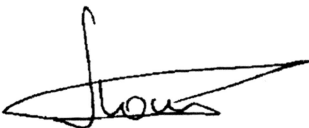


Пошехонов Роман Александрович

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИХ И
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ СО СФЕ-
РИЧЕСКИМИ АЭРОСТАТИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры;

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Москва – 2015

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель- **Гуськов Александр Михайлович**, доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Банах Людмила Яковлевна**, доктор технических наук, главный научный сотрудник ФГБУН ИМАШ им. А.А. Благонравова

Козочкин Михаил Павлович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Высокоэффективные технологии обработки» ФГБОУ ВПО МГТУ СТАНКИН»

Ведущая организация **Приокский государственный университет
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования**

Защита диссертации состоится «24» февраля 2016 г. в 14.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Ваш отзыв в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью, просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, учёному секретарю диссертационного совета Д 212.141.03

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана <http://www.bmstu.ru>.

Автореферат разослан « » декабря 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.03



А.Ю. Карпачев

Актуальность. Сегодня прецизионные и (или) высокоскоростные станки часто оснащаются аэростатическими шпиндельными узлами, характеристики которых в значительной степени определяют достижимую производительность и точность. При сборке аэростатического шпиндельного узла традиционной схемы с плоскими и цилиндрическими опорами необходимо с высокой точностью взаимно расположить 3 пары опорных поверхностей. Погрешности расположения, характеризуемые 10 параметрами, ограничивают минимальную величину зазора, а остаточные перекосы опор порождают биения шпинделя при вращении.

При использовании сферических аэростатических опор (CAO) необходимо контролировать лишь разницу расстояний между центрами. Это позволяет уменьшить воздушный зазор и расход воздуха, повысив жёсткости, вязкие сопротивления опор и частоты колебаний шпинделя по сравнению с традиционной компоновкой. Самоустановка CAO исключает порождение биений от перекоса опор.

При применении пористых ограничителей наддува вместо распространённых точечных уменьшается склонность к потере устойчивости типа «пневмомолоток», повышает жёсткость и вязкость опор. Указанные достоинства пористых CAO очень востребованы в станкостроении. Известна серия патентов США конструкций шпиндельных узлов с CAO, но информация по расчётным схемам и параметрам отсутствует, а поставки такого оборудования в Россию ограничены. Сложность выбора оптимальных параметров шпиндельных узлов и режимов обработки привели к проведению большого исследования, этапы которого представлены на Рис. 1.



Рис. 1. Этапы прогнозирования качественных показателей шпиндельных узлов

были объяснены лишь после последовательного усложнения расчётных схем, расширения программы экспериментов и идентификации параметров шпин-

Данная работа отражает этапы 3 и 4 по моделированию аэростатических опор и динамики шпинделя. Точность и полнота разработанных моделей проверялась экспериментально. При экспериментах был обнаружен ряд явлений и несоответствий, которые бы-

дельных узлов, что отражено в данной работе. Разработанные модели и расчётные методики имеют самостоятельную значимость, поскольку позволяют определять ряд качественных показателей (Рис. 1) и предложить рекомендации для проектирования, но весь потенциал разработанных моделей и методик может быть раскрыт лишь при переходе на следующие этапы исследования. Разработанные модели могут быть применены к другим устройствам с CAO.

Объект исследования шпиндельные узлы с двумя пористыми CAO. Параметры узлов РТШ 020 и НШУС 110, указаны в приложении и работах [1-4].

Цель работы: разработка методов прогнозирования динамических и статических характеристик шпиндельных узлов с пористыми CAO.

Выполненные задачи: 1. Созданы математические модели пористых CAO, позволяющие учитывать разные режимы газового слоя и определять статические и динамические силовые характеристики опор с перекрёстным влиянием. 2. Разработана математическая модель динамики шпиндельного узла для оценки влияния статических и динамических воздействий, определения частот и форм колебаний, биений при произвольной неуравновешенности. 3. Выполнена экспериментальная проверка расчётных моделей, включающая идентификацию не стандартных параметров (проницаемости k_p , радиального зазора h_0) и измерение эксплуатационных характеристик: статических (статической жёсткости и несущей способности) и динамических (частот и демпфирования свободных колебаний, жёсткости и вязких сопротивлений в разных направлениях).

Реализация математических моделей. Расчёт опор проведён на основе нелинейного уравнения Рейнольдса газовой смазки методом конечных элементов в программах Comsol Multiphysics 3.5a и MATLAB R2007b. Моделирование динамики выполнено на основании теоретической механики в программном комплексе MATLAB. Описание пространственной динамики системой ОДУ 12-ого порядка выполнено с применением тензорно-матричного языка и символьных вычислений в Mathcad 14. Расчёт форм и частотных характеристик линеаризованной динамической системы осуществлён методами модального анализа на основании теории колебаний.

Методы экспериментальных исследований: непосредственное измерение статических силовых характеристик и осевого люфта; измерение шероховатости на конфокальном оптическом микроскопе и АСМ; ударная вибродиагностика откликов-перемещений с помощью построения огибающих, БДПФ, метода Прони. Прони-разложение, построение огибающих и аппроксимирующих завистей для расхода и выбега выполнены методами оптимизации по среднеквадратичным взвешенным невязкам.

Достоверность результатов обеспечена строгостью математических методов, отказом от ряда кинематических гипотез, проверкой сходимости при дроблении конечных элементов, сравнением экспериментальных и расчётных результатов.

Научная новизна. Впервые, на основании обобщения известных математических моделей динамики ротора и сферических газовых опор разработана мо-

дель ультрапрецизионного шпиндельного узла, включающая в себя: 1. возможность учёта влияния режимов работы и конструктивных параметров сферических аэростатических опор на осевые и радиальные динамические характеристики шпинделя; 2. шесть пространственных степеней свободы шпинделя и его произвольную динамическую неуравновешенность; 3. возможность описать перекрёстные зависимости радиальных и осевых реакций сферических аэростатических опор от смещений и скоростей шпинделя, что позволило определить условие устранения перекрёстного влияния радиальных скоростей и смещений на осевую реакцию; 4. методику линеаризации реакций сферических аэростатических опор жёсткостями и сопротивлениями, зависящими от частот колебаний. Созданная мультидисциплинарная динамическая модель реализована численно в современных программных комплексах MATLAB и Comsol.

