

УДК 621.822.174; 681.7.054.43

В. Е. Брешев, д-р техн. наук, проф., **Ю. С. Долженко**
(ФГБОУ ВО «Луганский государственный университет имени Владимира Даля», Луганск, ЛНР, Россия)

Тел./Факс: +79591596616, E-mail: veb_lug@mail.ru

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ШПИНДЕЛЯ НА ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Представлена разработанная методика и результаты вычислительных компьютерных экспериментов по исследованию динамической устойчивости высокоскоростного шпинделя станка шлифования. Вычислительными компьютерными экспериментами исследована устойчивость ротора шпинделя при действии динамических нагрузок через численное определение амплитуд поперечных колебаний во всём диапазоне частот вращения, включая резонансные области. Определены параметры и режимы функционирования шпинделя, при которых сохраняется его динамическая устойчивость и работоспособность.

Ключевые слова: газостатические подшипники, динамическая устойчивость, шпиндель, критические частоты вращения.

V. E. Breshev, Y. S. Dolzhenko

COMPUTATIONAL EXPERIMENTS TO STUDY DYNAMIC STABILITY OF HIGH-SPEED SPINDLE ON GAS-STATIC BEARINGS

The developed methodology and results of computational experiments to study the dynamic stability of a high-speed spindle of a grinding machine are presented. Computational computer experiments have been used to study the stability of the spindle rotor under the action of dynamic loads through the numerical determination of the amplitudes of transverse vibrations over the entire range of rotational speeds, including resonant regions. The parameters and operating modes of the spindle are determined, under which its dynamic stability and performance are maintained.

Keywords: gas-static bearings, dynamic stability, spindle, critical rotational speeds.

1. Введение

Для обеспечения надёжной работы шпинделей на газостатических подшипниках, выполняющих прецизионную механическую обработку на высокоскоростных режимах, является принципиально важным исследование их динамической устойчивости. Полученные результаты динамического анализа позволяют при разработке шпинделей определить конструктивные, технологические, эксплуатационные требования и условия их динамической устойчивости при функционировании.

Применение газостатических подшипников в шпинделях станков шлифования позволяет сделать технологическое оборудование для механической обработки высокоскоростным, наиболее ресурсо- и энергосберегающим. В отличие от подшипников качения, в газостатических подшипниках газовая смазка полностью исключает твердотельный контакт между опорными поверхностями при вращении. Движение без контакта и трения между опорными поверхностями подшипников с газовой смазкой исключает их износ, приводит к уменьшению тепловыделения, снижению энергопотребления и увеличению срока службы шпинделя. Если прецизионные шпиндели на высокоскоростных шарикоподшипниках сохраняют параметры точности механической обработки в течение 10-12 тыс. часов работы, то наработка газостатических подшипников с сохранением нормативной точности обработки не ограничена в течение всего периода эксплуатации шпинделя и станка. Кроме того, газостатические опорные системы не

нуждаются в принудительном охлаждении и дополнительном времени холостого вращения для выхода на рабочий температурный режим [1, 2, 3].

Перечисленные преимущества, наряду с возможностями достижения высоких уровней жёсткости, создают необходимые условия для эффективного применения газостатических подшипников при высокоскоростной обработке (ВСО) металлов и монокристаллов. Она обеспечивает значительный рост производительности и качества обработки, но ведётся на частотах вращения от 10000 об/мин до 150000 об/мин с точной установкой скоростных режимов [4]. Использование же шарикоподшипниковых опор на частотах вращения свыше 60000 об/мин является энергозатратным и технически проблематичным, так как они на высоких частотах имеют в 10...15 раз большие потери на трение и требуют интенсивного принудительного охлаждения масляным туманом, на которое уходит до 25 % энергопотребления шпинделей.

2. Актуальность исследований и постановка задачи

При всех перечисленных преимуществах газостатических подшипников, их «слабым местом» является динамическая устойчивость. Возникновение колебаний при малой величине зазора с газовой смазкой может привести к касанию опорных поверхностей и нарушению работоспособности подшипников и шпинделя. Причинами таких колебаний могут быть внешние технологические силы, неуравновешенность ротора, овальность (неровность) цилиндрических поверхностей подшипников, приводящая к пульсациям давления при вращении и др.

