

Бедняшин Алексей Евгеньевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ВРАЩЕНИЯ
ШПИНДЕЛЕЙ ОПТИМАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИЕЙ ПОДШИПНИКОВ
КАЧЕНИЯ В ОПОРАХ

Специальность 05.03.01 - Технологии и оборудование механической и
физико-технической обработки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Москва - 2001

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

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Чернянский П.М.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Бушуев В.В.

кандидат технических наук,
ст. научн. сотрудник Слипухов А.И.

Ведущее предприятие: ОАО «Красный Пролетарий»

Защита состоится «26» декабря 2001 г. на заседании диссертационного совета Д 212.141.06 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваш отзыв на автореферат в 1 экз., заверенный печатью, просим выслать по указанному адресу.

комиться в библиотеке МГТУ им.

2001 2001 г.



1575843



Васильев А.С.

1.0 п.л. Тираж 100 экз.
афия МГТУ им. Н.Э. Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время одной из наиболее главных задач, стоящих перед современной технологией машиностроения, является повышение точности металлообработки до сотых и тысячных долей микрометра. Потребность промышленности в особо точных изделиях влечёт за собой необходимость расчёта, проектирования и производства металлорежущих станков, обеспечивающих подобную точность обработки, и, в то же время, способных реализовать современные возможности режущего инструмента, то есть осуществлять резание со скоростями до 50 м/с при лезвийной обработке чёрных металлов, 80 м/с при обработке цветных металлов и 120 м/с при абразивной обработке. Создание таких станков невозможно без повышения точности шпиндельного узла (ШУ), как элемента станка, в значительной мере определяющего его точность.

Наибольшее применение в станках получили шпиндельные узлы с опорами качения (примерно 95% всех станков), как наиболее экономичные, надёжные и простые в эксплуатации. У современных станков, и в особенности прецизионных станков с ЧПУ, станков скоростного и силового шлифования, радиальное и осевое биение шпинделя не должно превышать 1-2 мкм. Отклонение формы цилиндрической поверхности деталей обработанных на современных станках должно составлять- 0.8-1.5 мкм (токарные, расточные станки) и 0.2-0.6 мкм (шлифовальные, отделочные и координатно-расточные станки).

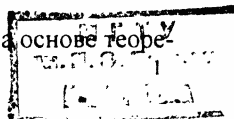
Для достижения таких высоких показателей необходимо знать основные факторы, влияющие на точность вращения шпинделя, а также возможность их устранения или ослабления их влияния. В настоящее время установлено, что точность вращения зависит в основном от точности изготовления рабочих поверхностей подшипников опор. Поэтому точность вращения шпинделя повышают, как правило, за счёт увеличения точности изготовления подшипников опор и сопряжённых с ними поверхностей шпинделя. Данное направление повышения точности имеет ограничение в виде уровня развития технологических процессов обработки, достигнутого на данный момент времени. Поэтому поиск других методов, направленных на повышение точности вращения шпинделя - важная научная и практическая задача.

Цель работы - исследование точности вращения шпинделей на опорах качения и разработка методов её повышения.

Автор защищает:

1. Результаты теоретических исследований точности вращения шпинделей на опорах качения.
2. Разработанные методики повышения точности вращения шпинделей.
3. Результаты экспериментальных исследований эффективности предлагаемых конструкторско-технологических мероприятий, направленных на повышение точности вращения шпинделей.

Методы исследования. Результаты работы получены на основе теоретических и экспериментальных исследований.



тических и экспериментальных исследований.

Теоретические исследования проводились с использованием классических методов теоретической механики, теории подшипниковых систем, а также численных методов решения систем линейных и нелинейных уравнений.

Проверка достоверности полученных результатов проводилась на основе экспериментов, выполненных на специально сконструированной экспериментальной установке, моделирующей заданные условия работы ШУ.

Научная новизна работы.

1. Исследованы причины возникновения колебаний в ШУ на идеальных опорах качения, которые определяют предельно достижимую точность вращения шпинделя.

2. Разработаны методики снижения радиального биения шпинделя и радиального биения оси вращения шпинделя, основанные не на повышении точности подшипников и сопряжённых поверхностей, а на взаимной компенсации возникающих в опорах качения колебаний.

3. Определена закономерность повышения точности вращения шпинделей при увеличении числа подшипников в передней опоре.

Практическая ценность работы заключается в разработке конструкторско-технологических рекомендаций по повышению точности вращения шпинделей на стадии проектирования и сборки.

Объём работы. Работа состоит из шести глав, изложенных на 215 страницах машинописного текста, содержит 67 рисунков и 7 таблиц, список литературы из 77 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приводятся основные понятия о точности вращения шпинделей, даётся анализ существующих исследований о влиянии опор качения на точность вращения шпинделей и методов расчёта точностных характеристик ШУ.

Согласно ГОСТ 8-82 точность металлорежущих станков определяется рядом показателей. Точность вращения шпинделя определяется двумя показателями: радиальным (осевым) биением базовой поверхности шпинделя Δ_{ω} и радиальным биением оси вращения шпинделя Δ_{ω} . Схемы измерения этих показателей даны в ГОСТ 22267-76.