Разработаны и опробованы методики экспериментального определения основных параметров сферических аэростатических опор (усреднённого и минимального зазора, жёсткостей, вязких сопротивлений).

Внедрение. Экспериментальная методика идентификации параметров трения при вращении по кривой выбега ротора используется на кафедре РК-5 МГТУ Баумана в курсе «Компьютерные пакеты Wolfram Mathematica и Matlab в приложении к задачам механики». Разработанные математические модели используются при разработке и оптимизации нескольких моделей ультрапрецизионных шпиндельных узлов и поворотных столов в ОАО «ВНИИНСТРУМЕНТ», в том числе: узлы РТШ 020 для установок лазерного нанесения высокоточных угловых растров, узел 900.01.020 станда финишной обработки оптических элементов из нелинейно-оптических монокристаллов, узлы НШУС 110 трёх координатных станков «Асфера Ф3» и «Сфера 1000» алмазного точения и фрезерования сложно профильных и крупногабаритных или деталей, другие шпиндельные узлы и поворотные столы.

Практическая значимость. С помощью созданных моделей на стадии проектирования оценены характеристики шпиндельного узла НШУС 110, и проведена оптимизация шпиндельных узлов РТШ 020 и 900.01.020, позволившая при сохранении габаритов и толщины смазочного слоя повысить жёсткости САО в 1,5...4 раза. На станках, с разработанными ультрапрецизионными шпиндельными узлами, при алмазном точении и фрезеровании получены в ОАО «ВНИИНСТРУМЕНТ» следующие результаты: $R_a (5...8) \cdot 10^{-8}$ м плоских отражателей инфракрасных холодильников размерами 0,18x0,7 м; $R_a < 5 \cdot 10^{-8}$ м для параболических алюминиевых отражателей; $R_a (1...2) \cdot 10^{-7}$ м и отклонения от профиля менее 0,01 для никелевых матриц линз Френеля; $R_a \approx 10^{-9}$ м при пластичном фрезеровании монокристаллов KDP; $R_a (4...40) \cdot 10^{-9}$ м при алмазном фрезеровании кварца... В отличие от абразивно-доводочных операций (например, притирки или полировки) при обработке резанием уменьшается нагрев, глубина повреждённого слоя, повышается производительность, отсутствуют завалы краёв и шаржирование поверхности зёрнами абразива. В настоящее

время с ультрапрецизионными шпиндельными узлами разрабатываются станки для шлифования изделий из труднообрабатываемых материалов.

Личное участие автора в получении результатов. Автор выбрал и реализовал расчётные модели, принимал участие в подготовке, проведении и обработке экспериментов, провёл сопоставление расчётных и экспериментальных данных. Результаты, представляющие научную новизну и вынесенные на защиту, получены лично автором, или с его участием.

Апробация работы. Основные результаты докладывались и обсуждались на Франко-Российском семинаре по прикладной механике (Лион, 2009); XX, XXIII и XXVI Международных конференциях МИКМУС (Москва, 2009, 2011 и 2014); конференции «Будущее машиностроения России», (Москва, 2010), научно-техническом совете по ультрапрецизионной обработке в ОАО "ВНИИН-СТРУМЕНТ" (Москва, 2011); 77 Международной конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров» (Москва, 2012); X Международной конференции «Нанотехнологии-производству 2014» (Фрязино, 2014); на 3 научных семинарах: на кафедре прикладной механики МГТУ Баумана (Москва, 2013 и 2015), в отделе математического моделирования и САПР ГТД ЦИАМ им. П.И. Баранова (Москва 2015).

14 публикаций по теме работы, в том числе 1 патент и 6 статей ВАК.

Структура и объём работы. Основная часть состоит из введения, пяти глав, выводов, заключения и изложена на 143 страницах с 46 рисунками и 12 таблицами. Список литературы описан на 19 листах и содержит 179 наименования.

В приложении описаны протоколы и выводы по измерениям, примеры расчётов, математические выкладки, акты внедрения. Приложение описано на 106 страницах с 7 разделами, 54 иллюстрациями и 23 таблицами.

Содержание работы

В первой главе описаны примеры разработанных и уже реализованных технологий на станках с ультрапрецизионными шпиндельными узлами: пластичное резание твёрдых материалов, алмазное точение и фрезерование цветных металлов, твёрдое точение закалённой стали. Приведены технические требования, с учётом которых обоснована компоновочная схема шпинделя с САО, конструкцию и принцип действия которого поясняет Рис.2.

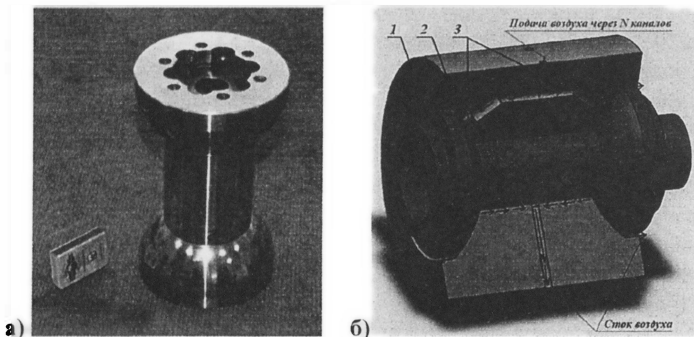


Рис. 2. Шпиндель с САО: а – ротор модели РТШ 020; б – разрез узла

При центральном положении шпинделя 1 между его сферическими поверхностями и корпусом 2 есть зазор толщиной $\sim h_0 = 10^{-5}$ м, в который через дросселирующие пористые вставки 3 подаётся воздух с постоянным давлением. От границ сферических опор воздух отводится при атмосферном давлении через широкие щели и каналы. При этом половина давления подачи теряется на прохождение пористых вставок, а остальная часть - на преодоление сферического зазора. В этом положении осевые реакции опор уравновешены, а радиальные - отсутствуют.