Особую опасность несут в себе поперечные колебания на резонансных частотах вращения, которые, как известно, вызваны совпадением собственных частот колебаний с частотами внешних возмущающих сил и сопровождаются резким ростом амплитуд колебаний ротора (вала) шпинделя [5].

Если против угловых колебаний ротора шпинделя «работает» несущая способность подпятника и радиальных опор, то поперечные колебания воспринимаются только радиальными опорами, поэтому данный тип колебаний является наиболее опасным для динамической устойчивости шпинделя.

Очевидно, что на резонансных частотах вращения высокоскоростной шпиндель функционировать не может, но он должен проходить их при разгоне, так как рабочие частоты вращения при ВСО часто находятся в областях закритических скоростей вращения. Поэтому исследование динамической устойчивости шпинделя при разгоне, прохождении резонансных областей частот вращения и работе на высокоскоростных режимах является актуальным и необходимым.

Для оценки динамической устойчивости необходимо в процессе исследований определить амплитуды поперечных колебаний ротора на различных режимах вращения и при действии возмущающих сил, моделируя разгон ротора и прохождение резонансных областей. Затем, в каждом расчётном случае, нужно сопоставить рассчитанные амплитуды поперечных колебаний ротора со значениями допустимого относительного радиального смещения опорных поверхностей его газостатических подшипников.

Для динамической устойчивости ротора допустимый остаточный радиальный зазор с газовой (воздушной) смазкой в его газостатических подшипниках при колебаниях должен составлять 2...4 мкм. Следовательно, при любом режиме вращения, амплитуды поперечных колебаний ротора шпинделя должны быть меньше среднего зазора в его радиальных опорах (он равен 15 мкм) на величину допустимого остаточного зазора [6, 7].

Целями исследований являются:

- разработка методики исследования динамической устойчивости высокоскоростного шпинделя с ротором на газостатических подшипниках;
- определение критических частот вращения ротора;
- исследование вынужденных поперечных колебаний и динамической устойчивости ротора шпинделя на различных скоростных режимах и в условиях возникновения резонанса;
- определение условий динамической устойчивости ротора шпинделя.

3. Методика исследований

Для исследования динамической устойчивости вала шпинделя была разработана методика, которая состоит в последовательном решении следующих задач:

- выполнении предварительного расчёта статических характеристик газостатических подшипников – жёсткости и несущей способности – в соответствии с требованиями технического задания и разработанной конструкцией опорной системы шпинделя [7];
- разработке 3D-модели шпинделя на газостатических опорах;
- разработке динамической модели ротора (вала) шпинделя в САЕ программе с установкой виртуальных опор с рассчитанными для них жёсткостями;
- выполнении на основе динамической модели расчётов собственных частот колебаний ротора на газостатических опорах в программах САПР, что позволяет определить наиболее опасные резонансные области функционирования шпинделя, когда собственные частоты совпадают с частотами вынужденных колебаний (возникающих от действия внешних сил резания, сил дисбаланса вала и др.);
- моделировании введением тарированной неуравновешенности внешних динамических нагрузок в виде переменных сил, зависящих от частоты вращения и вызывающих поперечные колебания ротора при вращении на различных скоростных режимах;
- выполнении вычислительных компьютерных экспериментов по виртуальному разгону и вращению ротора при действии динамических нагрузок с определением величин амплитуд поперечных колебаний на установившихся и переходных режимах вращения, включая попадание в наиболее опасные – резонансные области [6, 7];
- определении условий, при которых сохраняется динамическая устойчивость ротора и работоспособность шпинделя.

Ввиду сложности физических процессов, происходящих при колебаниях вращающегося ротора на газостатических подшипниках, задачи определения собственных частот колебаний и расчёт интегральных характеристик опор решаются двумя независимыми методами и в различных программах САПР. Дублирующие расчёты, например, собственных частот колебаний, позволяют минимизировать влияние случайных и системных ошибок в результатах исследований.

4. Результаты исследований

Для разработанной конструкции шпинделя были предварительно рассчитаны двумя методами характеристики газостатических опор [7], которые определяющим образом влияют на статическую и динамическую устойчивость шпинделя. Рассчитанная жёсткость каждой из опор затем использовалась при создании динамической модели.

