



ПОЛИТЕХ

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

На правах рукописи

Пелевин Никита Александрович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ШПИНДЕЛЬНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ
ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2021

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Научный руководитель:

Прокопенко Вячеслав Алексеевич

кандидат технических наук, доцент,

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», доцент Высшей школы Машиностроения

Официальные оппоненты:

Королев Владимир Александрович

доктор технических наук, профессор,

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова» (г. Санкт-Петербург), профессор кафедры И8 «Системы приводов, мехатроника и робототехника»

Брунгардт Максим Валерьевич

кандидат технических наук, без звания,

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский федеральный университет» (г. Красноярск), доцент кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»

Ведущая организация Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет», г. Санкт-Петербург

Защита состоится «29» ноября 2021 г. в 18:00 часов на заседании диссертационного совета У.05.02.02 в ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский Политехнический университет Петра Великого» по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая, 29, аудитория 118 Главного здания СПбПУ.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и на сайте https://www.spbstu.ru/science/the-department-of-doctoral-studies/defences-calendar/the-degree-of-candidate-of-sciences/pelevin_nikita_aleksandrovich/ Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого».

Автореферат разослан «__» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета У.05.02.02
кандидат технических наук



Жавнер
Милана Викторовна

ОБЩИЕ ПО АВТОРЕФЕРАТУ СОКРАЩЕНИЯ

ГСП – гидростатический подшипник; ДК – динамическое качество;
ЛАЧХ – логарифмическая амплитудно-частотная характеристика;
ЛФЧХ – логарифмическая фазовая частотная характеристика;
МРС – металлорежущий станок; НО – несущая опора;
ПП – переходный процесс; САР – система автоматического регулирования;
СУ – система управления; ШУ – шпиндельный узел.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Достаточно большое количество МРС имеет в шпиндельном узле ГСП разных конструктивных исполнений, которые обладают высокими показателями точности вращения, долговечности, несущей способности, виброустойчивости и др. Выполнение разнообразных технологических операций на МРС при разных частотах вращения шпинделя приводит к тому, что в ГСП изменяются энергетические параметры, которые в совокупности ухудшают его статические характеристики и, особенно, характеристики отражающие устойчивость и демпфирование. С учетом отмеченного, при проектировании и модернизации необходимо обеспечивать достаточную несущую способность ГСП и устойчивость системы управления опорами и, как следствие, – высокое динамическое качество системы автоматического регулирования ГСП за счет изменения ее параметров, например, введением в систему управления коррекции *РС*-цепью, а также выбора конструктивного исполнения несущих опор.

Обозначенные вопросы представляют большой интерес при расчете не только статических, энергетических, но также и динамических характеристик ГСП, которые являются важной и наиболее сложной составляющей комплексных исследований, направленных на поиск возможностей повышения характеристик ГСП, таких как виброустойчивость, точность, производительность, экономичность и др. при проектировании новых МРС и их модернизации.

Степень разработанности темы.

Разработками и исследованием опорных гидростатических систем длительное время занимались у нас в стране многие ученые, среди которых можно отметить Айзенштока Г.И., Алексеева П.И., Бушуева В.В., Левита Г.А., Лурье Б.Г., Малаховского Е.И., Потапова В.А., Прокопенко В.А., Пуша А.В., Решетова Д.Н., Скубачевского С.Г., Соколова Ю.Н., Фигатнера А.М., Шатохина С.Н., Шимановича М.А., Якира Е.М., Яцкевича А.А.

Среди зарубежных исследователей следует выделить Bassani R., Vozina P., Furukawa Y., Gast G.C., Jnasaki J., Kunkel H., Matovic K., Mohsin M.E., Morsi S.A., O'Donoghue, J.P., Pecken H., Rowe W.B., Royle J.K., Singh D.V.