Смещение шпинделя меняет геометрию воздушного смазочного слоя. Там, где слой стал тоньше, уменьшается поток воздуха и перепад давления на пористых вставках, что приводит к росту давления в зазоре. Аналогично, убывает давление в зазоре, где выросла толщина смазочного слоя. За счёт этого в аэростатическом режиме создаются позиционные потенциальные опорные реакции, стремящиеся вернуть шпиндель в центральное положение. При должном уровне нагрузок шпиндель висит в смазочном воздушном слое и свободно вращается, не касаясь стенок. Но вращение шпинделя вовлекает воздух в сужающуюся часть зазора, создавая аэродинамические, преимущественно циркуляционные силы. А быстрое сжатие зазора, выдавливая воздух из него, порождает диссипативные силы, что приводит к эффекту демпфирования тонкого слоя. В реальных условиях режим работы САО может быть гибридным, когда проявляются все три вида сил (аэростатические, аэродинамические и демпфирующие), что усложняет динамическое поведение шпинделя и приводит к необходимости совместного моделирования опор и динамики шпинделя.

Проведён анализ работ по газовой смазке на предмет сравнения известных конструкций, методов расчётов и экспериментальных исследований САО. Описаны примеры использования роторов с одной САО, допускающих 3 угловых степени свободы: испытательные стенды (ИС) для сжатия без перекашивающих моментов, ИС для систем ориентации спутников, ИС контроля моментов инерции управляемых снарядов, а так же навигационные устройства, гироскопические системы управления буровым инструментом, турбокомпрессоры, шпиндельные узлы, высокопроизводительные дробилки. За рубежом уже изготавливаются прецизионные шпиндельные узлы с двумя САО (схожие с тем, что на Рис.2), а так же прецизионные механизмы с параллельной структурой, имеющие множество САО. Радиус САО меняется от $5 \cdot 10^{-4}$ м для роторов МЭМС в лазерных принтерах до 2,5 м в высокоскоростных дробилках горных пород.

Несмотря на разнообразие конструкций со САО, информация по их расчётным схемам весьма скудна. Фундаментально-обзорные книги по газовой смазке Н.С. Грессема, В.Н. Константиnescу, С.В. Пинегина, Ю.В. Табачникова, С.А. Шейнберга, Ю.В. Пешти, Н.Д. Заблoцкого, Э.Д. Брауна, Yōkiō Hōri, G.W. Stachowiak, J. Bernard описывают упрощённые модели динамики ротора, и не дают точных указаний по выбору параметров и режимов работы шпинделя с САО. Модели САО со спиральными канавками или без них (Л.А. Прокулевич, В.С. Карпов, А.Ю. Филиппов, И.Е. Сипенков, А.В. Дубинин, Б.С. Григорьев,

Ю.Я. Болдырев, Н.Д. Заблоский, В.Н. Дроздович) не учитывают аэростатического режима. Модели цилиндрических и плоских аэростатических опор с пористыми или частично пористыми ограничителями (А.В. Космынин, В.И. Шаламов, П.В. Хан, П. Хванг, Z.C. Silveira, R. Nicoletti), а также модели пространственной динамики ротора с перекрёстными связями конических опор с жидкостной смазкой (О.В. Соломин, А.Ю. Савин, А.Ю. Корнеев, М.М., Ярославцев) нуждаются в адаптации для расчёта CAO. Необходимо отметить, что почти всегда, даже в подробных диссертационных работах S. J. Zhang и К.С. Долотова при описании динамики ротора пренебрегаются перекрёстные связи и нелинейности аэростатических опор, а так же динамическая неуравновешенность. Обнаружена лишь одна статья (W. Cheng-Chi), по динамике шпинделя с CAO, но в ней предполагался точечный наддув и исключительно радиальные смещения шпинделя. Для проверки разрабатываемых моделей опор могут быть применены экспериментальные методы исследований роторов, в том числе с газостатическими опорами, которым посвящено большое число работ, в том числе Ю.В. Пешти, К.С. Долотова, E. Marsh, G. Belfort, F. Colombo, Ю.В. Пешти, И.Е. Сипенкова, L. Maurice, В. Хейлена. Из-за отсутствия экспериментальных данных по шпиндельным узлам с частично пористыми CAO возникла необходимость проведения собственных экспериментов для проверки расчётных моделей. Для этого должны быть идентифицированы не стандартные параметры (проницаемость вставок, минимальная и усреднённая величина зазора), а также измерены эксплуатационные характеристики (жёсткости, частоты и демпфирования для различных форм). Методики измерения таких параметров нужны не только для проверки моделей, но при приёмке шпиндельных узлов. Проведён обзор средств и методик, применяющийся измерения перечисленных величин для аэростатических шпиндельных узлов.

Таким образом, определена структура работы, включающая разработку математических моделей CAO и динамики шпиндельного узла, а так же экспериментальное исследование для проверки расчётных моделей и выбора методов приёмочного контроля.

Вторая глава посвящена расчёту отдельно взятой опоры, состояние которой определяется векторами угловой скорости шпинделя ω , линейного смещения u_A и скорости V_A центра сферы A . Описаны 3 модели CAO, отличающиеся полнотой и ресурсоёмкостью, предназначенные для расчёта опорных реакций (силы F_A , момента M_A относительно A) и потребляемого расхода Q . Во всех моделях течение воздуха сквозь пористые вставки соответствует одномерной стационарной модели Дарси. Движение воздуха между двумя близкими гладкими жёсткими поверхностями предполагается сплошным изотермическим дозвуковым ламинарным двухмерным движением линейно-вязкого безмассового газа. Состояние смазочного слоя определяется известным в теории газовой смазки нелинейным уравнением Рейнольдса

$$\nabla \cdot \left[\frac{h^3}{\mu} \nabla (p^2) \right] = -K_1 (p_s^2 - p^2) - 12 [2V_r p - p V_i \cdot \nabla(h) - h \nabla \cdot (p V_i)] + 24 h p_{,i}, \quad (1)$$

где ∇ - оператор Гамильтона; h - зазор; μ - динамическая вязкость воздуха; p и $p_s = p_e + p_{atm}$ - абсолютные давления смазки и подачи; K_1 - коэффициент, учитывающий наличие наддува; V_r - нормальная проекция скорости поверхности шпинделя; V_t - касательная скорость поверхности шпинделя, t - время. В работе описаны формулы для вычисления коэффициентов уравнения (1), которые зависят от сферических координат φ , θ и кинематических факторов ω , V_A и u_A , в том числе для зазора h , который определяется по номинальному зазору h_0 и вектору смещений u_A . Различия разработанных моделей CAO заключаются в допущениях, применяемых при решении уравнения (1) методом конечных элементов (Рис. 3).