Радиальное биение базовой поверхности шпинделя является суммарным показателем точности. В его состав входят: 1. биение, вызванное эксцентриситетом между осью базовой поверхности и осью вращения шпинделя Δ_1 ; 2. биение оси вращения шпинделя Δ_{ω} ; 3. биение, вызванное отклонением формы базовой поверхности. Согласно накопленному опыту экспериментальных исследований, большую часть - 80-90% - всей величины радиального биения базовой поверхности шпинделя составляет биение, вызванное эксцентриситетом. Поэтому в качестве первого показателя точности рассматривают

лишь радиальное биение шпинделя Δ , вызванное эксцентриситетом. Радиальное биение шпинделя определяет точность размера и отклонение от расположения обрабатываемых поверхностей. В качестве второго показателя точности вращения рассматривается биение $\Delta\omega$ оси вращения шпинделя, которое характеризует постоянство положения в пространстве оси вращения и определяет отклонение формы обрабатываемых изделий.

Биение шпинделя Δ вызывается геометрическими или силовыми факторами, заставляющими его совершать колебания на частоте вращения W . А радиальное биение $\Delta\omega$ оси вращения вызывают те факторы, которые заставляют шпиндель совершать колебания на всех остальных частотах.

Эксцентриситет дорожки качения внутреннего кольца подшипника опоры характеризует радиальное биение подшипника. Радиальное биение подшипников опоры, в свою очередь, формируют радиальное биение опоры, которое и определяет радиальное биение шпинделя

Конструкция подшипника является своеобразным «вибратором» и может служить источником колебаний на частоте прохождения тел качения по наружному кольцу zW_c (z - число тел качения; W_c - частота вращения сепаратора).

Отклонение формы дорожек качения и тел качения и разноразмерность тел качения подшипников опор вызывают колебания шпинделя в широком частотном диапазоне и являются основными источниками радиального биения оси вращения шпинделя (в дальнейшем будет рассматриваться лишь отклонение формы дорожек качения, как наиболее значимое по величине). В работе рассматриваются две группы частотных составляющих отклонения формы, различающихся по механизму возбуждения колебаний оси вращения шпинделя. К первой группе относятся низкочастотные, как наиболее значимые по величине, гармоники отклонения формы. Они вызывают переменную жёсткость опор по углу поворота и, как следствие, колебания оси вращения. Ко второй группе относятся гармоники, условно названные «резонансными», которые за счёт определённого сочетания своего периода с числом тел качения в подшипниках опоры вызывают чисто кинематические (даже при отсутствии нагрузки) колебания оси вращения.

Исследование точности ШУ на опорах качения проведено в работах Д.Н. Решетова, В.Б. Бальмонта, А.М. Фигатнера, В.А. Лизогуба, В.В. Бушуева, А.М. Дальского, Ю.М. Данильченко и других авторов. Анализ этих исследований показывает, что в современном станкостроении повышение точности вращения шпинделя достигается, как правило, двумя способами:

1. Повышение точности изготовления подшипников шпиндельных опор и сопряжённых с ними поверхностей.

2. Отстройка рабочих частот вращения шпинделя от зон резонанса при совпадении частоты возмущающего фактора с собственной частотой ШУ, так как при резонансе происходит резкое ухудшение точности вращения.

В результате анализа существующих исследований сформулированы следующие задачи настоящей работы:

1. Разработать математическую модель ШУ, которая будет учитывать основные факторы, влияющие на точность вращения шпинделя, и наиболее полно моделировать конструкцию и условия работы ШУ.
2. Исследовать формирование точности вращения шпинделей.
3. Разработать рекомендации по повышению точности вращения шпинделей, основанные на принципе взаимной компенсации колебаний от различных источников. Подобная методика повышения точности вращения подразумевает сохранение неизменной точности изготовления составляющих элементов конструкции ШУ.
4. Проверить экспериментально эффективность разработанных рекомендаций по повышению точности вращения шпинделей.

Во второй главе разрабатывается математическая модель ШУ на опорах качения. За основу расчёта была принята квазистатическая модель ШУ, то есть моделирующая медленное вращение шпинделя. Основным элементом расчётной математической модели является точечная упругоосевая пружина растяжения-сжатия. Каждая такая пружина моделирует упругое смещение в системе: дорожка качения наружного кольца подшипника - тело качения - дорожка качения внутреннего кольца. Она характеризуется единичным вектором направления оси пружины, проходящей через точки контакта тела качения с дорожками качения, а также нелинейной жёсткостью стыка. Общее число пружин, на которые опирается шпиндель, соответствует числу тел качения во всех подшипниках ШУ.

При вращении шпинделя возникающие силовые и кинематические вибровозмущения заставляют ось шпинделя смещаться из своего номинального положения и двигаться по какой-то сложной траектории. Смещение оси шпинделя от номинального положения характеризуется вектором обобщённой погрешности положения:

$$\vec{\delta} = (\delta_x; \delta_y; \delta_z; \alpha; \beta; \gamma)^T \quad [1]$$

где $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ - малые смещения оси шпинделя вдоль осей координат X, Y, Z соответственно; α, β, γ - углы поворота оси шпинделя относительно осей X, Y, Z соответственно.