В последнее время исследования и разработки в области опор жидкостного трения выполнялись различными заводами и предприятиями,

среди которых: АО «АВА Гидросистемы», ЗАО «станкостроительный завод Свердлов», ОАО «Электростальский завод тяжелого машиностроения», ОАО «Хабаровский станкостроительный завод», АО НИПТИ «МИКРОН», ООО «ТД «Симбирский станкостроительный завод», ООО «ЗТСУ», ООО «ЮЗТС» и др. Стоит отметить зарубежные фирмы, использующие и производящие жидкостные опорные системы: Bryant Grinder Corp., Timken (США); SKF (Швеция); Toshiba-machine, Mitsubishi (Япония); Mandelli, Pietro Carnaghi, Minganti (Италия); ZOLLERN, Monforts, FAG, INA (Германия) и др.

Установлено, что имеется практически полное отсутствие нормативной базы на ГСП, что в свою очередь, является основным сдерживающим фактором их применения и проектирования. При решении различных задач, получено большое разнообразие вариантов конструкций ГСП, которые отличаются типами, исполнением, формой, количеством НО, системами управления и т.д. Достаточно большое количество исследований было посвящено ГСП при исполнении НО с дренажными канавками, а конструкция и возможности ГСП без дренажных канавок рассмотрены в менее полной мере.

Методика расчета статических характеристик, разработанная в СПбГТУ с учетом рекомендаций ЭНИМС позволяет определить жесткость и нагрузочную способность ГСП только для варианта исполнения НО с дренажными канавками. Сложная взаимосвязь изменений энергетических параметров в ГСП, значений давлений, вязкости масла и установившихся зазоров в противоположных НО при вращении шпинделя, а также их влияние на динамические и статические характеристики ГСП в достаточной мере не изучены.

Для ГСП рационально проводить динамические исследования на основе САР при анализе ПП и частотных характеристик с использованием ряда общеизвестных критериев запаса устойчивости. На динамические показатели САР оказывают влияние различные параметры, такие как частота вращения шпинделя, связанные с ней изменяющиеся энергетические параметры, приведенная масса шпинделя, и др. Повысить ее ДК возможно следующими способами: вариацией параметров ГСП, смещением оси шпинделя, при настройке СУ, а также наиболее эффективным – введением в СУ дополнительной корректирующей RC-цепи. Из анализа существующих методик определения параметров коррекции гидравлической емкости и гидравлического сопротивления – установлено, что часть методик имеет достаточную сложность и громоздкость вычислений, а другая не раскрывает всех возможностей коррекции, либо имеет неоднозначность в выборе ее параметров.

Цель работы: разработка методик расчета статических, энергетических и динамических характеристик ГСП с несущими опорами разных конструктивных исполнений при определении условий его работоспособности и устойчивости для обеспечения высоких эксплуатационных показателей шпиндельного узла технологического оборудования.

Задачи работы:

1. Разработать математические уравнения для двух основных конструктивных исполнений ГСП, с опорами, имеющими разделительные канавки (исполнение 1 – исп. 1) и без разделительных канавок (исп. 2, исп. 3)

2. Разработать методики, вычислительные алгоритмы и программы автоматизированного расчета статических, энергетических и динамических характеристик ГСП.

3. Для повышения динамических показателей системы автоматического регулирования ГСП разработать методики и рекомендации по определению параметров *РС*-коррекции.

4. Установить влияние вариаций частоты вращения шпинделя и его приведенной массы на динамические показатели ГСП и связанные с ними технологические ограничения для исключения резонансных явлений.

5. Проанализировать ГСП с разными конструктивными исполнениями несущих опор при учете режимов эксплуатации шпиндельного узла на основе теоретических исследований.

Объектом исследований является ГСП шпиндельного узла металлорежущего станка. В качестве станка принят гибкий тяжелый производственный модуль ЛР520ПМФ4 станкостроительного завода им. Свердлова, имеющий выдвижной шпиндель на ГСП с дроссельной системой управления. Конструктивные параметры ГСП и параметры системы управления передней опоры шпиндельного узла модуля взяты как базовые при проведении исследований.

Предмет исследований.

Статические, энергетические характеристики ГСП и динамические характеристики и свойства системы автоматического регулирования, описывающие процессы функционирования ГСП.

Методология и методы исследования.