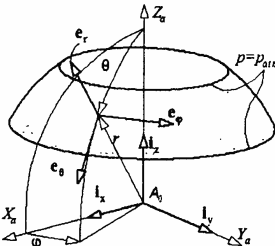
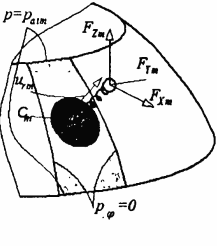
Полная "2D+t"	Полная "2D"	Сегментная модель
Упрощения		
-	$p_i = 0$	$p_i = 0, V_i = 0, \omega = 0,$ $u_m = f_{lin}(u_A),$ $h = h_0 + u_m.$
Н.У. $p_i(\varphi, \theta) = p_{oi}(\varphi, \theta)$	-	-
Особенности учитывается влияние на смазочный слой "истории состояний"	состояние смазочного слоя зависит лишь от кинематических факторов $F = f_{lin}(u_A, V_A, \omega)$ $M_A = f_{lin}(u_A, V_A, \omega)$	
Г.У. $p(\varphi, \theta_{min}) = p(\varphi, \theta_{max}) = p_{atm}$ $p(\pi, \theta) = p(-\pi, \theta),$ $p_\varphi(\pi, \theta) = p_\varphi(-\pi, \theta)$	$p(\varphi, \theta_{min}) = p(\varphi, \theta_{max}) = p_{atm}$ $\varphi = \varphi_{min}^{(R)}, \varphi_{max}^{(R)} p_\varphi = 0$	
		
Результаты $p(\varphi, \theta) = \{\tau_{\theta\theta}, \tau_{\varphi\varphi}, p\}^T$ $F = \iint p ds,$ $M_A = \iint Re, x ds, \quad Q = \iint \frac{k_{po}(p_i^2 - p^2)}{2\sqrt{\mu p_{atm}}} ds.$	$F = \sum F_m(u_m(u_A)).$	

Рис. 3. Модели для расчёта CAO

те необходимо рассматривать серию последовательных состояний и хранить в памяти распределение давления в предыдущий момент времени. Из-за этого решения по «2D+t» модели наиболее ресурсоёмки. Полная «2D» модель позволяет определять силовые и моментные реакции F_A , M_A по текущему кинематическому состоянию u_A, V_A, ω , она проще в реализации, но сильно завышает влияние скорости V_A на реакции и вязкость опор.

Упрощённая сегментная модель использует предварительно найденные аппроксимирующие зависимости реакций каждого из m сегментов опоры от ра-

Полные «2D+t» и «2D» модели для каждого состояния шпинделя определяют распределение давления в соответствии с уравнением (1) на всей опорной поверхности. В рамках полной модели могут быть получены как силовые, так и моментные реакции CAO для произвольного сочетания кинематических факторов. Но применение таких моделей сопряжено с трудностями многократного решения уравнения (1) в нелинейной постановке. Особенно это актуально для «2D+t» модели, учитывающей в уравнении (1) производную давления по времени p_t , из-за чего состояние смазочного слоя зависит от «истории состояний». Поэтому при численном расчёте

диального смещения u_{rm} его полюса C_m . Сегментная модель позволяет определять лишь позиционные силы $F_A(u_A)$, но учитывает их нелинейности и перекрёстные влияния.

Для облегчения многократных расчётов CAO и проведения модального анализа опробована линеаризация опорных реакций. В моделях, не учитывающих «истории состояний», для этого используются результаты расчёта опорных реакций для дискретных множеств фазовых состояний опоры.

А при расчётах по модели «2D+t» линеаризация проводилась на основании радиальных и осевых гармонических колебаний шпинделя с амплитудой u_0 и частотой f . Например, для радиальных колебаний зависимость проекции опорной реакции $F_{\chi a}(u_{\chi a}, V_{\chi a})$ после переходного процесса выходила на замкнутую петлю, описанную линейной аппроксимацией

$$F_{\chi a}(u_{\chi a}, V_{\chi a}) \approx K_x u_{\chi a} + b_x V_{\chi a}, \quad (2)$$

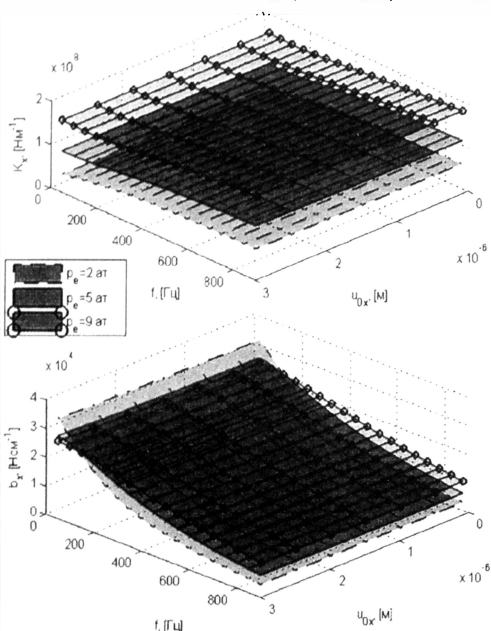


Рис. 4. Зависимость радиальной жёсткости K_x и вязкости b_x CAO от амплитуды u_0 и частоты f_0 колебаний при разных давлениях p_e . Незначительно меняются в зависимости от частоты f и близки к результатам расчёта по стационарной модели. Гораздо сильнее влияние частоты колебаний f на вязкие сопротивления b_x, b_z : при увеличении частоты f с 50 до 900 Гц

где K_x - радиальная жёсткость, b_x - коэффициент вязкого сопротивления CAO. Характеристики K_x и b_x , определяемые таким образом зависят от амплитуды u_0 и частоты f колебаний, что связано с нелинейностью смазочного слоя. На Рис. 4 представлены результаты расчёта радиальных характеристик K_x и b_x для шпиндельного узла НШУС 110. При этом отмечено, что при радиальных колебаниях возникают пульсации осевой силы F_{Za} с частотой $2f$, причины этого таких перекрёстных связей описаны в приложении П.4. Зависимости осевых характеристик K_z и b_z имеют схожий вид, но в силу симметрии, осевые смещения не порождают пульсаций радиальных сил $F_{\chi a}, F_{\gamma a}$.