Состояние вращающего шпинделя описывается системой из шести нелинейных уравнений равновесия. Решение этой системы уравнений позволяет найти вектор обобщённой погрешности положения шпинделя и построить траекторию движения его оси в радиальной плоскости. Исследуя эту траекторию, можно легко определить показатели точности вращения шпинделя.

Система уравнений, описывающая ШУ, имеет два источника нелинейности. Первый - это нелинейность упругой характеристики опоры. Второй - переменность числа тел качения в подшипниках опор, воспринимающих нагрузку в различные моменты времени. Поэтому система уравнений решается

численным методом.

Так как целью работы является исследование точности вращения шпинделя на опорах качения, то расчётная модель ШУ строилась на основе модели подшипниковых узлов качения, рассмотренных в работах В.Ф. Журавлёва, М.П. Ковалёва, М.З. Народецкого и др. Отклонение формы дорожек качения подшипников задавались в виде спектрального разложения в ряд Фурье, гармоники которого нормированы относительно частоты вращения шпинделя. Задание амплитудных спектров отклонения формы дорожек качения осуществлялось по гиперболическим зависимостям, полученных на основе экспериментальных исследований подшипников.

Для решения поставленных задач в расчётной схеме предусмотрена возможность принудительной взаимной ориентации колец и сепараторов подшипников в опорах. ψ_i - угол, определяющий ориентацию в радиальной плоскости i -ой упругоосевой пружины. α_{ij}, β_{ij} - угол определяющий ориентацию в радиальной плоскости шпинделя наружного и внутреннего колец подшипников опор соответственно (j - номер гармоники спектрального разложения отклонения формы дорожки качения).

В третьей главе исследуется влияние конструкции подшипников опор ШУ на величину радиального биения оси вращения и дается анализ предельно достижимой точности вращения шпинделя на опорах качения.

Даже идеальный по изготовлению подшипник, нагруженный радиальной силой P_y , является источником колебаний при вращении шпинделя. Величина этих колебаний, оцениваемая биением оси вращения, характеризует предельно достижимую точность вращения шпинделя, так как причиной возникновения колебаний является конструкция подшипников.

Анализ результатов расчётов, проведённых на основе разработанной математической модели ШУ, показывает, что колебания оси вращения возникают при раскрытии стыка в подшипниках опор. То есть, при определённом сочетании внешней радиальной силы P_y и величины натяга в опоре g часть тел качения на каком-то участке своего пути выходят из силового контакта с дорожками качения и угол зоны контакта ξ в подшипнике становится меньше 360° . Колебания оси вращения шпинделя в радиальной плоскости происходят с частотой кратной частоте прохождения тел качения по наружному кольцу zW_c . Амплитуда колебаний в зависимости от условий работы может достигать от тысячных до десятых долей микрометра, что определяет достаточно высокую предельную точности вращения шпинделя. Частота и амплитуда колебаний оси вращения говорят о том, что этот колебательный процесс при обработке деталей на металлорежущем станке будет влиять на волнистость и шероховатость получаемых поверхностей.

Расчёты показывают, что величина биения оси вращения периодически изменяется с ростом радиальной нагрузки P_y , действующей на ШУ. Величина этого изменения будет зависеть также от величины натяга в подшипниках

опор. На рис. 1 показана зависимость биения оси вращения Δv шпинделя от внешней силы P_y при различных значениях натяга g в опоре. Для каждого графика значение силы в одной и той же точке оси P_y своё. Согласно полученным расчётам можно сделать вывод о том, что существуют такие условия работы ШУ (сочетание силы P_y и натяга g), при которых возможна минимизация биения оси вращения.

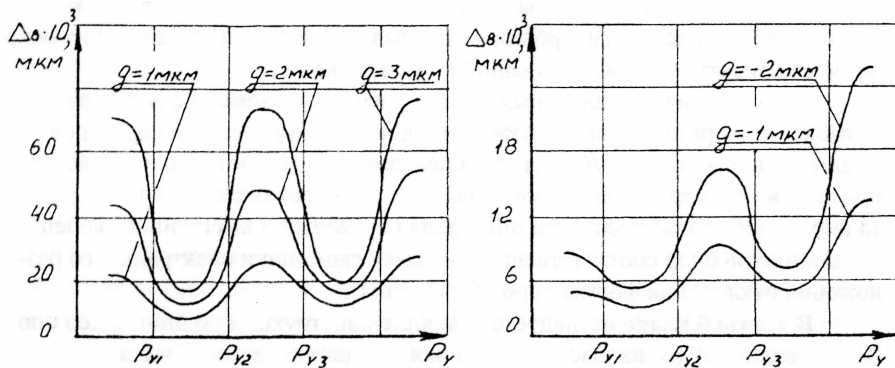


Рис. 1 Зависимость биения оси вращения Δv шпинделя от радиальной нагрузки P_y при различной величине зазора/натяга g в опорах.

При исследовании колебаний оси вращения шпинделя на идеальных опорах качения были установлены следующие причины их возникновения.