Аналитические исследования выполнены на основе методов теории автоматического управления, пространства состояний и графоаналитического на базе компьютерных математических моделей ГСП. Модели разработаны на основе систем уравнений, полученных при интегрировании уравнения Навье-Стокса, в них использованы фундаментальные положения гидродинамической теории, теории нелинейных колебаний, применен локальный метод нелинейного анализа дифференциальных уравнений. Численное интегрирование компьютерных моделей выполнено средствами программного обеспечения MATLAB методами Рунге-Кутты. В основу энергетических исследований положен метод последовательных приближений, который применен для расчета значения средней температуры рабочей жидкости в опорах ГСП с учетом ее повышения при вращении шпинделя.

Научная новизна работы.

1. Дифференциальные уравнения, описывающие ГСП для двух различных исполнений НО, имеющих разделительные канавки и без разделительных дренажных канавок, которые учитывают конструктивные и эксплуатационные

параметры ГСП. Гидравлические процессы в моделях описаны на основе интегрирования исходного уравнения Навье-Стокса при принятых допущениях.

2. Методика определения статических характеристик ГСП без канавок, позволяющая установить его несущую способность и жесткость.

3. Алгоритм и программа расчета, основанная на методе последовательных приближений, описывающая изменение энергетических параметров ГСП в зависимости от частоты вращения шпинделя и позволяющая учитывать их влияние на статические и динамические показатели.

4. Методики определения параметров коррекции *RC*-цепи ГСП, базирующиеся на графоаналитическом методе и количественном анализе общеизвестных динамических критериев оценки запаса устойчивости САР.

5. Исследовано влияние приведенной массы шпинделя при ее вариации на динамические показатели САР ГСП с учетом назначаемых режимов и условий эксплуатации ШУ.

Теоретическая и практическая значимость.

1. Разработаны математические уравнения четырех-опорного ГСП двух вариантов исполнений с канавками между НО и без канавок, описывающие динамические процессы, происходящие в ГСП.

2. Разработаны методики определения параметров *RC*-коррекции на основе оценки устойчивости САР ГСП с учетом энергетических процессов и технологических режимов эксплуатации ШУ, пригодные как для компьютерного моделирования, так и для конструирования ГСП.

3. Сформирована библиотека прикладных программ и моделей в MATLAB, с помощью функционала которой, можно проводить инженерные расчеты и проектирование ГСП.

4. Оформлены два свидетельства о регистрации программ для ЭВМ.

5. Научные результаты использованы в учебном процессе «Высшей школы машиностроения» СПбПУ им. Петра Великого при подготовке и проведении практических занятий по дисциплинам «Методы и средства повышения эксплуатационных характеристик МРС» и «Специализированные станки и станочные комплексы».

Положения, выносимые на защиту.

1. Математическая модель ГСП с исполнением несущих опор без канавок и методика определения его статических характеристик.

2. Методика и алгоритм расчета тепловых и энергетических параметров ГСП.

3. Методики и рекомендации для определения параметров *RC*-коррекции САР, основанные на количественном анализе динамических критериев устойчивости САР ГСП при повышении его ДК.

4. Методика и результаты исследования ДК ГСП при различных условиях эксплуатации шпиндельного узла металлорежущего станка, а также рекомендации по вероятным технологическим ограничениям режимов обработки.

Степень достоверности и апробация результатов.

Достоверность результатов работы определяется корректной формулировкой научно-технических задач, использованием классического математического аппарата с учетом закономерных допущений физики процессов. Теоретические исследования ГСП проверены и подтверждены современными вычислительными методиками и их сопоставлением, сравнением состояний систем управления САР при количественной оценке различными критериями устойчивости и качественной – по переходным процессам, применением известных как фундаментальных, так и прикладных научных дисциплин.

Результаты работы использованы в учебно-научном процессе ФГАОУ ВО «СПбПУ» и переданы для практического применения в ООО «Завод тяжелых станков Ульяновск» (г. Ульяновск).

Основные положения диссертации заслушаны и обсуждены на заседаниях кафедр «Станкостроение», «Технология машиностроения» и в Высшей школе Машиностроения ФГАОУ ВО «СПбПУ», представлены на 16 международных, 3 всероссийских, 3 зарубежных научных конференциях.

Публикации.