Результаты определения жёсткостей K_x, K_z по модели

снижает b_x, b_z в 2...8 раза. Но даже наибольшие их значения меньше в 2...3 раза результатов расчёта по модели «2D».

В приложении П.3 описаны расчёты по полной «2D» модели распределений давления $p(\varphi, \theta)$, реакций F, M_A , расхода Q , критериев подобия Маха и Кнудсена для характерных комбинаций ω, V_A, u_A .

В приложении П.4 сопоставлены расчёты по полной «2D» и сегментной моделям зависимостей опорных реакций F, M_A и от кинематических факторов, оценено влияние количества сегментов на точность решения, описаны примеры перекрёстных связей опорных реакций и некоторые возможности устранения перекрёстных связей.

В третьей главе описана модель пространственной динамики жёсткого шпинделя с шестью степенями свободы, позволяющая учесть нелинейности реакции опор и произвольную неуровновешенность. Массовые характеристики шпинделя описываются массой m , осевым моментом инерции I и экваториальным I_0 , а также двумя присоединёнными массами m_r и m_s , начальное положение которых задано радиус-векторами $\mathbf{r}_0$ и $\mathbf{s}_0$ из центра масс шпинделя C . Этих параметров достаточно для описания произвольных инерционных свойств жёсткого тела. Вектор фазового состояния шпинделя составлен из обобщённых перемещений, скоростей и углов поворота

$$\{q\}_{(12 \times 1)} = \left\{ \begin{Bmatrix} \{u_c\}^T \\ \{V_c\}^T \\ \{\varphi\}^T \\ \{\omega\}^T \end{Bmatrix} \right\}^T, \quad (3)$$

где $\{u_c\}, \{V_c\}$ - векторы-столбцы из проекций смещения и скорости центра масс u_c и $\dot{u}_c$; $\{\omega\}$ - вектор-столбец из проекций угловой скорости ω ; $\{\varphi\}$ - вектор-столбец трёх последовательных углов поворота. Уравнения динамики составлены на основании тензорной записи теорем об изменении количества движения и момента количества движения вокруг центра тяжести. Уравнение изменения количества движения

$$\mathbf{F}_A + \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_p + (m + m_r + m_s)\mathbf{g} = m\ddot{\mathbf{u}}_c + m_r(\ddot{\mathbf{u}}_c + \ddot{\mathbf{r}}) + m_s(\ddot{\mathbf{u}}_c + \ddot{\mathbf{s}}), \quad (4)$$

где $\ddot{\mathbf{u}}_c$, $(\ddot{\mathbf{u}}_c + \ddot{\mathbf{r}})$ и $(\ddot{\mathbf{u}}_c + \ddot{\mathbf{s}})$ - ускорения центра масс и присоединённых масс, а точками сверху обозначена производная по времени; $\mathbf{F}_A, \mathbf{F}_B$ - реакции САО; $\mathbf{F}_p$ - внешняя нагрузка. Уравнение изменения момента количества движения вокруг центра тяжести C

$$\mathbf{M}_C + \mathbf{M}_C^{gu} = \dot{\mathbf{K}}_C, \quad (5)$$

где $\mathbf{M}_C$ - суммарный момент опорных реакций и внешней нагрузки относительно точки C ; $\mathbf{M}_C^{gu}$ - момент тяжести и инерции присоединённых масс от движения центра тяжести u_c ; $\mathbf{K}_C$ - момент количества движения шпинделя с присоединёнными массами относительно точки C . Уравнения (4) и (5) представлены в матричном виде, удобно при численном решении задачи Коши

$$[A]\{\dot{q}\} = [B]\{q\} + \{Q\}, \quad (6)$$

где матрицы $[A]$, $[B]$ и вектор $\{Q\}$ составлены из блоков, зависящих от $\{q\}$ и опорных реакций, что делает динамическую систему нелинейной из-за «центробежных» сил от присоединённых масс, гироскопических моментов и реакций опор. Для модального анализа систему (6) можно линеаризовать, приняв скорость вращения постоянной, неуровновешенные массы нулевыми, и описав реакции CAO тензорами позиционных сил $\mathbf{K}$ и сил, зависящих от скорости $\mathbf{D}$

$$\mathbf{F}_A = -\mathbf{K} \cdot \mathbf{u}_A - \mathbf{D} \cdot \mathbf{V}_A, \quad \mathbf{F}_B = -\mathbf{K} \cdot \mathbf{u}_B - \mathbf{D} \cdot \mathbf{V}_B, \quad (7)$$

Тензоры $\mathbf{K}$ и $\mathbf{D}$ могут быть получены экспериментальным или расчётным путём. Моментными реакциями CAO во многих случаях можно пренебречь. $\mathbf{M}_A = \mathbf{M}_B = \mathbf{0}$. Тогда система уравнений (4) станет линейной и однородной

$$\{\dot{q}\} = [A_1] \{q\}. \quad (6)$$

Матрица коэффициентов $[A_1]$ формируется по столбцам последовательной подстановкой в (6) векторов состояния вида $\{q_1\} = \{1, 0, \dots, 0\}^T, \dots, \{q_{12}\} = \{0, \dots, 0, 1\}^T$.
 (12×1) (12×1)

Собственные формы, частоты f и коэффициенты демпфирования λ определяются по собственным векторам и значениям матрицы $[A_1]$.

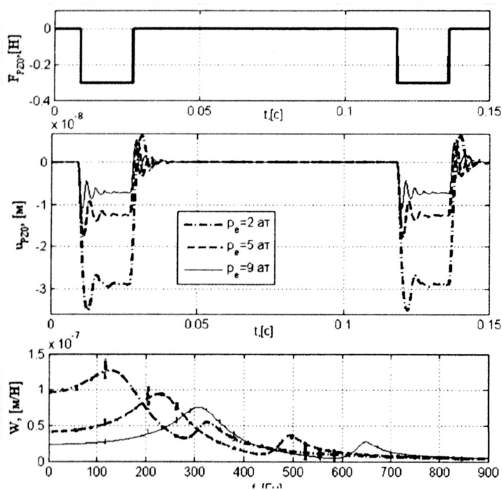


Рис. 5. Колебания реза от прерывистой осевой силы при алмазном фрезеровании

динамических силовых характеристик шпиндельных узлов, а так же выработке методик идентификации специфических параметров: проницаемости пористых вставок; минимального зазора h_0 CAO, определяющего допусаемые смещения; усреднённого зазора, влияющего на жёсткость и вязкость опор. Испытания

Описаны примеры динамических расчётов со шпиндельным узлом РТШ 020, использующие различные модели опор: переходные процессы от начальных смещений; оценка частот колебаний; отклики на медленную нагрузку; прохождение резонансов при разгоне неуровновешенного шпинделя; смещения реза при летучем фрезеровании от прерывистых сил резания. На Рис. 5 приведён пример откликов на прерывистую осевую силу резания при алмазном фрезеровании летучим резцом.