Первая причина состоит в не компенсируемом перераспределении контактной жёсткости тел качения при их движении по зоне контакта подшипника опоры из-за конечного числа тел качения. Вследствие воздействия на ШУ радиальной нагрузки P_y натяг на разных участках зоны контакта подшипника различен. Поэтому при перемещении тел качения по зоне контакта их контактная жёсткость, а, следовательно, и жёсткость опоры изменяется. При бесконечно большом числе тел качения происходила бы взаимная компенсация изменения жёсткости в стыках тел качения с дорожками качения и колебания оси вращения не возникали бы.

Так как число тел качения в подшипниках опор конечно, то подобной полной взаимной компенсации изменения жёсткости опоры не происходит. Жёсткость опоры периодически изменяется при вращении шпинделя, порождая колебания оси вращения в направлении линии действия силы P_y , см. рис. 2. Исследования показывают, что чем меньше число тел качения z в подшипниках опор, тем больше амплитуда колебания жёсткости опоры, следовательно тем больше величина биения оси вращения Δv .

Вторая причина. Иногда возникают такие условия работы, когда в подшипниках опор ШУ, установленных с натягом, стык раскрывается и на ка-

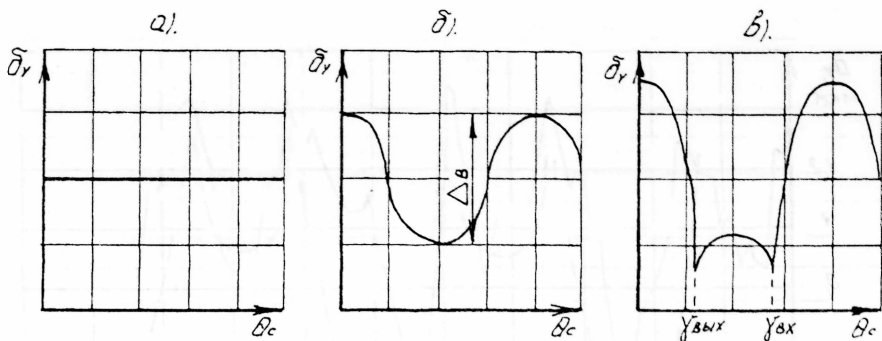


Рис. 2 Зависимость смещения оси вращения δ_y шпинделя в направлении действия радиальной нагрузки P_y от угла поворота сепаратора θ_c : а). z - чётное, $g=0$; б). z - нечётное, $g=0$; в). $g=-1$ мкм, $P_y=1500$ Н.

ком-то участке тела качения выходят из силового контакта с дорожками качения. В этом случае на колебания оси вращения, вызванные не полной компенсацией перераспределения контактной жёсткости тел качения при вращении шпинделя, рис. 2.б, накладываются дополнительные колебания, см. рис. 2.в. Эти дополнительные колебания вызваны следующим обстоятельством. В условиях раскрытия стыка в подшипнике создаётся ситуация, когда вход/выход тел качения в зону контакта (в силовой контакт с дорожками качения) осуществляется не по касательной к дорожкам качения, как при нулевом зазоре $g=0$, а под каким-то углом. В результате происходит, как бы, ударный эффект и жёсткость подшипника опоры резко изменяется. На графике колебаний оси вращения, рис. 2.в, это отражается в виде появления излома функции в момент входа/выхода тел качения в зону контакта.

Для экспериментального подтверждения возникновения колебаний оси вращения шпинделя на идеальных опорах качения была разработана экспериментальная модель ШУ. Чтобы максимально исключить влияние погрешности изготовления рабочих поверхностей подшипников на исследуемый колебательный процесс подшипники устанавливались с зазором. При этом амплитуда исследуемых колебаний оси вращения становилась на порядок больше, чем амплитуда колебаний, вызванных отклонением формы дорожек качения. На рис. 3 показана теоретическая 1 и экспериментальная 2 зависимости смещения оси вращения δ_y в радиальном направлении от угла поворота шпинделя θ . Здесь прослеживается достаточно хорошее совпадение формы колебательного процесса, что позволяет сделать заключение о правильности полученных выводов.

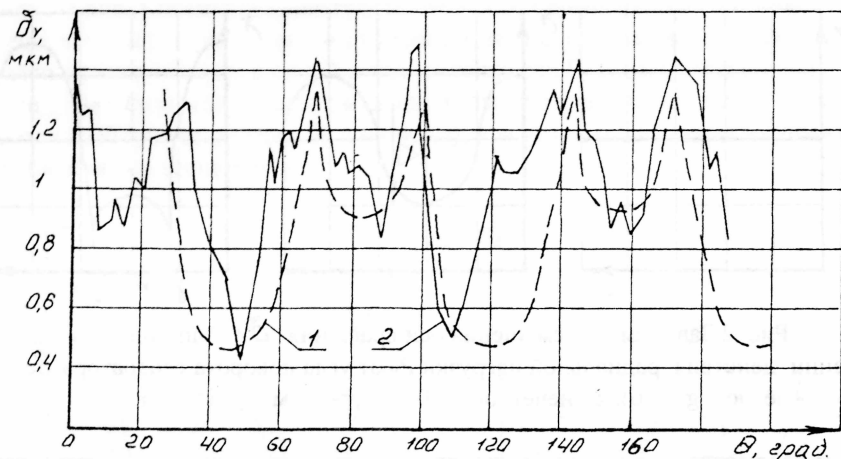


Рис. 3 Расчётный 1 и экспериментальный 2 графики колебаний оси вращения шпинделя в радиальном направлении.

