

*На правах рукописи*



**ЯКИМОВ МИХАИЛ ВЛАДИМИРОВИЧ**

**ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ОСНОВЕ  
ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИЗОТРОПНЫХ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР**

**Специальность 02.05.05** – Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки)

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Ульяновск- 2021

Работа выполнена на кафедре «Технология машиностроения, станки и инструменты» 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:**

**Сабиров Фан Сагирович**  
доктор технических наук, профессор  
кафедры станков ФГБОУ ВО «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»»

**Фецак Сергей Игоревич**  
кандидат технических наук, доцент  
кафедры «Автоматизация технологических процессов» ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет»

**Ведущая организация:**

**ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», г. Оренбург**

Защита диссертации состоится 27 декабря 2021 года в 16-00 часов на заседании объединенного диссертационного совета 99.2.001.02 созданного на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ульяновский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «УлГТУ», почтовый адрес: 432700, ГСП, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, 32) и федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тольяттинский государственный университет» (ФГБОУ ВО «ТГУ», почтовый адрес: 445020, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14) по адресу: г. Ульяновск, ул. Северный Венец, 32, главный учебный корпус, ауд. 211.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Ульяновского государственного технического университета - [www.ulstu.ru](http://www.ulstu.ru)

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук



Н.И. Веткасов

## 1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность и степень разработанности темы исследования.**

На долю шпиндельного узла (ШУ) приходится от 50 до 80 % погрешностей в общем балансе точности станка. ШУ, в первую очередь воспринимая эксплуатационные нагрузки и подвергаясь действию процессов различной скорости, должен обеспечивать заданные выходные параметры точности и сохранение их во времени.

Общим и частным вопросам проектирования, исследования и эксплуатации ШУ с различными типами опор и разработке моделей узлов посвящены труды Н.С. Ачеркана, З.М. Левиной, А.С. Проникова, В.Э. Пуша, А.В. Пуша, Д.Н. Решетова, Ю.Н. Соколова, А.М. Фигатнера, С.С. Кедрова, В.А. Кудинова, З.М. Левиной, П.М. Чернянского, В.С. Хомякова, Н.А. Кочинева, Ф.С. Сабирова, И.А. Зверева, С.Е. Бондаря, В.А. Лизогуба и других отечественных и зарубежных ученых. В трудах указанных исследователей были сформулированы основные требования к шпиндельным узлам, а также было отмечено, что точность вращения шпинделей является важнейшей их характеристикой, в значительной мере, определяющей точность обработки деталей на станке.

Точность шпиндельного узла определяется геометрической точностью изготовления и сборки элементов конструкции и точностью вращения под действием силовых факторов.

Геометрическая точность шпиндельных узлов определяется двумя показателями: радиальным и осевым биениями, и при проектировании может быть определена согласно рекомендациям, полученным на основе опытных данных, расчетом на основе теории размерных цепей, и расчетом, использующим геометрические зависимости.

Точность вращения шпинделя под действием силовых факторов зависит от природы возникновения нагрузки. К внутренним силовым факторам относится центробежная сила, возникающая вследствие наличия дисбаланса тела шпинделя и конструктивных элементов, установленных на нем.

Под действием центробежной силы центр шпинделя движется во время вращения по траектории, зависящей от двух взаимосвязанных характеристик: геометрической точности элементов конструкции и упругих характеристик опор, которые, как было установлено рядом исследователей, имеют ярко выраженную анизотропию жесткости, то есть ее непостоянство при различных направлениях действия силы. В этом случае траектория движения центра шпинделя существенно отличается от окружности, характерной для ШУ с изотропной жесткостью (не зависящей от направления действия силы) опор, и принимает характер эллипса, который, в предельном случае, может приобрести форму прямой. Таким образом, наличие

анизотропии жесткости опор ШУ вносит дополнительные погрешности в точность шпиндельных узлов.

Определение податливости конструкций, в состав которых входят вращающиеся валы на подшипниках качения, представляет значительные трудности, связанные с оценкой упругих деформаций опор. Особенности работы подшипников качения, к которым относится переменное количество зон контакта, воспринимающих нагрузку, смещение их относительно неподвижного кольца, перераспределение давления в зонах контакта и т.д., заставляют использовать теоретико-эмпирические зависимости, позволяющие достаточно точно определять лишь усредненные значения жесткостных характеристик.

Повышение требований к точности металлорежущих станков вызывает необходимость принимать во внимание обеспечение стабильности жесткостных характеристик в пространстве и при изменении температуры, связанной с эксплуатацией оборудования.

Однако, отсутствие достаточных результатов в изучении формирования анизотропии опор не дает возможности разрабатывать модели ШУ с учетом этого фактора и вырабатывать мероприятия по снижению его влияния на точностные характеристики шпиндельного узла.

Таким образом, задача по разработке обоснованных методик прогнозируемого обеспечения изотропных упругих характеристик шпиндельных узлов является актуальной.

**Целью диссертационной работы** является повышение точности шпиндельного узла путем снижения анизотропии жесткостных характеристик опор на этапе проектирования и сборки.

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

1. Проведен анализ влияния точности изготовления и сборки элементов опоры качения на ее упругие характеристики.

2. Разработана упруго-деформационная конечно-элементная модель опоры шпиндельного узла с неидеальными элементами, позволяющая оценить влияние точности изготовления посадочных поверхностей подшипниковой опоры качения на упругие характеристики и возможную анизотропию упругих деформаций.

3. Разработано и создано устройство для контроля анизотропии упругих характеристик ШУ в производственных условиях.

4. Проведено экспериментальное исследование анизотропии податливости опор.

5. Выполнено экспериментальное исследование влияния температуры на характер анизотропии податливости опор.

6. Определено влияние силовых факторов на погрешности формы отверстий в корпусе под подшипники при работе станка на холостом ходу.

7. Установлено влияние температурных факторов на погрешности формы отверстий в корпусе под подшипники при работе станка на холостом ходу.

8. Выполнена оценка влияния анизотропии податливости опор шпинделя на динамические характеристики шпиндельного узла.