Четвертая глава посвящена экспериментальному определению статических и

проведены в два этапа на разных моделях шпиндельных узлов. Наиболее значимые итоги предварительного этапа испытаний узла НШУС 110:

- Оценён разброс проницаемости пористых графитовых вставок $k_p = (5,27 \dots 10,3) \cdot 10^{-15} \text{ м}^2$ [5]. Расчётным путём установлено, что при нём разбросу осевой жёсткости узла НШУС 110 не более 11 %.
- Проведены измерения статических осевых характеристик ёмкостными, индуктивными и механическими датчиками, на основании чего для измерений статических и динамических характеристик рекомендованы ёмкостные датчики D-510.021, с которыми оценён минимальный зазор $h_0^{<U>} = 11,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$.
- Полученные с заметными погрешностями осевые статические силовые характеристики совпадают с расчётными при зазоре $h_0 \approx 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}$.
- Предложена и опробована методика оценки усреднённого зазора по вязкому сопротивлению на выбеге. Экспериментально установлено наличие и значения вязкого и постоянного сопротивлений вращению, которые важны при подготовке технологических операций точения на выбеге и позволили оценить усреднённого зазора $h_0^{<M>} = 10,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ [14].

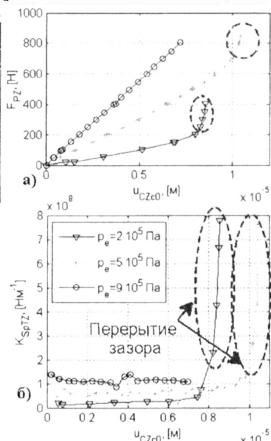
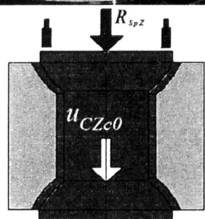


Рис. 6. Влияние избыточного давления p_e и осевого смещения на осевые статические характеристики: а - сила; б-касательная жёсткость

При измерении статических и динамических характеристик по показаниям двух датчиков определялись осевые смещения u_{CZc0} и угол поворота оси шпинделя φ_x при нагружении статической осевой силой и при ударах в различных точках и направлениях. Получены следующие результаты.

- Статические осевые характеристики $F_{pz}(u_{CZc0})$, касательные и секущие осевые жёсткости K_{spTZ} (Рис. 6).

Со шпиндельными узлами РТШ 020 (Рис. 6) проведены расширенные испытания, при подаче избыточного давления $p_e = 2, 5$ и 9 ат .

В экспериментальной установке использовались, цифровой манометр, электронный динамометр, динамометрический молоток, лазерный тахометр, цифровой секундомер, ёмкостные датчики перемещений, АЦП плата и ноутбук для обработки данных, конфокальный оптический микроскоп.

- Выявлена шероховатость опорных поверхностей после притирки $3,74 \cdot 10^{-7}$ м Ra , $4,81 \cdot 10^{-6}$ м Rz , превышающая технические требования в несколько раз [6].
- Получены близкие оценки минимального зазора по статической силовой характеристике $h_0^{<R>} = 9,47 \cdot 10^{-6}$ м и по осевому люфту без подачи воздуха $h_0^{<U>} = 9,39 \cdot 10^{-6}$ м и оценка усреднённого зазора по кривой выбега $h_0^{<M>} = 10,1 \cdot 10^{-6}$ м. Но усреднённый зазор должен быть больше минимального на величину $\delta \sim Rz$, поэтому оценку усреднённого зазора по кривой выбега $h_0^{<M>}$ нельзя считать верной.
- Получены отклики осевых $u_{Czco}(t)$ и угловых $\varphi_x(t)$ смещений на удары в различных точках и направлениях. Сопоставлены методы вибродиагностики для определения частот f_z , f_φ и демпфирования λ_z , λ_φ осевой и угловой форм колебаний с помощью БДПФ, построения огибающих [6] и метода Прони [1]. Наиболее полным и точным оказался метод Прони, но он требует близкого подбора характеристик колебательных процессов, поэтому его удобно совмещать с БДПФ (Рис. 7).

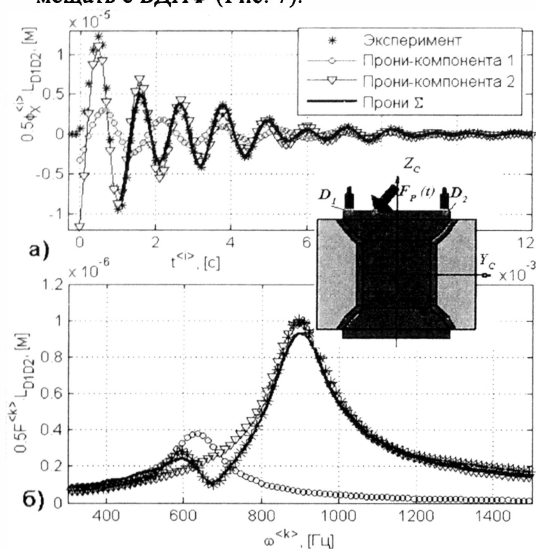


Рис. 7. Пример двухкомпонентной Прони-идентификация при косом ударе и давлении подачи 9 ат: а - временной отклик; б - в частотной

установить усреднённый зазор не удалось, поэтому выполнена его идентификация сравнением расчётных и экспериментальных кривых $F_{PZ}(u_{CZco})$ (Рис. 8). Для границ рабочего диапазона давления $p_e = 5 \dots 9$ ат совпадают при зазоре $h_{0eff} = 16 \cdot 10^{-6}$ м, который на $\delta \sim 6,5 \cdot 10^{-6} \text{ м} \approx Rz$ больше оценок минимального зазора, что связано с шероховатостью опор. С полученным эффективным зазором $h_{0eff} = 16 \cdot 10^{-6}$ м рассчитаны динамические характеристики шпиндельного узла.