В четвёртой главе исследуется радиальное биение шпинделя.

В основном биение шпинделя формируется за счёт эксцентриситета дорожек качения внутренних колец подшипников опор. Существует стандартный метод уменьшения биения шпинделя, при котором рекомендуется ориентировать эксцентриситеты (или максимальное биение) внутренних колец подшипников по одну сторону от оси шпинделя.

При подобной схеме ориентации эксцентриситетов подшипников опор достигается близкое к параллельному положение оси шпинделя относительно его оси вращения и биение шпинделя Δ становится минимальным и примерно равно биению его опор. В данной работе предлагается за счёт оптимальной ориентации эксцентриситетов подшипников в каждой опоре стремиться достичь не параллельного положения оси шпинделя его оси вращения, а уменьшения самой величины радиального биения каждой опоры. Для этого предлагается эксцентриситеты внутренних колец подшипников одной опоры располагать не в одной полуплоскости, а в разных направлениях. Тем самым будет уменьшаться и радиальное биение шпинделя.

В табл. 1 приведены исследуемые варианты ориентации эксцентриситетов внутренних колец подшипников опор в ШУ при различном числе подшипников в передней опоре - от 2 до 4. Результаты расчётного и экспериментального исследования зависимости величины радиального биения шпинделя от схемы ориентации эксцентриситетов подшипников в опорах представлена в виде гистограммы на рис. 4.

№	схема ШУ	№	Схема ШУ
1		9	
2		10	
3		11	
4		12	
5		13	
6		14	
7		15	
8		16	

Табл. 1 Исследуемые схемы ориентации эксцентриситетов внутренних колец подшипников в ШУ.

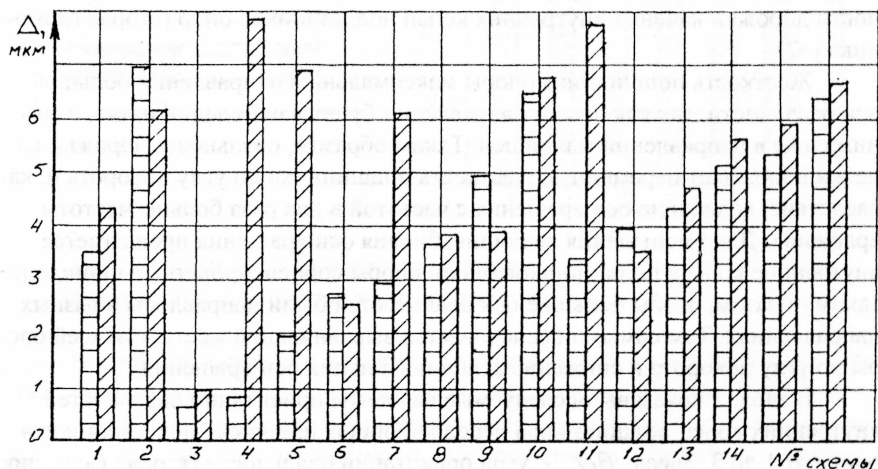


Рис. 4 Расчётное (▨) и экспериментальное (▩) радиальное биение шпинделя Δ в зависимости от схемы ориентации эксцентриситетов подшипников.

Экспериментальные данные на 75% подтверждают выполненные расчёты, что говорит об удовлетворительном совпадении результатов. Стандартной ориентации эксцентриситетов соответствуют 2, 6 и 14 номера схем табл. 1. Из гистограммы рис. 4 видно, что за счёт оптимальной ориентации эксцентриситетов можно достичь значительного уменьшения биения шпинделя по сравнению со стандартной схемой. Например, при 4-х подшипниках в опоре радиальное биение шпинделя для схем № 11, 12, 13 меньше чем при стандартной ориентации по схеме №14 на 16-52%.

Пятая глава посвящена исследованию влияния опор качения и конструкции ШУ на радиальное биение оси вращения шпинделя.

При вращении шпинделя отклонение формы дорожек качения колец подшипников является основным источником колебаний оси вращения. Анализ амплитудно-частотного спектра отклонения формы дорожек качения шпиндельных опор позволил установить характер влияния гармоник спектра на точность вращения шпинделя. Проведённые исследования показывают, что существуют два различных механизма образования колебаний оси вращения шпинделя на опорах качения: силовой и кинематический.

Первый механизм образования колебаний оси вращения основан на том, что отклонение формы дорожек качения определяет переменную жёсткость опоры качения по углу поворота. Исследования показывают, что основную величину биения оси вращения составляют колебания, вызванные низкочастотными гармониками спектра отклонения формы. Поэтому исследование по повышению точности вращения шпинделя проводилось на примере овальности дорожки качения внутренних колец подшипников опор (вторая гармоника $j=2$).