С целью выполнения компьютерных вычислительных экспериментов в среде САПР разработана 3D-модель шпинделя на газостатических подшипниках (рисунок. 1).



Рисунок 1. Трёхмерная модель шпинделя

3D-модель шпинделя включает в себя модель опорной газостатической системы, которая состоит из двойного (двухстороннего) подпятника и двух одинаковых по конструкции радиальных газостатических подшипников (рисунок. 2).

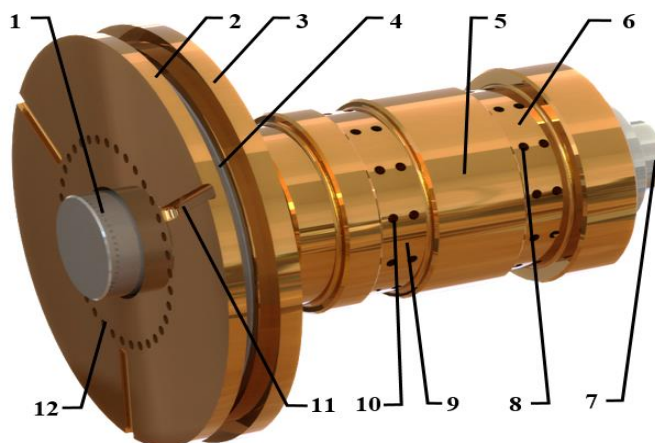


Рисунок 2. Газостатическая опорная система шпинделя

На рисунке 2 показаны: 1 – вал (ротор) шпинделя; 2 – левый подпятник с системой каналов и питателей; 3 – правый подпятник с системой каналов и питателей; 4 – пята вала; 5 – подшипниковый блок радиальных газостатических опор; 6 – правый радиальный подшипник; 7 – хвостовая часть вала, идущая к электродвигателю; 8 – ограничители расхода воздушной смазки (питатели) правого подшипника; 9 – левый радиальный подшипник; 10 – питатели левого радиального подшипника; 11 – каналы подвода воздушной смазки к питателям левого подпятника; 12 – питатели левого подпятника.

3D-модель ротора шпинделя была экспортирована в программу инженерного анализа, в которой построена конечно-элементная сетка и симитированы опоры расчётной жёсткости. Затем вычислительными экспериментами МКЭ в САЕ программе были определены собственные частоты колебаний ротора на расчётных опорах (рисунок. 3).