**Научная новизна работы** заключается в:

- раскрытии закономерностей формирования анизотропии жесткостных характеристик опор шпиндельных узлов и получении регрессионной зависимости упругих перемещений опоры на основе проведения полных факторных экспериментов;
- разработке математической модели изгибных колебаний шпинделя на опорах с произвольно ориентированными анизотропными упругими характеристиками;
- анализе влияния температурного фактора на характер анизотропии податливости опор;
- раскрытии закономерностей влияния жесткости опор, элементов конструкции ШУ и частоты вращения шпинделя на собственные частоты и формы колебаний.

**Практическая значимость работы** заключается в:

- обоснованных рекомендациях по снижению анизотропии жесткостных характеристик опор шпиндельных узлов;
- разработке конструкции устройства для измерения анизотропии упругих характеристик передней опоры шпиндельного узла токарного станка в производственных условиях и методики проведения исследований и обработки результатов;
- разработке нового способа компенсации упругих тепловых деформаций подшипников шпинделей металлообрабатывающих станков и устройства, его реализующего.

**Методология и методы исследований.** Достижение цели и решение поставленных в работе задач обеспечены применением современных методов исследований, базирующихся на основных положениях теории проектирования ШУ и технологии машиностроения, теории математического моделирования с использованием численно-аналитических методов и методов математической статистики.

Экспериментальные исследования проводились на современных металлорежущих станках с использованием аттестованных измерительных средств и с применением методов численного компьютерного моделирования в среде ANSYS.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Структурно-параметрическая модель, расчетная схема и результаты численного моделирования упругих характеристик опоры шпиндельного узла с неидеальными элементами.
2. Математическая модель и аналитические зависимости изгибных колебаний шпинделя на опорах с произвольно ориентированными анизотропными упругими характеристиками.

3. Результаты экспериментальных исследований формирования анизотропных упругих характеристик шпиндельных опор.

4. Конструкция устройства для контроля анизотропии упругих характеристик шпиндельных узлов токарных станков в производственных условиях.

5. Новый способ компенсации упругих тепловых деформаций подшипников шпинделей металлообрабатывающих станков и устройство, его реализующее.

6. Закономерности влияния на собственные частоты и формы колебаний шпинделя упругих характеристик опор, конструктивных и скоростных факторов ШУ.

#### **Степень достоверности результатов исследований.**

Достоверность изложенных в работе результатов обеспечивается: обоснованным изучением достаточного объема научной литературы, корректностью поставленной задачи, корректным использованием применяемого математического аппарата и вводимых допущений и гипотез и подтверждается согласованностью теоретических выводов и данных моделирования с результатами их экспериментальной проверки.

Новизна технических решений подтверждается патентом на изобретение.

#### **Апробация результатов работы.**

Основные положения и результаты работы доложены и обсуждены на научно-технических конференциях, а именно: международной научно-практической конференции «Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении», (г. Москва, 2010), Всероссийской научно-технической конференции «Высокие технологии в машиностроении» (г. Самара, 2010, 2016, 2017), III Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (г. Москва, 2010), международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г. Самара, 2016), Всероссийской научно-практической конференции «Инновационные технологии в металлообработке» (г. Ульяновск, 2017), V международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин» (г. Новокузнецк, 2017), Международная научно-техническая конференция «Пром-Инжиниринг» (г. Москва, 2018), Международная научно-техническая конференция «Пром-Инжиниринг» (г. Сочи, 2021).

В полном объеме диссертация докладывалась на заседании кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Результаты диссертационной работы апробированы и приняты к внедрению в виде методик учета влияния погрешностей изготовления и сборки на упругие деформации шпиндельного узла на предприятиях ООО «Инженерный центр «Средневожского станкозавода» (г. Самара) и ООО Научно-производственное объединение «РОСИНМАШ», а также использованы при подготовке бакалавров по направлению

«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» в ФГБОУ ВО СамГТУ.

**Публикации.** Материалы диссертации отражены в 23 печатных трудах, в том числе 9 статьях в изданиях, включенных в перечень ВАК РФ, 2 статьях в изданиях, индексируемых в международных базах данных, и 1 патенте РФ.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, списка использованной литературы (84 источника) и 4 приложения. Объем диссертации – 182 страницы, включая 147 рисунков и 19 таблиц в тексте.

## 2. ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность выбранной темы исследований, ее теоретическая и практическая значимость, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** рассмотрено современное состояние вопроса обеспечения точности шпиндельных узлов, показана актуальность исследований.

Анализ доступной литературы по теме диссертации показал, что на фоне тенденции постоянного повышения точности металлорежущего оборудования в последние годы требование высоких точностных характеристик все чаще дополняется обеспечением их стабильности не только во времени, но и в пространстве.

Обоснована необходимость обеспечения точности ШУ, как одного из важнейших критериев, обеспечивающих точность обработки.

Так как точность ШУ наряду с геометрической точностью изготовления и сборки элементов конструкции определяется также точностью вращения шпинделя под действием силовых факторов, то рассмотрены основные методы прогнозирования и обеспечения требуемых упругих характеристик опор шпиндельных узлов.

Проанализированы существующие модели, применяемые для оценки эксплуатационных характеристик шпиндельных узлов. Отмечено, что недостаточно раскрыты и разработаны вопросы обеспечения изотропии упругих характеристик на этапе проектирования и изготовления.

По результатам обзора поставлена цель работы и сформулированы задачи исследования, связанные с повышением точности ШУ путем снижения анизотропии жесткостных характеристик опор шпиндельных узлов.

**Во второй главе** выполнен анализ влияния точности изготовления и сборки элементов опоры качения на ее упругие характеристики.

Оценку влияния точности изготовления посадочных поверхностей подшипниковой опоры на ее упругие характеристики проводили на основе структурно-параметрической модели, представляющей параллельно-последовательное соединение элементов, определяемых податливостью соединений наружное кольцо – корпус,

тела качения - наружное кольцо, внутреннее кольцо - тела качения, вал - внутреннее кольцо, податливостью наружного и внутреннего колец и тел качения.

На основе численного моделирования с использованием пакета ANSYS выполнен анализ влияния овальности посадочных поверхностей (вал и отверстие корпуса) и величины приложенной нагрузки на упругие характеристики опор шпиндельных узлов (рис. 1).