Жёсткость подшипника опоры максимальна в направлении большой оси овальности, так как в этом направлении будет наибольший натяг, и минимальна в направлении малой оси. Таким образом, овальность дорожки качения порождает переменную жёсткость подшипника по углу поворота и, как следствие, колебание оси вращения с частотой в два раза больше частоты вращения. Для уменьшения величины биения оси вращения предлагается внутренние кольца подшипников одной опоры сориентировать на шпинделе таким образом, чтобы большие оси овальностей были направлены в разных направлениях. Тем самым обеспечивается выравнивание жёсткости всей опоры по углу поворота и снижение величины биения оси вращения.

В табл. 2 показаны исследуемые варианты ориентации овальностей внутренних колец подшипников передней опоры при числе подшипников в опоре от 1 до 3. Здесь β_{ij} - угол ориентации овальности (вторая гармоника - $j=2$) i -го подшипника опоры. Из результатов расчёта, изображённых на рис. 5 в виде гистограммы, видно, что при оптимальной ориентации внутренних колец можно повысить точность вращения шпинделя почти в два раза.

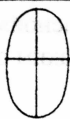
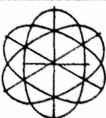
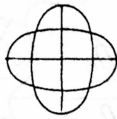
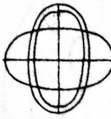
№	схема ориентации	№	схема ориентации
	один подшипник в опоре		три подшипника в опоре
1	 $\beta_{12} = 0^\circ$	4	 $\beta_{12} = 0^\circ; \beta_{22} = 0^\circ; \beta_{32} = 0^\circ$
	два подшипника в опоре		
3	 $\beta_{12} = 0^\circ$ $\beta_{22} = 0^\circ$	5	 $\beta_{12} = 0^\circ; \beta_{22} = 60^\circ; \beta_{32} = 120^\circ$
4	 $\beta_{12} = 0^\circ$ $\beta_{22} = 180^\circ$	6	 $\beta_{12} = 0^\circ; \beta_{22} = 180^\circ; \beta_{32} = 0^\circ$

Табл. 2 Схемы ориентации овальностей внутренних колец подшипников в передней опоре ШУ.

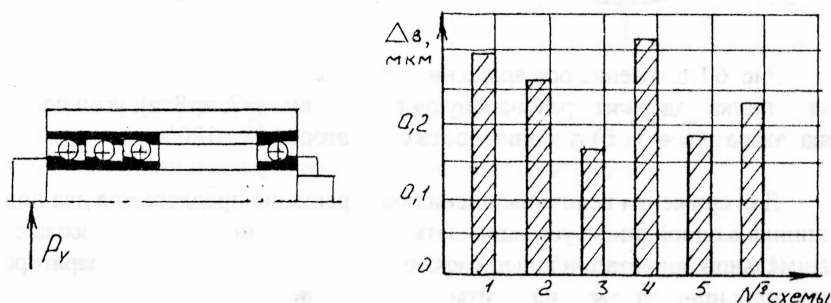


Рис. 5 Зависимость биения оси вращения Δs от схемы ориентации овальностей внутренних колец подшипников.

Второй механизм образования колебаний связан с действием гармоник отклонения формы, условно названными «резонансными». Эти гармоники вызывают колебания оси вращения шпинделя в радиальном направлении не только за счёт переменной жёсткости, а в основном за счёт возникновения своеобразного соответствия: число волн «резонансной» гармоники j отличается от кратного числа тел качения в подшипнике z на единицу: $j = k z \pm 1$, $k = 1, 2, \dots$. За счёт этого тела качения, расположенные в верхней части подшипника будут совпадать с выступами «резонансной» гармоники, а тела качения в

чения в нижней части подшипника - со впадинами, см. рис. 6.а. При этом ось вращения O_B сместится в крайнее нижнее положение относительно оси наружного кольца O . При повороте сепаратора на угол $180^\circ/z$, см. рис. 6.б тела качения в верхней части подшипника будут совпадать со впадинами, а тела качения в нижней части подшипника - с выступами «резонансной» гармоники: ось вращения сместится в крайнее верхнее положение. Таким образом при вращении шпинделя возникают колебания оси вращения.

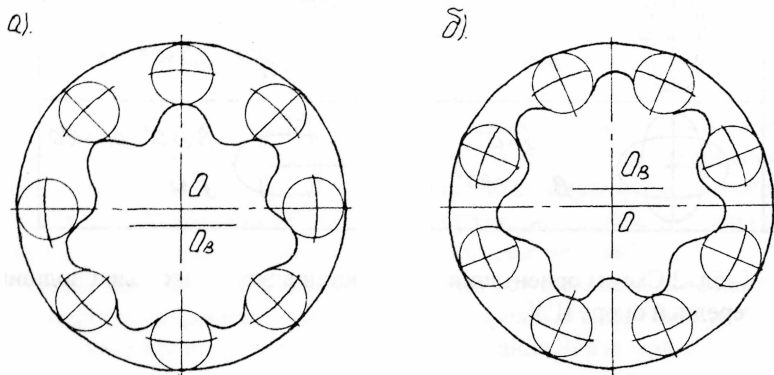


Рис. 6 Положение оси вращения шпинделя, если внутреннее кольцо его подшипника содержит «резонансную» гармонику - $j=7$, $z=8$: а). угол поворота сепаратора $\theta_c = 0^\circ$; б). угол поворота сепаратора $\theta_c = 180^\circ/z$.