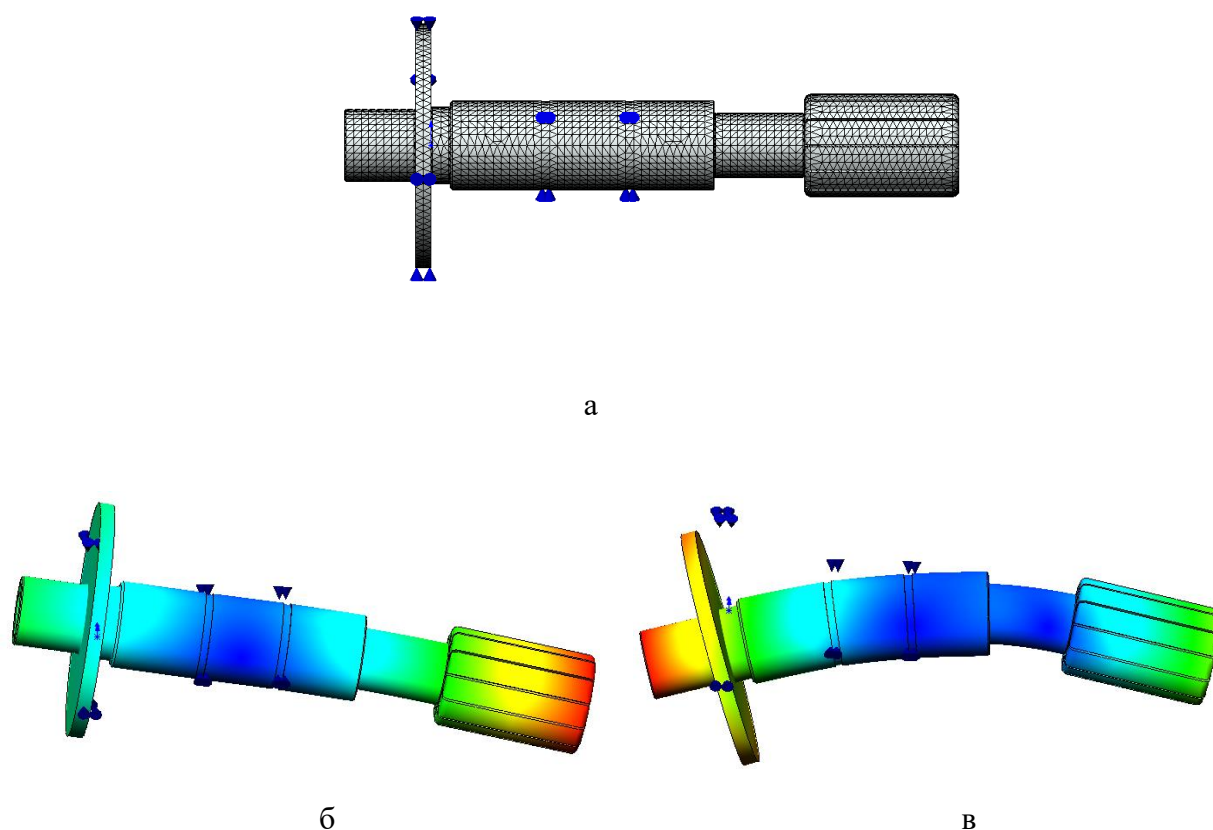


Рисунок 3. Расчётная сетка (а) и формы колебаний ротора 2 и 3 (б), 4 и 5 гармоник (в)

Получены значения 5 гармоник собственных частот колебаний: 0,0188 Гц, 99,259 Гц, 99,26 Гц, 435,3 Гц, 435,31 Гц. Наиболее часто внешняя возмущающая сила кратна частоте вращения ротора, поэтому полученные значения показывают, что явление резонанса на первой частоте маловероятно (кратны частоте вращения 1,18 об/мин). На 2 и 3 гармониках резонанс может возникнуть при частоте вращения 5955,6 об/мин или кратно ей. На 4 и 5 гармониках резонанс может возникнуть при частоте вращения 26118 об/мин или кратно ей. Наибольшую опасность представляют 2 и 3 гармоники, так как их резонансная частота входит в диапазон рабочих частот вращения ротора шпинделя (до 25000 об/мин) и он будет её проходить при выходе на высокоскоростные режимы функционирования.

Результаты расчётов собственных частот колебаний и определение критических скоростей вращения наглядно демонстрируются с помощью диаграммы Кэмпбелла (частотной диаграммы), рассчитанной в другой САЕ программе на основе 3D-модели ротора шпинделя. Диаграмма Кэмпбелла показывает критические скорости вращения ротора в точках пересечения, которые с высокой точностью совпали с 2, 3 и 4, 5 гармониками, определёнными методом конечных элементов (см. рисунок. 3 б, в). Частотная диаграмма ротора шпинделя на газостатических подшипниках при внешней возмущающей силе, частота которой совпадает с частотой вращения, показана на рисунке 4.