– По частотам f_z , f_φ и демпфированиям λ_z , λ_φ получены оценки жёсткостей и вязких сопротивлений САО (радиальных и осевых) и шпинделя в целом (радиальных, осевых и угловых).

Пояснения, описание измерительных устройств, протоколы испытаний приведены в приложениях П.6, П.7.

Анализ экспериментальных данных позволил сделать рекомендации по технологии изготовления и приёмке узлов САО.

В пятой главе сопоставлены расчётные и экспериментальные характеристики узла РТШ 020. На основании только экспериментов уста-

Поскольку и расчётные $K^{(p)}$, и экспериментальные $K^{(s)}$ характеристики получены с допущениями, то их сопоставление выполнено по относительному различию ΔK (Таблица 1.)

$$\Delta K = 2(K^{(s)} - K^{(p)}) \left(K^{(s)} + K^{(p)} \right)^{-1} \cdot 100\%. \quad (7)$$

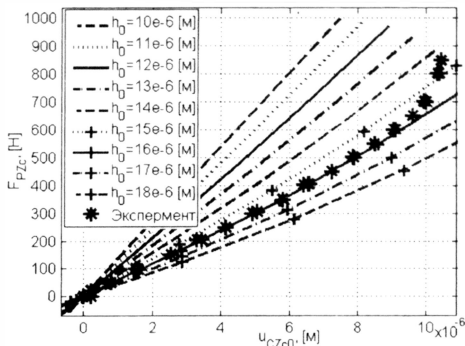


Рис. 8 Идентификация усреднённого зазора h_0 при давлении подачи $p_e=5$ ат

В Таблице 1 при давлениях подачи $p_e=2, 5$ и 9 ат при вертикальной оси шпинделя сопоставлены частоты f и демпфирования λ для осевой, радиальной и угловой форм колебаний без учёта силы тяжести. Введение силы тяжести в модель меняет зазоры и жёсткости верхней и нижней опор. Благодаря этому можно объяснить присутствие на экспериментальном спектре импульсного переходного процесса $\varphi_x(t)$ второго пика, близкого к радиальной форме (Рис. 7, 9).

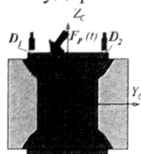
Таблица 1.

Относительные различия динамических характеристик шпинделя

Форма колебаний	Динамическая характеристика	Избыточное давление подачи p_e , ат		
		2	5	9
	f_z	Эксперимент, Гц	455	502
		Расчёт, Гц	332	409
		Отклонение ΔK , %	31,3	20,4
	λ_z	Эксперимент, c^{-1}	374	347
		Расчёт, c^{-1}	366	335
		Отклонение ΔK , %	2,16	3,52
	f_y	Эксперимент, Гц	502	577
		Расчёт, Гц	422	511
		Отклонение ΔK , %	17,3	12,1
	λ_y	Эксперимент, c^{-1}	296	269
		Расчёт, c^{-1}	360	343
		Отклонение ΔK , %	-19,5	-24,2
	f_ϕ	Эксперимент, Гц	668	768
		Расчёт, Гц	557	677
		Отклонение ΔK , %	18,2	12,6
	λ_ϕ	Эксперимент, c^{-1}	530	481
		Расчёт, c^{-1}	638	608
		Отклонение ΔK , %	-18,4	-23,3

Направление

удара



Отклик

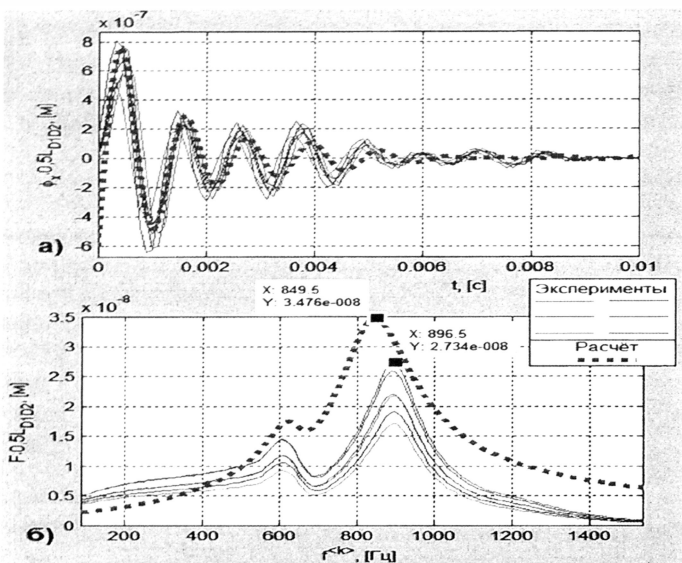
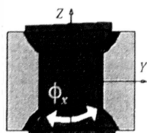


Рис. 9. Расчётные и экспериментальные угловые свободные колебания при $p_e=9$ ат и зазоре $h_0=16 \cdot 10^{-6}$ м, удар в точку P_1

Установлено сильное влияние величины эффективного зазора h_{0eff} на относительные различия расчётных и измеренных характеристик. При вариации $h_{0eff}=(1...2) \cdot 10^{-5}$ м относительное различие жёсткости достигает 100 %, а вязкости 130%. Отсутствует значение h_{0eff} , при котором бы одновременно достигался бы разброс всех статических и динамических характеристик шпинделя, что интерпретировано тем, что шероховатость опор, искажая зазор, по разному сказывается в разных режимах работы. 3. В рабочем диапазоне давления p_e различие почти всех расчётных и экспериментальных характеристик становится равной нулю для значений усреднённого зазора $h_0=(14...16) \cdot 10^{-6}$ м. Получено приемлемое для инженерных расчётов совпадение эксплуатационных характеристик, определённых экспериментально и при расчёте опор по «2D+t» модели, если идентифицировать зазор по статическим силовым характеристикам

Наиболее значимые выводы. Работа посвящена совместному моделированию состояния CAO и динамики шпинделя с ними. Разработанные модели на стадии проектирования позволяют определить эксплуатационные характеристики шпиндельного узла и провести его параметрическую оптимизацию с учётом жёсткости, частот и демпфирований свободных колебаний, расхода подаваемого воздуха.