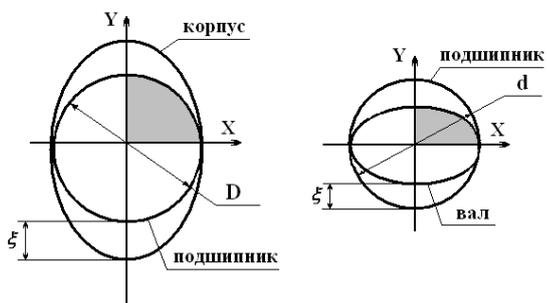


Рис. 1. Расчетная схема для численного моделирования упругих деформаций опоры качения при отклонениях от круглости посадочных поверхностей вала и корпуса

Установлено что анизотропия упругих характеристик подшипников шпиндельных узлов, определяемая как отношение максимальных значений упругих перемещений (жесткости или податливости) к минимальным, возрастает при увеличении отклонения от круглости посадочных поверхностей (корпус или вал): при изменении отклонения от круглости от 1 до 3 мкм анизотропия меняется от 1,13...1,15 до 1,36...1,42.

Установлено что анизотропия упругих характеристик подшипников шпиндельных узлов, определяемая как отношение максимальных значений упругих перемещений (жесткости или податливости) к минимальным, возрастает при увеличении отклонения от круглости посадочных поверхностей (корпус или вал): при изменении отклонения от круглости от 1 до 3 мкм анизотропия меняется от 1,13...1,15 до 1,36...1,42.

На основании предложенной структурно-параметрической модели разработана модель сборки опоры (рис. 2), при использовании которой при конечно-элементном моделировании установлено, что наличие овальности на посадочных поверхностях вала и корпуса после запрессовки и приложения нагрузки приводит к деформациям колец подшипников, различным в зависимости от ориентации отклонений от круглости отверстия и вала.

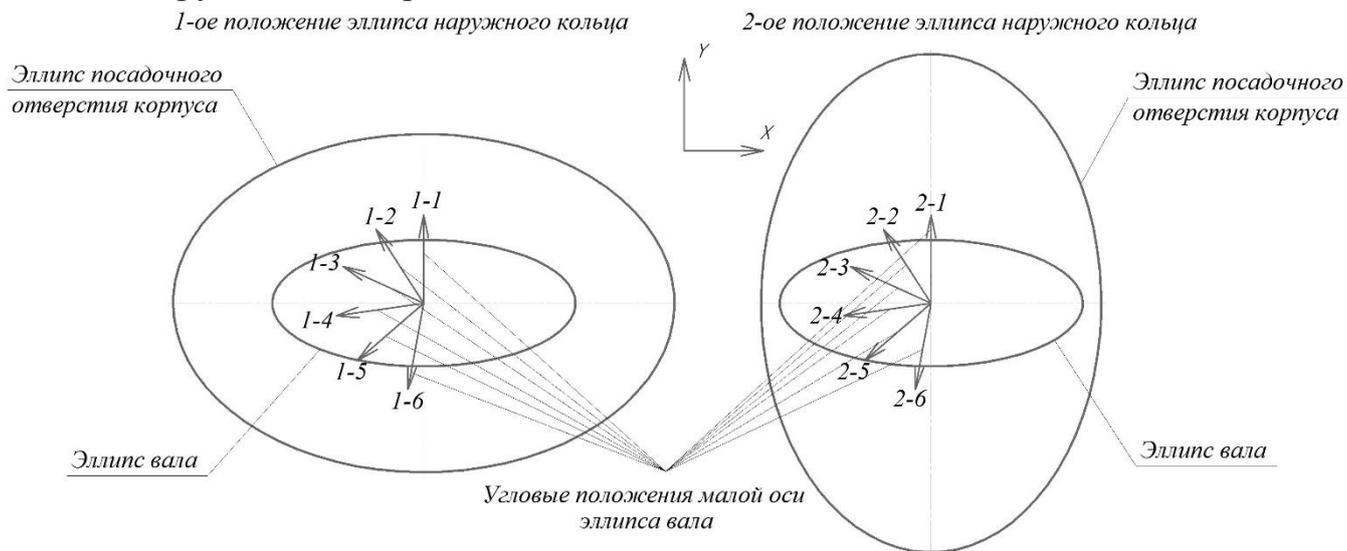


Рис. 2. Модели сборки опоры

Это вызывает смещение центра вала после запрессовки. Так, при отклонениях от круглости вала 5,5 мкм и корпуса 10 мкм максимальное смещение оси вала в случае одинаковой ориентации отклонений может достигать 3,7 мкм; при разной ориентации – 2,5 мкм.

В третьей главе решается задача по разработке упруго-деформационной конечно-элементной модели опоры с учетом анизотропии упругих свойств, позволяющей оценить влияние точности изготовления посадочных поверхностей подшипниковой опоры качения на упругие характеристики и возможную анизотропию упругих деформаций.

Для достижения этой цели предложена секторная конечно-элементная модель, позволяющая задавать различные упругие свойства секторов, через приведенный модуль упругости, учитывающая не только податливость подшипников, но и ее анизотропию, связанную с точностью изготовления отверстий в корпусных деталях (рис. 3, 4). Секторная конечно-элементная модель дает возможность учесть любую форму анизотропии податливости опор и исключить из использования при проектировании КЭ-модели подшипника, подробно отражающие все конструктивные элементы опоры.

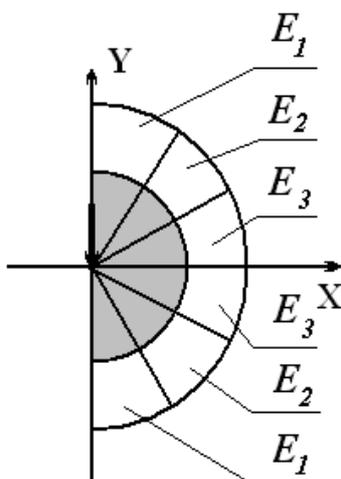


Рис. 3. Расчетная схема радиальной податливости опоры качения при задании модуля упругости материала кольца по секторам.