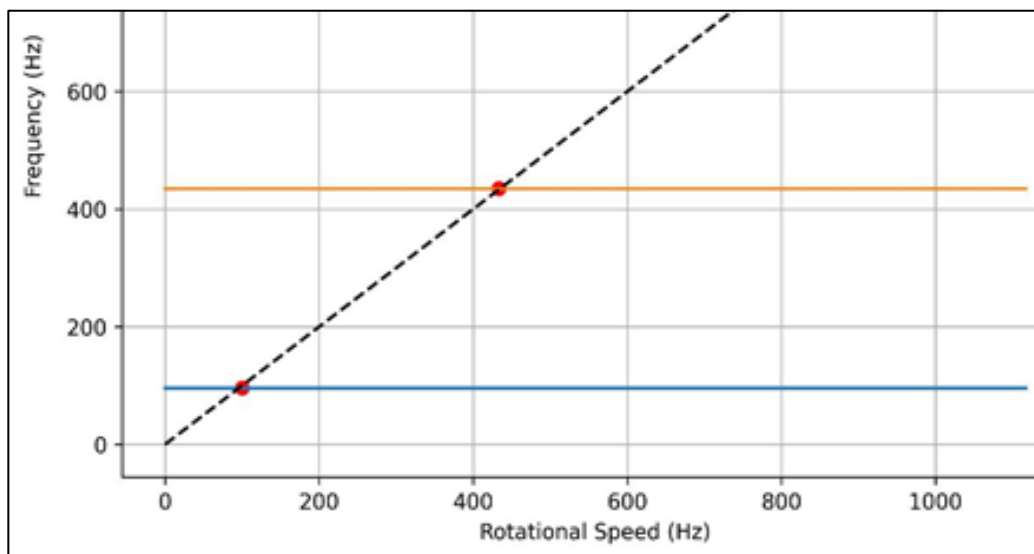


Рисунок 4. Частотная диаграмма ротора шпинделя

Для имитации переменной динамической нагрузки в 3D-модель ротора нами был введён искусственный тарированный дисбаланс. Он позволяет задать заранее известные внешние возмущающие силы и даёт возможность их изменять в ходе исследований.

Искусственный дисбаланс при вращении приведёт к возникновению неуравновешенных сил инерции (центробежных сил), вызывающих близкие к гармоническим поперечные колебания центра масс ротора шпинделя с частотой, равной частоте вращения и с амплитудами колебаний в плоскости XOY , перпендикулярной оси вращения.

Для проведения вычислительных экспериментов вырезом цилиндрического элемента в торцевой части 3D-модели ротора, со стороны электродвигателя, был установлен искусственный тарированный дисбаланс, который равен по величине 30 г·мм (рисунок. 5).

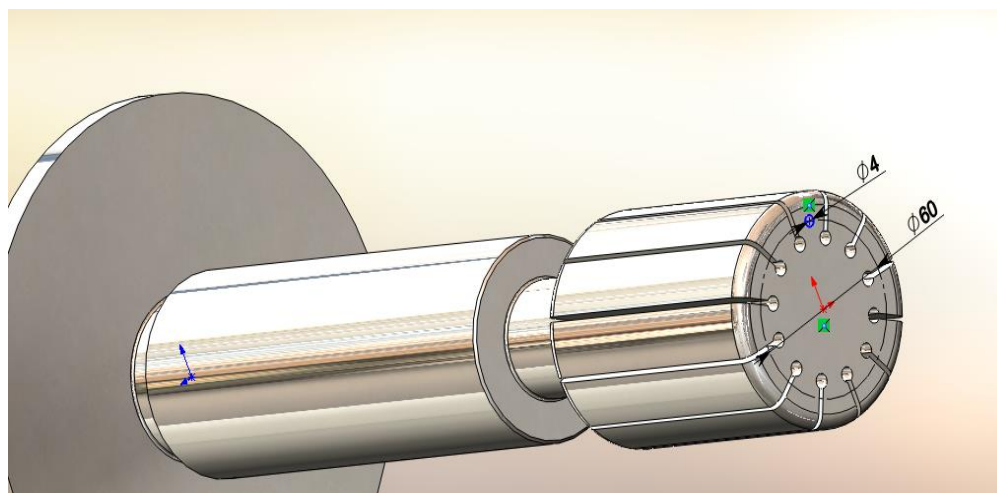


Рисунок 5. Эскиз выреза элемента для создания тарированного дисбаланса на валу

В соответствии с положениями теоретической механики центробежные силы и амплитуды поперечных колебаний пропорциональны квадрату угловой скорости вращения, что подтверждает компьютерный вычислительный эксперимент в САЕ программе для установившихся режимов вращения ротора (рисунок. 6).