По результатам диссертационной работы опубликовано 56 работ, в том числе 8 статей в журналах из перечня ВАК, 22 публикации в трудах отечественных и зарубежных конференций, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ, также результаты работы легли в основу 2 учебно-методических разработок, которые приняты к изданию в 2021 году.

Соответствие паспорту научной специальности.

Диссертация соответствует паспорту специальности 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин в части пунктов: 1 – «теория и методы исследования процессов», 2 – «теория и методы проектирования машин и механизмов», 4 – «методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения».

Структура и объем работы.

Диссертационное исследование изложено на 188 страницах и состоит из введения, 5 глав и заключения. Содержит 59 рисунков, 12 таблиц, список литературы из 146 источников и 8 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен анализ работ, посвященных сравнению типов подшипников, применяемых в ШУ, отмечены достоинства и возможности ГСП. Рассмотрены сферы применения ГСП, их конструкции, схемы управления, а также проводимые исследования в области опор жидкостного трения, в том числе направленные на повышение их запаса устойчивости и ДК САР.

Во второй главе приведена последовательность построения математических моделей описания для двух ГСП с разными конструктивными исполнениями НО. Представлены методики: определения статических характеристик; исследования энергетических процессов в опорах ГСП;

определения параметров RC-цепи при расчете и анализе динамических характеристик ГСП; исследования влияния приведенной массы шпинделя при ее вариации на ДК САР.

В основе разработки математического описания ГСП лежат положения теории смазки, уравнение Рейнольдса и т.д. Расчетная схема симметричного радиального четырехопорного ГСП с дроссельной СУ в исполнении НО без канавок представлена на рисунке 1.