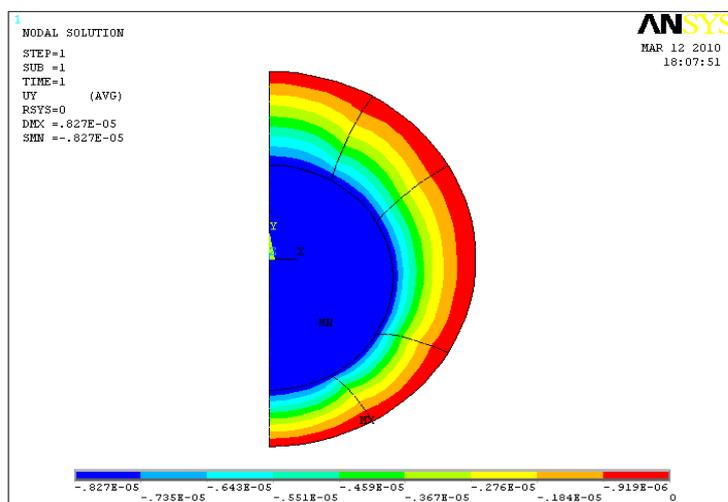


Рис. 4. Упругие смещения вала при задании модуля упругости материала кольца по секторам.

Для определения приведенных модулей упругости секторной КЭ-модели был проведен полный факторный эксперимент для подшипника 697713Л по определению упругих перемещений в опоре с использованием шести факторов (модулей упругости  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $E_z$  и модулей сдвига  $G_{xy}$ ,  $G_{yz}$ ,  $G_{xz}$ ).

С учетом значимости коэффициентов регрессии математическая модель для опоры ШУ может быть представлена в следующем виде:

- математическая модель упругих перемещений КЭ-модели опоры по оси Y:

$$\begin{aligned}
Y = & 1,00 \cdot 10^{-7} + (1,313 \cdot 10^{-8} \cdot x_1) + (-3,287 \cdot 10^{-8} \cdot x_2) + (-1,487 \cdot 10^{-8} \cdot x_3) + \\
& + (-2,459 \cdot 10^{-8} \cdot x_5) + (-6,347 \cdot 10^{-10} \cdot x_1 x_2) + (7,39 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 x_3) + (-4,83 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 x_5) + \\
& + (6,838 \cdot 10^{-9} \cdot x_2 x_3) + (1,4 \cdot 10^{-8} \cdot x_2 x_5) + (5,87 \cdot 10^{-9} \cdot x_3 x_5) + (-1,332 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 x_2 x_3) + \\
& + (2,42 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 x_2 x_5) + (-1,662 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 x_3 x_5) + (-4 \cdot 10^{-9} \cdot x_5 x_2 x_3) + (1,51 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 x_2 x_3 x_5)
\end{aligned}$$

- математическая модель упругих перемещений КЭ-модели опоры по оси X:

$$X = 1,51 \cdot 10^{-7} + (-4,043 \cdot 10^{-8} \cdot x_4) + (-3,996 \cdot 10^{-8} \cdot x_6) + (1,7 \cdot 10^{-8} \cdot x_4 x_6),$$

где  $x_1 = 1,43 \cdot 10^{-9} E_{xi} - 1,86$ ,  $x_2 = 1,43 \cdot 10^{-9} E_{yi} - 1,86$ ,  $x_3 = 1,43 \cdot 10^{-9} E_{zi} - 1,86$ ,  
 $x_4 = 4 \cdot 10^{-9} G_{xyi} - 1,4$ ,  $x_5 = 1,43 \cdot 10^{-9} G_{yzi} - 1,86$ ,  $x_6 = 4 \cdot 10^{-9} G_{xzi} - 1,4$ .

Адекватность предложенных регрессионных моделей определялась сравнением результатов расчета перемещений по регрессионному уравнению и результатов, полученных с использованием КЭ-модели. Было установлено, что максимальная погрешность упругих перемещений в радиальном направлении составляет 22,96 %, а в осевом - 8,46 %.

Варьирование указанных шести факторов позволяет смоделировать условия сопряжения реальных контактирующих поверхностей, имеющих погрешности формы, заложенные при проектировании и обеспечиваемые при изготовлении.

**Четвертая глава** посвящена разработке КЭ-модели корпуса ШУ и определению влияния его конструкции на погрешности формы отверстий под подшипники шпинделя при действии силового и температурного факторов.

Силовой фактор при работе станка на холостом ходу определяется центробежными силами, связанными с наличием дисбаланса шпинделя.

С использованием численного моделирования построены годографы упругих перемещений отверстия под переднюю опору шпинделя корпусов шпиндельных узлов станков с коробками скоростей и при их отсутствии. При расчете учитывали влияние конструктивных особенностей корпуса (расположение отверстий под валы привода и шпинделя, толщина передней стенки и усиливающих элементов в виде ребер жесткости и бобышек) на анизотропию радиальной жесткости.

Было установлено, что с точки зрения снижения анизотропии жёсткости отверстий под опоры шпинделя наиболее удачной является конструкция корпуса с симметричным расположением указанных отверстий и отсутствием валов привода. В этом случае годограф принимает симметричную форму относительно вертикальной оси. Для всех остальных вариантов конструкций корпуса характерно существенное увеличение деформаций при действии нагрузки в направлении отверстий под валы привода. В случае невозможности отказаться от переборной группы лучшей является конструкция корпуса с увеличенным межосевым расстоянием, для которой величина анизотропии составляет 4,1 (рис. 5), что по сравнению с базовой конструкцией корпуса шпиндельной бабки дает снижение анизотропии в 1,53 раза.

Как было установлено, увеличение толщины стенки не дает заметного снижения анизотропии жесткости.

Проведенные эксперименты показали, что для обеспечения изотропии упругих характеристик при проектировании корпуса ШУ станков с вертикальной компоновкой шпинделя необходимо учитывать действие центробежной силы от дисбаланса шпинделя, а для станков с горизонтальной компоновкой также требуется принимать во внимание вес шпинделя.

Моделирование температурных полей передней стенки корпуса шпиндельного узла, соответствующих нагреву станка после часа работы, показало смещение оси отверстия под передний подшипник на величину 20 мкм в направлении границы передней стенки, имеющей ограниченный теплоотвод, и появлению отклонения от круглости 44 мкм (рис. 6). Таким образом, отклонение от круглости, возникающее при нагреве станка, объясняет появление анизотропии жесткости, выявленной при натурном эксперименте (глава 6).

С целью снижения влияния температурного фактора на анизотропию упругих свойств опоры разработан способ компенсации упругих тепловых деформаций подшипников шпинделей металлообрабатывающих станков и устройство, его реализующее, на которые получен патент на изобретение №2542941.