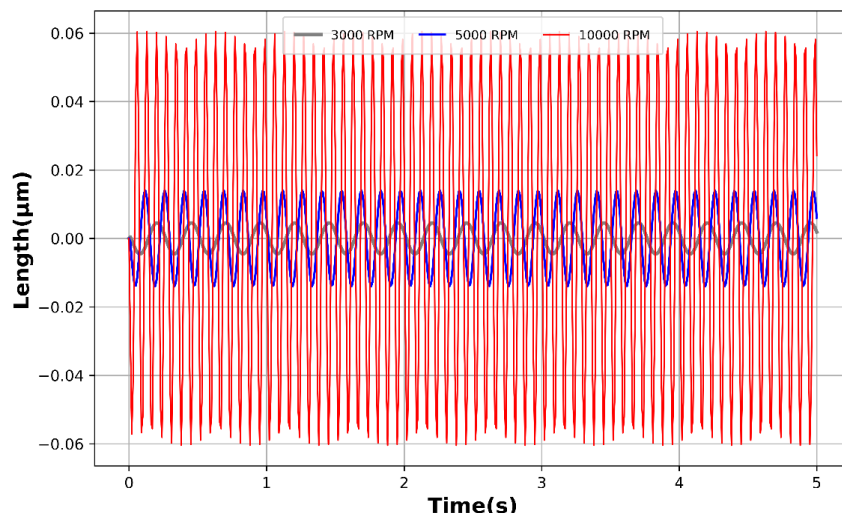


Рисунок 6. Амплитуды поперечных колебаний неуравновешенного ротора шпинделя при установившемся движении на частотах вращения 3, 5 и 10 тыс. об/мин

Результаты вычислительных экспериментов показали, что при частотах вращения до 10000 об/мин амплитуды колебаний, вызванные неуравновешенностью (дисбалансом) не превышают 0,06 мкм, что вполне приемлемо для выполнения шпинделем высокоточной механической обработки, например, шлифования или полирования.

Однако, частота вращения ротора 10000 об/мин является так называемой критической, потому что для её достижения необходимо пройти критическую область резонанса, которая возникает при частоте вращения 5955,6 об/мин.

Сначала компьютерным вычислительным экспериментом исследуем относительно медленный разгон ротора шпинделя, который характерен для приводов, разгоняющихся под технологической нагрузкой и с не большим запасом мощности двигателя. Разгон от 4170 об/мин до 9000 об/мин за 10 с и прохождение критической (резонансной) области частот показано на рисунке. 7.

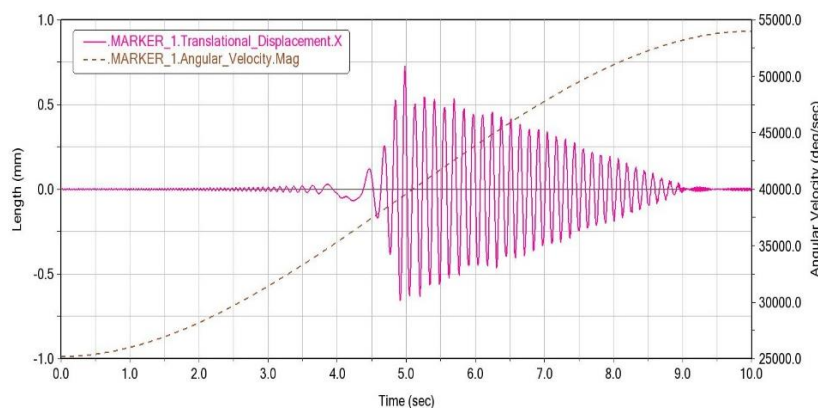


Рисунок 7. Медленный разгон вала и прохождение резонансной частоты

На рисунке 7 отчётливо виден резкий рост амплитуд поперечных колебаний вала при вхождении в область резонанса (2 и 3 гармоник) и более затяжной выход из неё в процессе последующего продолжения медленного разгона, близкого к равномерному.

При резонансе амплитуда поперечных вынужденных колебаний центра масс ротора резко возрастает и достигает величины 0,75 мм (750 мкм), что недопустимо с точки зрения функционирования газостатических подшипников шпинделя, так как их средний зазор равен 15 мкм. В данном случае колебания приведут к ударному контакту опорных поверхностей газостатических подшипников, их повреждению и нарушению работоспособности шпинделя. Таким образом, достичь ротором с дисбалансом 30 г·мм частоты вращения 10000 об/мин при медленном разгоне не представляется возможным.