Расчётная модель CAO может использоваться не только в комплексе с динамической моделью, но и отдельно для расчёта одной CAO, например, для использования CAO в механизмах с параллельной структурой, гироскопах, ис-

пытательных стендах со сферическим вращением для определения моментов инерции или стендах для испытаний систем ориентации спутников.

Сравнение результатов расчётов, полученных по различным моделям опор, выявило ряд особенностей, в том числе следующие:

- оценки вязкого сопротивления САО по упрощённым моделям, не учитывающих производной давления по времени в уравнении Рейнольдса (1), сильно завышены и приводят к сверхкритическому демпфированию;

- выявлены перекрёстные связи радиальных и осевых силовых характеристик опор, которые могут усложнить динамическое поведение шпинделя. Предложены пути устранения перекрёстных связей нескольких типов.

Проведена экспериментальная проверка моделей для шпиндельных узлов двух моделей, для чего предложены и опробованы методики измерения параметров, статических и динамических эксплуатационных характеристик. Экспериментальная проверка показала приемлемую для инженерной практики точность расчётов, а так же выявила технологический недостаток (существенную шероховатость опор), устранение которого позволит повысить жёсткость, частоты и демпфирования колебаний, сократить расход воздуха. Сделаны рекомендации по уменьшению шероховатости опор.

Выработанные методики измерения характеристик используются при приёмке прецизионных аэростатических узлов в ОАО «ВНИИНСТРУМЕНТ».

Полученные результаты по оценке разброса проницаемости графита и его влиянию на характеристики опор представляют ценность для разработчиков других аэростатических опор

Точность и полнота разработанных моделей позволяет их использовать в дальнейших исследованиях, направленных на учёт технологических усилий и вибрационных воздействий на станок, для прогнозирования геометрической точности деталей после обработки и оптимизации технологических процессов ультрапрецизионной обработки.

В заключении описаны задачи, остающиеся актуальными при разработке роторов с САО.

В приложении приведены поясняющие сведения, математические выкладки, вспомогательные эксперименты, протоколы испытаний и акты внедрения, известных конструкций с цилиндрическими и САО по величинам зазора.

Список публикаций по теме работы

1. Пошихонов Р.А., Лапшин В.В., Захаревич Е.М., Кирьянов В.П. Ударная диагностика аэростатического шпиндельного узла со сферическими опорами // Наука и образование. Электрон. журн. 2014. №7. С. 1-24. DOI:10.7463/0714.0717582. (1,4 п.л./0,5 п.л.)

2. Пошихонов Р.А. Расчет сферических аэростатических опор при заданном смещении и скорости шпинделя // Наука и образование. Электрон. журн. 2012. № 10. С. 35-62. DOI: 10.7463/1012.0467949. (1,5 п.л.)

3. Пошихонов Р.А. Примеры расчета сферической аэростатической опоры с учетом смещений и скорости шпинделя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана:

электрон. научно-техническое изд. М. 2012. С. 197-210. Режим доступа: vestnik.bmstu.ru/catalog/eng/teormech/272.html (посещено 23.05.2015). (0,8 п.л.)

4. Пошихонов Р.А., Гуськов А.М. Сегментная модель для расчета сферических аэростатических опор // Наука и образование. Электрон. журн. 2011. №12. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/353914.html> (посещено 18.04.2015). (1,85 п.л. / 1 п.л.)

5. Пошихонов Р.А., Гуськов А.М. Влияние неоднородности проницаемости ограничителей наддува на характеристики плоских аэростатических опор // Наука и образование. Электрон. журн. 2013. № 8. DOI: 10.7463/0813.0611443. (1,8 п.л. / 1 п.л.)

6. Пошихонов Р.А., Лапшин В.В, Скворцова М.А Экспериментальное исследование прецизионного шпиндельного узла со сферическими аэростатическими опорами и защитным алмазоподобным покрытием // НАНОТЕХНИКА №2 (38) 2014. С. 68-73. (0,3 п.л. / 0,15 п.л.)

7. Пошихонов Р.А. Анализ осевых вибраций шпинделя на аэростатических опорах, вызванных отклонениями формы опорных поверхностей // Тез. XXII МНК. МИКМУС-2009. М., 2010. С. 97. (0,06 п.л. / 0,03 п.л.)

8. Пошихонов Р.А. Сегментная модель для определения статических и динамических характеристик сферических аэростатических опор // Матер. XXIII МНК МИКМУС – 2011: М: Изд-во ИМАШ РАН, 2011. С. 130. (0,06 п.л. / 0,03 п.л.)

9. Пошихонов Р.А. Моделирование сферических аэростатических опор шпинделя прецизионного станка // Матер. 77-й Междуна. научно-техн. конф. ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров» / Под ред. С. Бахмутова. М.: МГТУ «МАМИ», 2012. кн. 7 С.136-146. (0,6 п.л.)

10. Пошихонов Р.А., Гуськов А.М. Анализ пространственных силовых характеристик шпинделя на сферических аэростатических опорах // "Будущее машиностроения России» сб. тр. М. МГТУ им. Баумана 2010. С. 15-16. (0,06п.л./0,03 п.л.)

11. Башков В.М., Пошихонов Р.А., Миронов Ю.М. Способ формирования пористых ограничителей наддува в газостатических подшипниках: пат. 2541465 Р.Ф. 2015. Бюл. № 4. 13 с. (0,8 п.л. / 0,5 п.л.)

12. Пошихонов Р.А., Гуськов А.М. Моделирование силовых характеристик шпинделя на сферических аэростатических опорах // Изб. тр. XXI. МНК. МИКМУС-2009: М., 2010. С. 103-110. (0,4 п.л. / 0,2 п.л.)

13. Пошихонов Р.А., Гуськов А.М. Прогнозирование статических пространственных силовых характеристик шпинделя на сферических аэростатических опорах// Матер. XXII. МНК МИКМУС-2010. С.74. (0,06 п.л./0,03 п.л.)

14. Пошихонов Р.А., Лапшин В.В. О возможности контроля величины радиального зазора сферических аэростатических подшипников по кривой выбега // Изб. труды XXVI МНК МИКМУС-2014. С. 260-264. (0,3 п.л. / 0,15 п.л.)