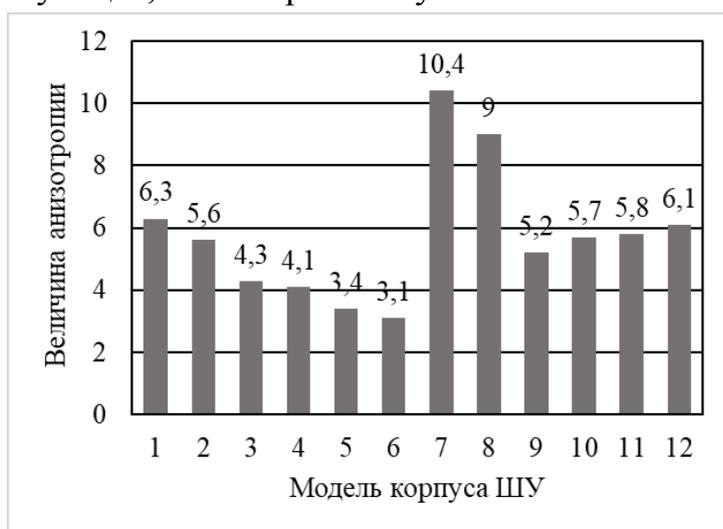


Рис. 5. Диаграмма величин анизотропии моделей конструкции корпусов

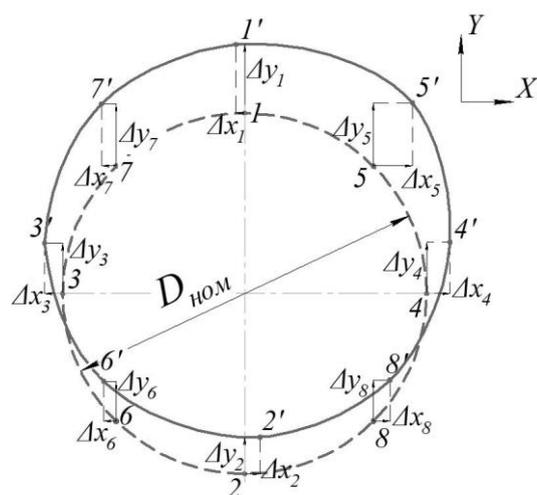


Рис. 6. Форма температурные деформации расточки шпиндельной бабки под переднюю опору

**В пятой главе** проведен анализ влияния анизотропии податливости опор шпинделя на динамические характеристики шпиндельного узла с использованием предложенной математической модели изгибных колебаний и результатов модального анализа с использованием пакета Ansys Workbench.

Математическая модель изгибных колебаний шпинделя разработана с учетом анизотропной упругой характеристики опор и взаимной ориентации осей жесткости. Расчетную схему определения изгибных колебаний шпинделя представили в виде одномассовой несимметричной системы с массой  $m$ , сосредоточенной в

точке, определяемой координатами  $a$  и  $b$  (рис. 7), где  $y; z$  - смещение массы  $m$ ;  $c'_{ny}; c'_{nz}$  - жесткость передней опоры по осям  $y$  и  $z$  соответственно;  $c'_{zy}; c'_{zз}$  - жесткость задней опоры по осям  $y$  и  $z$  соответственно;  $y_{no}; z_{no}$  - смещения оси шпинделя в передней опоре;  $y_{zo}; z_{zo}$  - смещения оси шпинделя в задней опоре. Ориентация годографов жесткости опор шпинделя показана на рис. 8.

На основании динамической модели определены собственные частоты изгибных колебаний шпинделя:

$$\omega_y = \sqrt{\frac{cc'_{ny}c'_{zy}}{m[c'_{ny}c'_{zy} + cc'_{zy}(1-B)^2 + B^2cc'_{ny}]}} \quad \text{где } B = \frac{b}{a+b}.$$

Использование полученных зависимостей показало, что наличие анизотропии жесткостей опор шпинделя приводит к появлению диапазона собственных изгибных частот колебаний шпинделя с соотношением  $\omega_{\max}/\omega_{\min} \approx 1,07$ . Указанное соотношение резко возрастает (до 1,39) с увеличением массы шпинделя и смещением его центра масс к передней опоре.

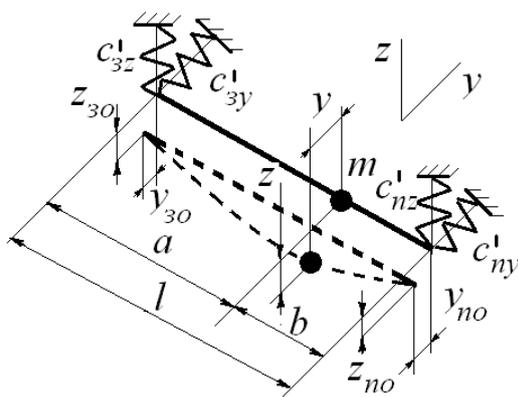


Рис. 7. Расчетная схема изгибных колебаний шпинделя

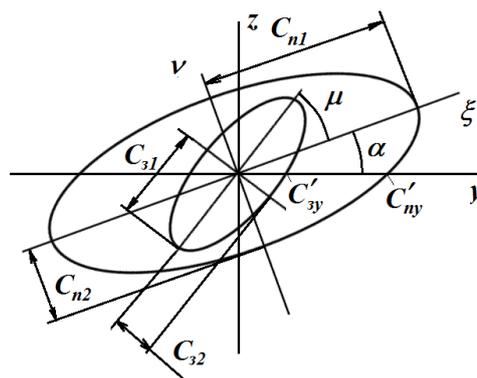


Рис. 8. Ориентация годографов жесткости опор шпинделя

С использованием модального анализа проведена оценка изменения диапазонов собственных частот для каждой формы колебаний.

Отсутствие на шпинделе технологической оснастки (центр и патрон) делает решающим фактором конструкцию консольной части заднего конца шпинделя. В случае использования технологической оснастки, определяющей становится масса шпинделя и положение его центра масс.

**В шестой главе** приведены результаты экспериментального определения анизотропии упругих характеристик опор шпиндельных узлов и оценки влияния температурного фактора на анизотропию.

