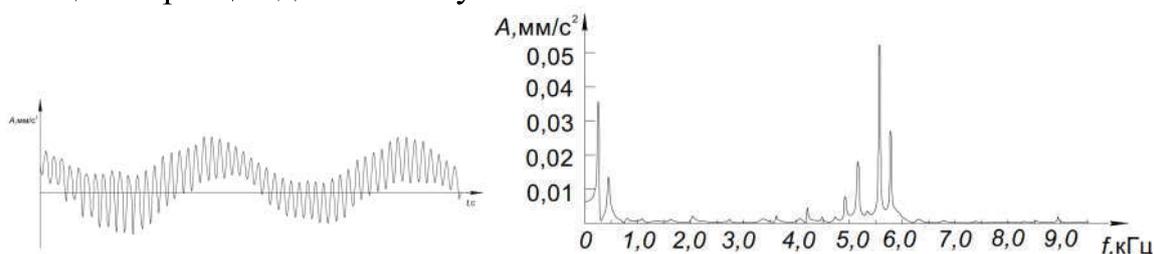


Рисунок 11. а) временной сигнал, снятый при перемещении резца вдоль участка 1 заготовки; б) спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала

Сигнал был обработан с помощью ПСА. Спектр Прони – Фурье, полученный в результате обработки экспериментального сигнала представлен на рисунке 11б. Форма высокочастотного спектра говорит от том, что он образовался в диапазоне собственной частоты подсистемы резец-резцедержатель-суппорт (примерно 5500 Гц \pm 50 Гц).

Общие выводы

1. Установлена связь между структурой спектра собственных частот шпиндельных узлов и характером анизотропии жесткости передней опоры. В качестве параметра, оценивающего степень анизотропии опоры предложено использовать разность значений собственных частот шпиндельного узла, на которой максимально проявляются упругие свойства опоры, а степень анизотропии использовать как диагностический признак.

2. Для идентификации автоколебательных процессов в металлорежущих станках определена целевая функция – значение коэффициента демпфирования

заготовки использовалась предварительно обработанная из стали 35 втулка, которая крепилась на прецизионной оправке. Обработка производилась резцом с твердосплавной пластинкой Т15К6 с углами заточки $\varphi = 95^\circ$; $\varphi_1 = 5^\circ$; $\gamma = 6^\circ$; $\alpha = 6^\circ$. Точение проводилось в режиме чистовой обработки при этом частота вращения шпинделя изменялась в пределах $n = 800 \div 1250$ об/мин; глубина резания $t = 0,10 \div 0,6$ мм; $S = 0,5 \div 0,12$ мм/об.

ДС станка, что представляется важнейшим практическим результатом проведенного исследования (установленное стремление демпфирования системы к нулю). Предложено использовать в качестве диагностического признака для регистрации начала автоколебаний при резании уровень коэффициента демпфирования моды фиксируемого сигнала с частотой из диапазона возможных собственных частот ДС станка.

3. Разработан и апробирован метод исследования динамических характеристик и сравнительной оценки демпфирующих и упругих свойств образцов новых (композитных) материалов, повышающий достоверность полученных результатов.

4. Исследована взаимосвязь парциальных систем на ДС станка. Экспериментально подтверждено влияние подсистемы «резец-резцедержатель» на ДС станка в процессе обработки. Форма высокочастотного спектра, снятого во время резания говорит о том, что он образовался в диапазоне собственной частоты подсистемы резец-резцедержатель-суппорт примерно 5500 Гц \pm 50 Гц.

5. Материалы диссертационной работы используются в учебном процессе кафедры МТ-1 МГТУ им.Н.Э.Баумана при проведении лабораторных работ по дисциплинам «Динамика станков», «Испытания и исследование станков», а также при выполнении курсовых проектов и выпускных работ по направлению «Машиностроение».

6. Рекомендации приняты к использованию ООО «КОЛОМНАСПЕЦСТАНОК» г. Коломна и ФГБУ НТИМИ г. Москва для диагностирования и оценки остаточного ресурса до капитального ремонта действующего металлорежущего оборудования.

СПИСОК НАУЧНЫХ РАБОТ:

1. Modal Diagnostics of Lathe Designs with Composite Bases/A.A. Molchanov [et al.]//Russian Engineering Research. 2019. Vol. 39, No. 9. P. 726–731. (0,38 п.л./0,19 п.л.).

2. Досько С.И., Молчанов А.А., Киренков В.В. Метод формирования оптимального тестирующего воздействия при испытаниях динамических систем//Вестник Брянского государственного технического университета. 2017. №4 (57). С. 52-57. (0,38 п.л./0,19 п.л.)

3. Модальная вибродиагностика конструкций токарных станков/А.А. Молчанов [и др.]//Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 3 (51). С.184-190. (0,44 п.л. /0,22 п.л.)

4. Досько С.И., Молчанов А.А., Утенков В.М. Возможности использования параметрического спектрального анализа для идентификации режима автоколебаний в станках//Вестник Брянского государственного технического университета. 2018. №12 (73). С. 74-78. (0,32 п.л./0,16 п.л.)