Для снижения величины биения оси вращения предлагается два подшипника в одной опоре устанавливать в разных крайних положениях за счёт оптимальной ориентации колец с «резонансной» гармоникой и сепараторов: один подшипник должен находиться в положении, показанном на рис. 6.а, и смещать ось вращения вниз, а другой - в положении, показанном на рис. 6.б, и смещать ось вращения вверх. В этом случае оба подшипника будут генерировать колебания оси вращения в противофазе друг другу. В итоге биение оси вращения будет минимально. При проведении исследований оптимальный вариант ориентации для наглядности сравнивался с не оптимальным, при котором оба подшипника опоры находятся в одинаковом положении, например в положении, показанном на рис. 6.а, и генерируют колебания оси вращения синфазно.

Расчёты показывают, см. рис.7.б, что при оптимальной ориентации сепараторов и наружных колец подшипников опоры с «резонансной» гармоникой величину биения оси вращения шпинделя удаётся понизить на порядок.

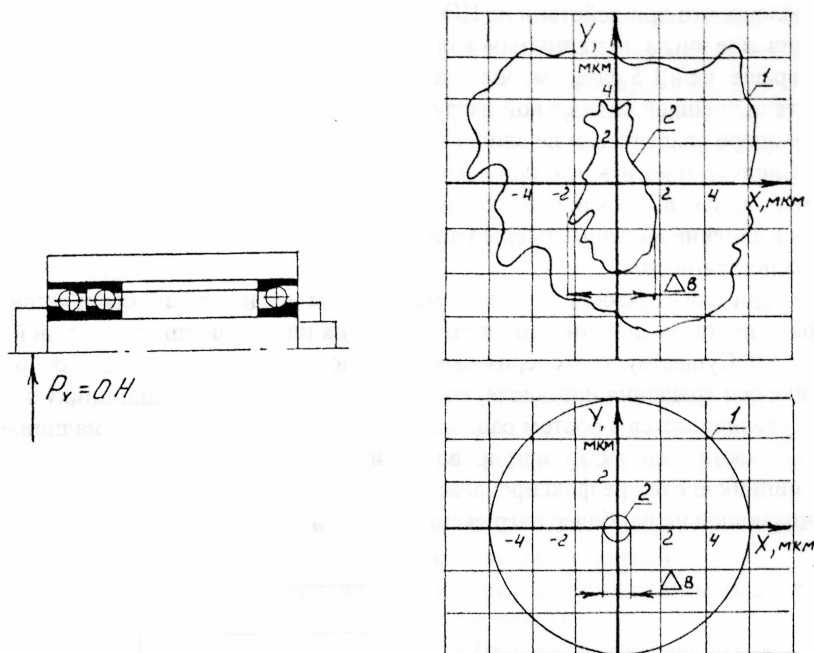


Рис. 7 Экспериментальная (а) и расчётная (б) траектории оси вращения шпинделя в радиальной плоскости: 1. не оптимальный вариант ориентации внутренних колец и сепараторов; 2. оптимальный вариант.

Экспериментальная проверка предложенной методики повышения точности вращения проводилась на специально разработанной модели ШУ. Для создания преобладающего эффекта «резонансной» гармоника над остальными гармониками отклонения формы дорожек качения реальных подшипников опор требуемая гармоника моделировалась посредством контролируемой деформации наружных колец подшипников.

Так же как и расчёт, эксперимент проводился для двух вариантов взаимной ориентации подшипников опоры. Оптимальный вариант ориентации - кривая 2, см. рис. 7.а. Не оптимальный вариант - кривая 1. Экспериментально установлено, что при оптимальном варианте взаимной ориентации биение оси вращения удаётся уменьшить в 2-5 раз.

В шестой главе исследовано влияние числа подшипников в передней опоре ШУ на величину радиального биения оси вращения. При расчёте число подшипников в опоре увеличивалось от одного до четырёх. В качестве источ-

ника биения оси вращения учитывались со второй по шестнадцатую гармоники отклонения формы дорожек качения внутренних колец подшипников. Установлено, что при действии на ШУ внешней радиальной силы $P_y = 200 \text{ Н}$ увеличение числа подшипников в опоре от 1 до 4 позволяет снизить биение оси вращения в 1,5 раза, см. рис. 8.а. В то же время обнаружено, что при отсутствии внешней радиальной нагрузки $P_y = 0$ увеличение числа подшипников в опоре практически не влияет на точность вращения шпинделя, см. рис. 8.б. Следует отметить, что при расчёте все подшипники опоры брались абсолютно одинаковыми как по изготовлению, так и по монтажу. То есть исключалось влияние на точность вращения различий в ориентации колец и сепараторов подшипников.