Для проведения исследований было разработано и изготовлено устройство для измерения упругих деформаций передней опоры шпиндельного узла токарного

станка (рис. 9), позволяющее, используя внутреннюю коническую поверхность шпинделя, проводить его нагружение радиальной силой в произвольном направлении.

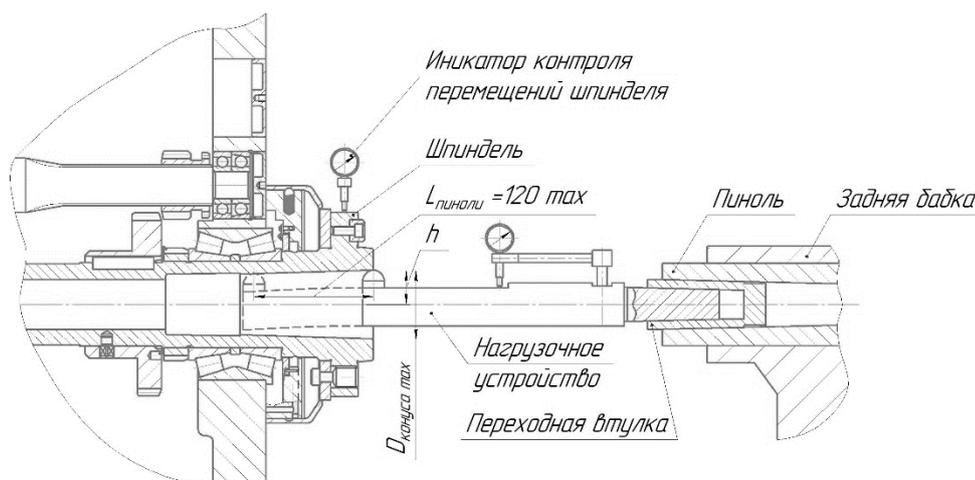


Рис. 9. Схема монтажа устройства на токарном станке

Использование указанного устройства позволяет построить годограф упругих перемещений передней опоры шпинделя (рис. 10).

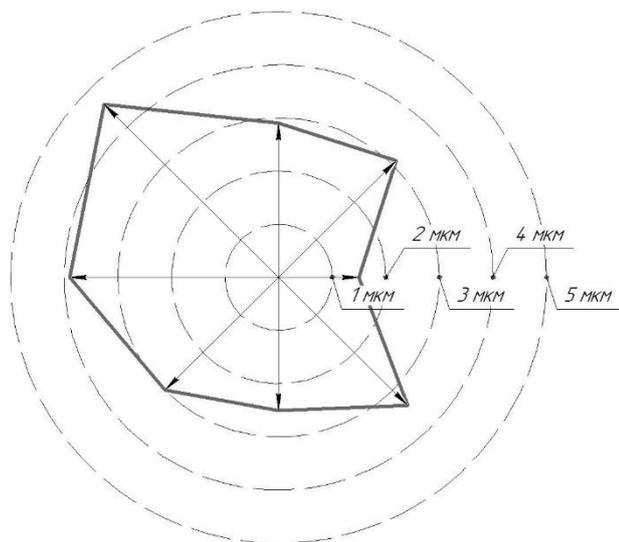


Рис. 10. Годограф деформаций передней опоры шпинделя

Годограф строится в полярной системе координат и представляет собой кривую, соединяющие концы векторов упругих перемещений, отложенных из общего центра по разным направлениям. Как показали эксперименты, проведенные на токарном станке с максимальным диаметром обработки 320 мм, анизотропия упругих характеристик ШУ, оцениваемая отношением максимальных упругих перемещений на годографе к минимальным, достигает 8...16.

Данное устройство позволяет проводить замеры в производственных условиях, так как не требует исключения оборудования из действующего технологического процесса.

Для определения влияния условий эксплуатации, сопровождающихся повышением температуры шпиндельного узла, на упругие характеристики шпиндельных опор были построены годографы после работы станка в течение 1 часа на холостом ходу ( $n_{шпинделя} = 2000$  об/мин).

В результате было установлено, что повышение температуры ШУ приводит к увеличению упругих перемещений приблизительно в два раза с формированием годографа с четко выраженной овальной формой с соотношением осей 2:1 и величиной анизотропии 2...2,5 (рис. 11).

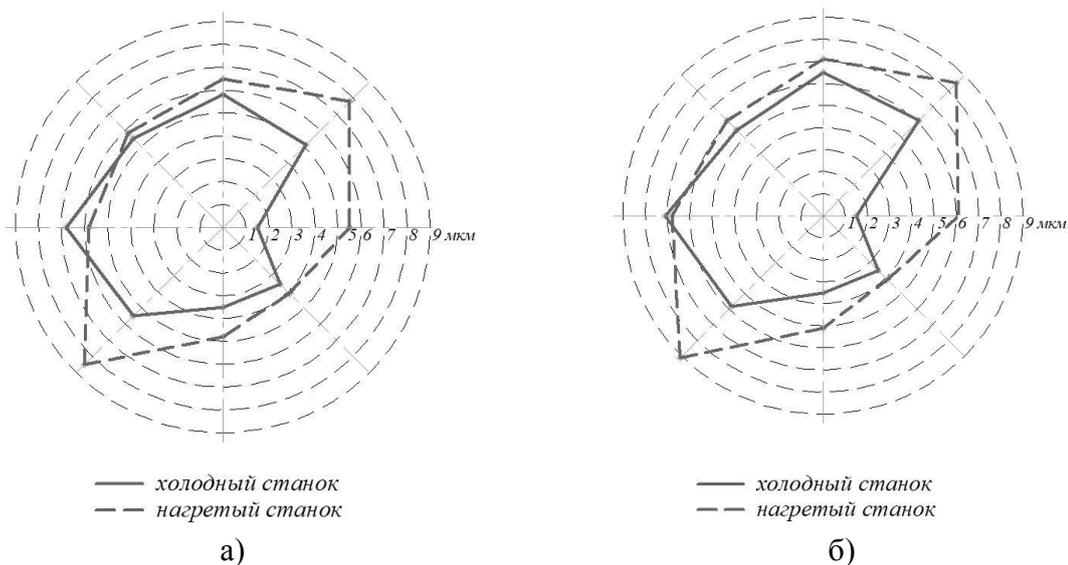


Рис.11. Годографы перемещений при величине радиальной силы:  
а – 2250 Н; б – 2500 Н.