Исследуем в компьютерном эксперименте движение центра масс ротора шпинделя в плоскости XOY , так называемое орбитальное движение. Для наглядности и получения пространственной картины амплитуд поперечных колебаний, определим траектории в достаточно малых интервалах времени вокруг его характерных значений – 3, 6, 7, 8 секундах медленного разгона (см. рис. 7), при которых амплитуды претерпевают существенные изменения.

Орбитальное движение показывает примерную симметричность амплитуд вынужденных колебаний относительно оси вращения, отсутствие дополнительных гармоник в поперечных колебаниях ротора шпинделя (см. рисунок 8.).

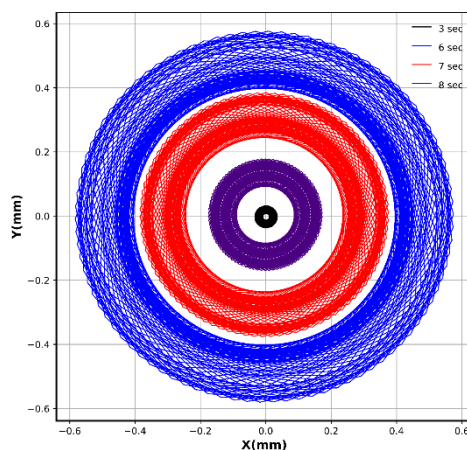


Рисунок 8. Орбитальное движение вала около 3, 6, 7, 8 секунд разгона

Таким образом, при необходимости выхода на закритические частоты вращения, например, при использовании данного шпинделя для высокоскоростной механообработки, необходимо принять дополнительные меры для сохранения его динамической устойчивости. Для этого рассмотрим применение следующих технических решений:

- уменьшение неуравновешенности ротора или величин внешних возмущающих сил;
- повышение интенсивности разгона ротора.

При этом уменьшение допустимого уровня неуравновешенности ротора шпинделя или величин внешних возмущающих сил является наиболее простым и эффективным решением, которое технически реализуемо и может быть исследовано аналогичным образом.

Подробно исследуем второй путь повышения устойчивости при прохождении критической области – осуществление более интенсивного разгона ротора без техноло-

гической нагрузки. Для этого в вычислительном эксперименте при приближении к резонансной области увеличим угловое ускорение с целью её «проскочить», не допустив критического роста значений амплитуд поперечных колебаний.

На рисунке 9. показан разгон ротора при прохождении резонансной области, интенсивность которого увеличена до углового ускорения 25000 об/мин за секунду разгона, или в системе СИ $\varepsilon = 2618 \text{ рад/с}^2$.