При теоретическом и экспериментальном исследовании были установлены причины увеличения точности вращения шпинделя при радиальной силе $P_y \neq 0$. Существуют экспериментальные исследования, согласно которым биение оси вращения шпинделя, содержащего по одному подшипнику в опорах, увеличивается с ростом радиальной нагрузки, действующей на шпиндель. В настоящей работе при проведении эксперимента с увеличением числа подшипников в опоре фиксировалась величина радиальной силы реакции, возникающей на наиболее нагруженном подшипнике опоры. Из полученных

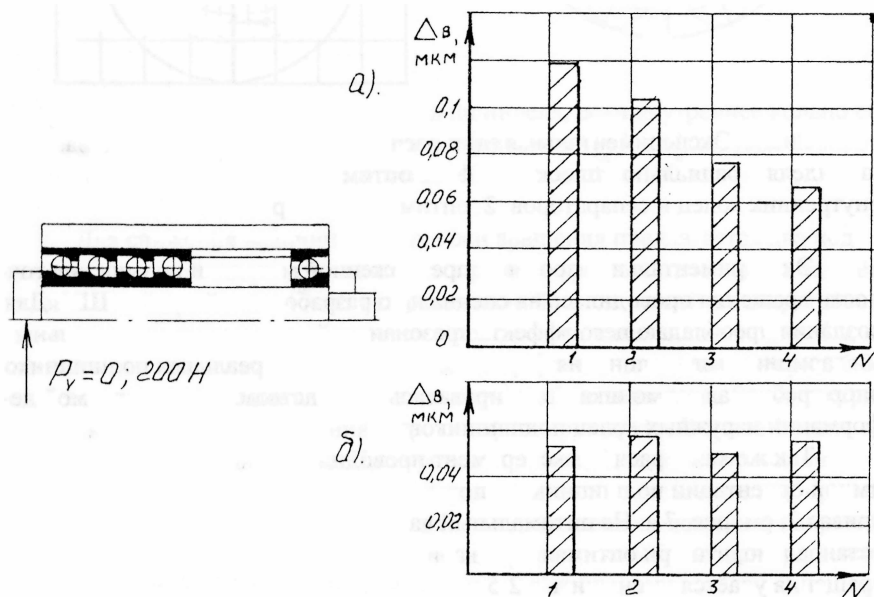


Рис. 8 Зависимость биения оси вращения $\Delta\delta$ от числа подшипников в передней опоре ШУ N: а). $P_y = 200 \text{ Н}$; б). $P_y = 0 \text{ Н}$.

данных следует, что установка в опору дополнительного подшипника обеспечивала снижение силы реакции на все остальные подшипники опоры. Так при четырёх подшипниках в опоре сила реакции на наиболее нагруженный подшипник снизилась почти в два раза по сравнению с конструкцией ШУ с одним подшипником в опоре. Это позволяет сделать заключение о том, что повышение точности вращения шпинделя при увеличении числа подшипников в опоре происходит только за счёт силовой разгрузки самих подшипников.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Установлено, что силовой механизм возникновения колебаний оси вращения шпинделя определяется, в основном, воздействием низкочастотных гармоник спектрального разложения отклонения формы дорожек качения подшипников опор (первые 10-15 гармоник).

2. Доказано, что ориентацией колец подшипников по низкочастотным гармоникам отклонения формы дорожек качения возможно выравнивание жёсткости по углу поворота и снижение величины биения оси вращения шпинделя до двух раз.

3. Определено, что кинематический механизм возникновения колебаний оси вращения шпинделя определяется, так называемыми «резонансными» гармониками спектра, номера j которых кратны числу тел качения z в подшипниках опор плюс/минус единица.

4. Исследования показали, что при оптимальной ориентации сепараторов и колец подшипников, содержащих «резонансную» гармонику, достигается взаимная компенсация колебаний, генерируемых подшипниками шпиндельных опор, при которой точность вращения шпинделя повышается в 5-10 раз.

5. Предложен способ снижения величины радиального биения шпинделя при двух и более подшипниках в опоре на 30-60%.

6. Определена закономерность повышения точности вращения шпинделя при увеличении числа подшипников в передней опоре ШУ. Проведённые исследования показывают, что при увеличении числа подшипников в передней опоре от 1 до 4 возможно снизить биение оси вращения до двух раз.

7. Установлено, что при вращении нагруженного шпинделя на идеально точных опорах качения возникают колебания оси вращения, функционально определённые частотой прохождения тел качения по наружному кольцу. Амплитуда колебаний находится в диапазоне от тысячных до десятых долей микрометра.

8. Колебания оси вращения шпинделя по п.7 определяются конечностью числа тел качения в подшипниках и условиями входа/выхода тел качения в силовой контакт с дорожками качения.

9. Определены условия по п.7 достижения предельной, минимально

нечностью числа тел качения в подшипниках и условиями входа/выхода тел качения в силовой контакт с дорожками качения.

9. Определены условия по п.7 достижения предельной, минимально возможной величины биения оси вращения шпинделя за счёт оптимального сочетания нагрузки и величины зазора/натяга в опорах.

Основные результаты работы отражены в следующих публикациях:

1. Бедняшин А.Е. Способы повышения точности вращения шпинделей на опорах качения // СТИН. - 2001. - №4. - С. 14-16.
2. Бедняшин А.Е. Методика выбора числа подшипников в опорах высокоскоростных шпиндельных узлов // Технология металлов. - 2001. - №4. - С. 15-17.
3. Бедняшин А.Е. Исследование и уменьшение погрешности вращения шпиндельного узла, вызванной опорами качения // Труды кафедры МТ-1. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. - С. 36-37.