При действии внутреннего силового фактора (дисбаланс шпинделя) появляется дополнительное биение переднего конца шпинделя, в результате чего радиус окружности, описываемой передним концом шпинделя меняется на величину  $\delta_{c1}$  (рис. 12, где  $\delta_2$  - биение переднего конца шпинделя вследствие биений в каждой из опор шпинделя). Указанная траектория наблюдается в случае, если радиальная жесткость опор шпинделя не меняется при изменении действия силы.

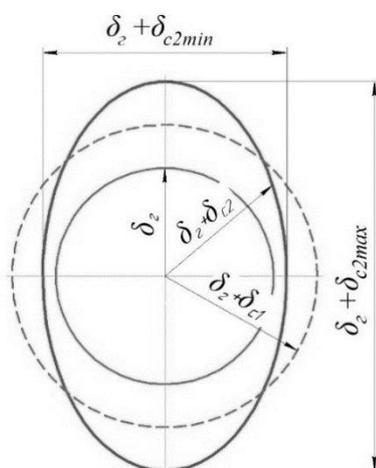


Рис. 12. Траектории переднего конца шпинделя с учетом влияния внутреннего силового фактора и анизотропии жесткости

Экспериментальное подтверждение овальной формы годографа упругих характеристик, дает основание сделать вывод о переменной величине биения переднего конца шпинделя от внутреннего силового фактора (дисбаланса) в виде появления составляющей  $\delta_{c2}$  (рис. 12).

Принимая  $\delta_{c2} = 0,5(\delta_{c2max} + \delta_{c2min})$ , и учитывая, что  $\delta_{c2max} = 2\delta_{c2min}$ , получаем  $\delta_{cmax} = 1,33\delta_{c2}$ .

Таким образом, наличие анизотропии жесткости увеличивает биение переднего конца шпинделя от внутреннего силового фактора (дисбаланс) примерно на 30%.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили сформулировать рекомендации по обеспечению изотропных упругих характеристик, реализуемые при проектировании и сборке.

Результаты диссертационной работы апробированы и приняты к внедрению на предприятиях ООО «Инженерный центр «Средневолжского станкозавода» (г. Самара) и ООО Научно-производственное объединение «РОСИНМАШ».

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. На основе предложенной структурно-параметрической модели установлено, что анизотропия упругих характеристик подшипников шпиндельных узлов среднего типоразмера при изменении отклонения от круглости посадочных поверхностей (корпус или вал) от 1 до 3 мкм увеличивается с 1,13...1,15 до 1,36...1,42. Наличие овальности на посадочных поверхностях приводит к деформациям колец подшипников, различным в зависимости от ориентации отклонений от круглости отверстия и вала, что вызывает смещение центра вала после запрессовки. Так, при отклонениях от круглости вала 5,5 мкм и корпуса 10 мкм максимальное смещение оси вала в случае одинаковой ориентации отклонений может достигать 3,7 мкм; при разной ориентации – 2,5 мкм.

2. Разработана упруго-деформационная конечно-элементная модель в виде сплошного кольца с определенными свойствами материала, что дает возможность исключить из использования при проектировании КЭ-модели подшипника, отражающие все конструктивные элементы опоры. На основе проведения полного факторного эксперимента для выбора свойств материала КЭ-модели (модули упругости  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $E_z$  и модули сдвига  $G_{xy}$ ,  $G_{yz}$ ,  $G_{xz}$ ) получено уравнение регрессии упругих перемещений опоры. На основе модели подшипника в виде сплошного кольца предложена секторная конечно-элементная модель с различными ортотропными упругими свойствами материалов секторов, что дает возможность учесть любую форму анизотропии податливости опор.

3. Предложена конструкция устройства и методика измерения анизотропии упругих характеристик передней опоры шпиндельного узла токарного станка. Данное устройство позволяет проводить замеры в производственных условиях, так как не требует исключения оборудования из действующего технологического процесса.

4. Экспериментальные исследования шпиндельного узла токарного станка среднего типоразмера показали, что анизотропия упругих характеристик, оцениваемая отношением максимальных упругих перемещений к минимальным в зависимости от направления действия силы, достигает 8...16. Установлено, что характер изменения анизотропии близок по форме к овалу. Обеспечение изотропных упругих характеристик опор снижает биение переднего конца шпинделя от внутреннего силового фактора (дисбаланс) примерно на 30%.

5. Эксплуатация станка, сопровождаемая повышением температуры шпиндельного узла, приводит к увеличению упругих перемещений приблизительно в два раза с формированием годографа с четко выраженной овальной формой, с соотношением осей 2:1, и величиной анизотропии 2...2,5.

6. Проведенные численные эксперименты показали, что обеспечение изотропии упругих характеристик при проектировании корпуса ШУ станков с вертикальной

компоновкой шпинделя необходимо учитывать действие центробежной силы от дисбаланса шпинделя, а для станков с горизонтальной компоновкой также требуется принимать во внимание вес шпинделя. На формирование анизотропии упругих свойств отверстий корпуса под шпиндельные подшипники оказывают влияние такие факторы, как число дополнительных отверстий под валы привода, координаты положения отверстия под опоры шпинделя, толщина стенки и диаметр бобышки под переднюю опору, а также близость расположения дополнительных отверстий к отверстию под шпиндельные подшипники. При этом значение анизотропии меняется от 3,1 до 10,4 в зависимости от варианта исполнения корпуса. Как показали выполненные исследования предпочтение следует отдавать конструкциям корпусов с минимальным числом дополнительных отверстий и максимальным удалением их от шпинделя.

7. Моделирование температурных полей передней стенки корпуса шпиндельного узла, соответствующих нагреву станка после часа работы, показало смещение оси отверстия под передний подшипник на величину 20 мкм в направлении границы передней стенки, имеющей ограниченный теплоотвод, и появление отклонения от круглости 44 мкм. Для компенсации упругих тепловых деформаций подшипников шпинделей металлообрабатывающих станков предложен способ и устройство, его реализующее (патент на изобретение №2542941).