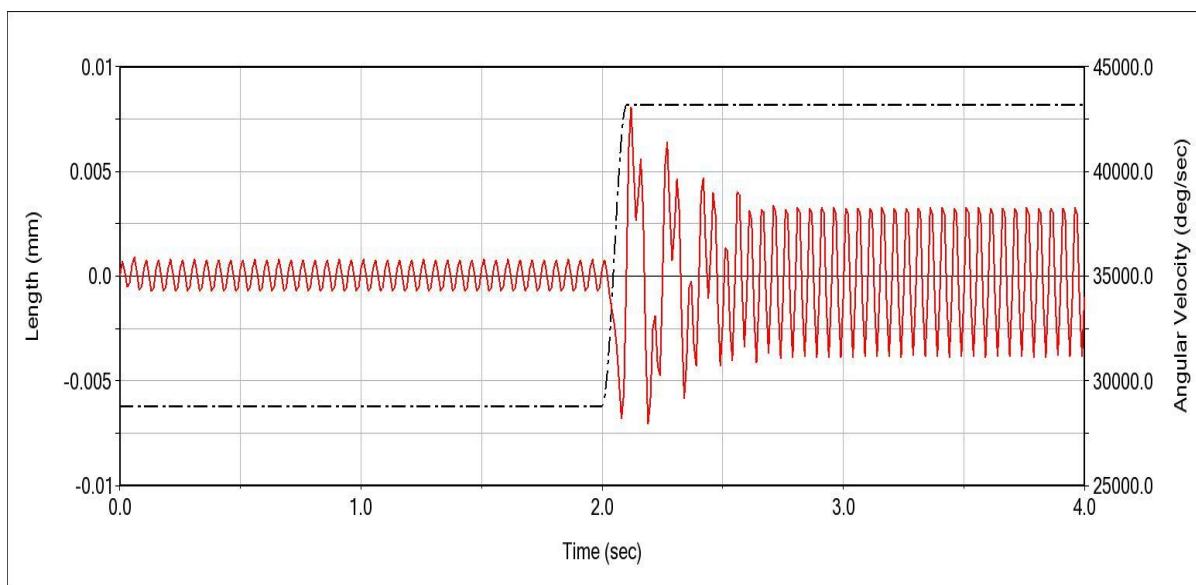


Рисунок 9. Прохождение резонансной области поперечных колебаний при повышении интенсивности разгона ротора до ускорения 2618 рад/с^2

Увеличение углового ускорения в 50 раз, в сравнении с разгоном, показанным на рисунке 7., привело к многократному снижению амплитуд колебаний в области резонанса. Расчёт в САЕ программе динамического анализа показал, что при разгоне с угловым ускорением 2618 рад/с^2 максимальные амплитуды вынужденных поперечных колебаний центра масс ротора снижаются до 7...8 мкм. Ротор на газостатических подшипниках со средним зазором 15 мкм в данном случае сможет пройти критическую область колебаний, соответствующую 2 и 3 гармоникам, без нарушения работоспособности газостатических подшипников и всего шпинделя.

Расчёты также показали, что введённая искусственная неуравновешенность 30 г·мм близка по величине к максимальной допустимой остаточной неуравновешенности ротора при изготовлении шпинделя. Она многократно превосходит минимальную неуравновешенность (0,1 г·мм), которая в настоящее время может быть достигнута балансировкой при изготовлении данного шпинделя.

Заключение.

Таким образом, в ходе исследований была разработана и апробирована методика исследования динамической устойчивости ротора на газостатических подшипниках шпинделя станка шлифования с учётом прохождения критических (резонансных) частот вращения при разгоне.

Вычислительными компьютерными экспериментами исследована динамическая устойчивость шпинделя с определением величин амплитуд вынужденных поперечных

колебаний ротора на установившихся и переходных режимах вращения, включая наиболее опасные резонансные области.

Предложены и исследованы технические решения и условия обеспечения динамической устойчивости шпинделя, приводящие к ограничению роста амплитуд поперечных вынужденных колебаний его ротора при разгоне и прохождении критических (резонансных) частот вращения.

Полученные результаты позволяют при разработке и эксплуатации шпинделя шлифовального станка обеспечить динамическую устойчивость его ротора на газостатических подшипниках для эффективной реализации высокоскоростной механической обработки материалов.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Брешев, В. Е. Анализ технических преимуществ применения аэростатических опор в шпинделях технологических машин / В. Е. Брешев // Вестник ЛГУ им. В. Даля. – Луганск: Изд-во ЛГУ, 2023. – № 7(73) – С. 141–145.
2. Сипенков, И. Е. Прецизионные газовые подшипники / И. Е. Сипенков [и др.]. – СПб.: ГНЦ РФ ЦНИИ Электроприбор, 2007. – 504 с.
3. Brian Rowe, W. Hydrostatic, Aerostatic, and Hybrid Bearing Design / W. Brian Rowe. – Oxford, 2012 – 334 с.
4. Преимущества и недостатки высокоскоростной обработки: [сайт StankoffRu]. – М, 2023 – URL: <https://www.stankoff.ru/blog/post/981> (дата обращения: 03.05.2024).
5. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – 4-е изд. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с. – (Классики отечественной науки).
6. Брешев, В. Е. Вычислительные эксперименты по исследованию характеристик пневмошпинделя на регулируемых конических аэростатических опорах / В. Е. Брешев // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Сб. науч. тр. XXX Международной научно-технической конференции Машиностроение и техносфера XXI века, г. Севастополь, 11-17 сентября 2023 г. – Донецк: Изд-во ДонНТУ, 2023. – Вып. 3(82) – С. 9–18.
7. Брешев, В. Е. Развитие теории и методов проектирования приводов бесконтактного типа с комбинированным и пассивным обеспечением устойчивости: монография / В. Е. Брешев. – Луганск: Изд-во ЛГУ им. В. Даля, 2016. – 208 с.

Поступила в редколлегию 06.02.2024 г.