8. Разработана математическая модель изгибных колебаний шпинделя на опорах с анизотропной упругой характеристикой с возможностью учета взаимной ориентации осей жесткости. Получены аналитические зависимости, позволяющие оценить величины частот собственных изгибных колебаний шпинделя с учетом массы и собственной жесткости шпинделя, расположения центра масс шпинделя, межопорного расстояния, анизотропной жесткости опор шпинделя и взаимной ориентации годографов жесткостей передней и задней опор. Учет указанных факторов приводит к появлению диапазона собственных изгибных частот шпинделя с соотношением  $\omega_{\max}/\omega_{\min} \approx 1,07$ . Указанное соотношение резко возрастает (до 1,39) с увеличением массы шпинделя и смещением его центра масс к передней опоре. С использованием модального анализа аналогичный результат получен для первой и второй форм колебаний.

#### **Основные публикации по теме диссертации**

##### ***Публикации в научных изданиях, рекомендованных ВАК***

1. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Формирование точностных и жесткостных характеристик опор роторного узла при сборке // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки», №3 (25), 2009. - С. 132-139.
2. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Разработка конечно-элементной модели для определения упругих характеристик шпиндельных узлов // СТИН, №8, 2011. - С.9-13.

3. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Моделирование опоры качения при конечно-элементном анализе шпиндельных узлов металлорежущих станков // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки», № 3 (35), 2012. - С. 126-132.

4. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Экспериментальная оценка анизотропии жесткости передней опоры шпиндельного узла токарного станка // «Инженерный вестник Дона», 2015, №1. – Режим доступа: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2015/2854>

5. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Определение собственных изгибных частот шпинделя металлорежущего станка с учетом анизотропной упругости опор // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки», №1 (45), 2015. - С. 159-166.

6. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Учет анизотропии упругих свойств передней опоры шпиндельного узла токарного станка при изготовлении деталей приборов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия "Технические науки», №3 (47), 2015. - С. 91-99.

7. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Изгибные колебания шпинделя металлорежущего станка с учетом анизотропной упругости опор // Известия Волгоградского государственного технического университета. №9(204), 2017. С.32-34.

8. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Влияние температуры опоры шпиндельного узла на ее жесткость // Вестник Брянского государственного технического университета. №3 (56), 2017. - С.85-92.

9. Денисенко А.Ф., Якимов М.В., Борисова К.Р. Анизотропия радиальной жесткости расточки корпуса под опоры шпинделя токарного станка // Вестник Брянского государственного технического университета, 2021. №5(102). - С. 23-31.

#### ***Патенты***

10. Абульханов С.Р., Андрюхина Т.Н., Верещагина С.С., Денисенко А.Ф., Михайлова Л.Н., Якимов М.В. Способ компенсации упругих тепловых деформаций подшипников шпинделей металлообрабатывающих станков и устройство для его реализации. Патент на изобретение RU2542941C2, 27.02.2015. Заявка № 2012142820/02от05.02.2013.

#### ***Публикации в изданиях, индексируемых в международных базах данных***

11. Denisenko A.F., Yakimov M.V. Determining elastic spindle characteristics by the finite-element model // Russian Engineering Research. 2011. Т. 31. № 11.- С. 1133-1136.

12. Denisenko A.F., Yakimov M.V. Dynamics of Spindle Assembly Metal-Cutting Machine Tool with Anisotropic Elastic Support // Proceedings of the 4<sup>th</sup>. International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, pp 1647-1655. [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-95630-5\\_176](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-95630-5_176)

#### ***Публикации в других научных изданиях***

13. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Анизотропия упругих свойств опоры качения// Научные труды международной научно-практической конференции «Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении», Москва, Машиностроение, 2010. -С.223-227.

14. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Конечно-элементное моделирование при проектировании шпиндельных узлов // Межвуз. сб. науч. статей «Актуальные проблемы разработки и использования компьютерных технологий в машиностроении». – Самара: СамГТУ, 2010. - С.133-138.

15. Денисенко А.Ф., Ваганов А.А., Якимов М.В. Обеспечение геометрической точности

шпиндельных узлов на стадии проектирования // Материалы Всерос. н.-т. интернет-конференции «Высокие технологии в машиностроении». -Самара: СамГТУ, 2010. - С.87-89.

16. Денисенко А.Ф., Якимов М.В., Лопатин Е.В. Моделирование упругих характеристик шпиндельных узлов металлорежущих станков // Сб. трудов третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». -Москва, 2010. -С.16-17.

17. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Мониторинг вибрационного состояния рабочего пространства токарного станка с ЧПУ // Материалы Всерос. н.-т. интернет-конференции "Высокие технологии в машиностроении". -Самара: СамГТУ, 2014. - С..39-41.

18. Ваганов А.А., Якимов М.В. Мониторинг технического состояния привода главного движения металлообрабатывающих станков с ЧПУ // Материалы Всерос. н.-т. интернет-конференции "Высокие технологии в машиностроении".-Самара: СамГТУ, 2015.- С.44-46.

19. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Влияние температурного фактора на анизотропию упругих свойств передней опоры шпиндельного узла токарного станка // Материалы докладов между. н.-т. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Часть 2. – Самара: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, 2016. -С.13-14.

20. Якимов М.В., Загорцев С.В. Расчет температурных деформаций элементов несущей системы координатно-расточного станка методом конечных элементов // Материалы Всерос. н.-т. интернет-конференции «Высокие технологии в машиностроении».-Самара: СамГТУ, 2016.- С.120-122.

21. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Оценка колебаний токарного станка на холостом ходу // Сборник научных трудов всероссийской научно-практической заочной конференции «Инновационные технологии в металлообработке». Ульяновск, УлГТУ, 2017. - С. 83-89.

22. Ваганов А.А., Бейлин А.Б., Якимов М.В. Комплексная диагностика технического состояния станков с ЧПУ // Материалы Всерос. н.-т. интернет-конференции "Высокие технологии в машиностроении".-Самара: СамГТУ, 2017.- С.54-56.

23. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Моделирование упругих характеристик опор качения при расчете шпиндельных узлов на жесткость с использованием МКЭ // Материалы V международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин», Новокузнецк: НИЦ МС, 2017 -№5. С.62-65.

**Якимов Михаил Владимирович**

**ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ОСНОВЕ  
ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИЗОТРОПНЫХ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР**

Автореферат

Формат 60×84 1/16. Печать офсетная.

Подписано в печать «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

Тираж 100 экз.

Заказ № типография ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет»  
(ФГБОУ ВО «СамГТУ»)