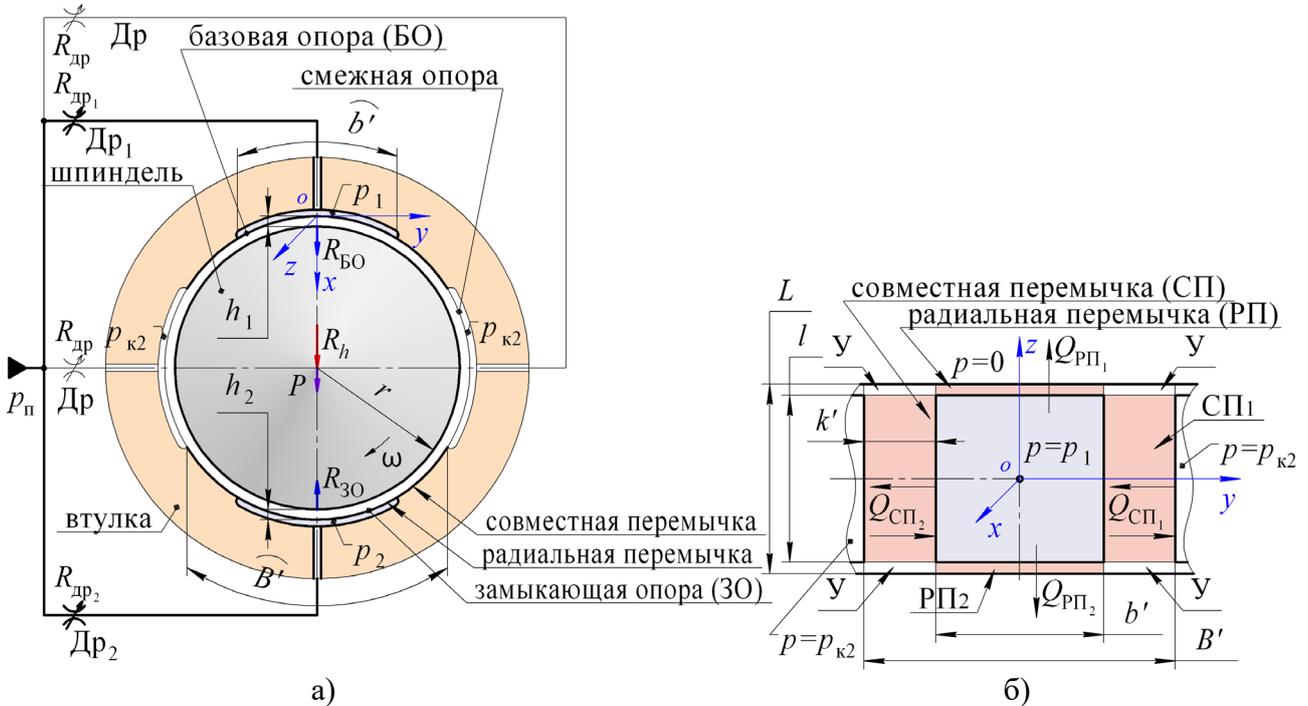


Рисунок 1 – Расчетная схема гидростатического подшипника без канавок (а); развёртка базовой опоры на плоскость (б)

Система дифференциальных уравнений ГСП без канавок, полученная на основе интегрирования исходного уравнения Навье-Стокса с учетом принятых допущений, включает в себя уравнения равновесия подвижного узла, баланса расходов жидкости через опоры ГСП, а также соотношение зазоров:

$$\begin{cases} M_{пр} \ddot{h}_1 = R_h + \frac{1}{2} [B'l + Lb'] (p_1 - p_2) - \frac{\mu \dot{h}_1}{4(h_1^3 + h_2^3)} [(B' - b')^3 l + (L - l)^3 b'] \\ \frac{p_n - p_1}{R_{др1}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \left[\frac{l}{B' - b'} + \frac{b'}{L - l} \right] - \frac{p_{к2} h_1^3}{3\mu} \left[\frac{l}{B' - b'} \right] + \frac{1}{2} \dot{h}_1 [B'l - 2b'l + Lb'] + \frac{V_{пк1}}{E_M} \dot{p}_1 \\ \frac{p_n - p_2}{R_{др2}} = \frac{p_2 h_2^3}{3\mu} \left[\frac{l}{B' - b'} + \frac{b'}{L - l} \right] - \frac{p_{к2} h_2^3}{3\mu} \left[\frac{l}{B' - b'} \right] + \frac{1}{2} \dot{h}_2 [B'l - 2b'l + Lb'] + \frac{V_{пк2}}{E_M} \dot{p}_2 \\ h_1 = h_\Sigma - h_2 \end{cases}, \quad (1)$$

где $M_{пр}$ – приведенная масса шпинделя; R_h – радиальная нагрузка в ГСП; μ – вязкость масла; h_1 – зазор в базовой НО; h_2 – зазор в замыкающей НО; p_n – давление питания; p_1, p_2 – давления в противоположащих НО; $p_{к2}$ – давление в смежной НО; $R_{др}$ – сопротивление управляющего дросселя; B', L, b', l – геометрические параметры НО; $V_{пк1}, V_{пк2}$ – приведенные объемы карманов НО;

E_M – модуль объемной сжимаемости жидкости; h_Σ – суммарный (диаметральный) зазор противоположащих опор в ГСП.

Главным отличием системы, описывающей ГСП с канавками от (1) является отсутствие в уравнениях баланса расходов выражений, учитывающих перетечки по перемычкам между соседними карманами, то есть отсутствие выражений включающих давление в смежной опоре $p_{к2}$.

Для того чтобы ШУ выдерживал требуемые нагрузки в процессе эксплуатации необходимо обеспечивать достаточную несущую способность (R) и жесткость (C) ГСП, которые обусловлены статическими характеристиками НО. Выражение такой характеристики для базовой НО без канавок получено из второго уравнения (1) при стационарном режиме ($\dot{h} = 0, \dot{p} = 0$):

$$h = \sqrt[3]{\frac{k'_o \mu}{R_{др}}} \sqrt[3]{\frac{1-m}{m}}, \quad (2)$$

где: k'_o – коэффициент расхода рабочей жидкости, зависящий от геометрических параметров НО и давления в ней

$k'_o = 3 \left(\frac{b'}{L-l} + \left(1 - \frac{m_0}{m} \right) \cdot \frac{l}{B'-b'} \right)^{-1}$, m – относительное давление в базовой НО

$m = p_1/p_n$, m_0 – настроечная точка по относительному давлению в НО.

Для определения R и C в первую очередь необходимо предварительно вычислить величину коэффициента несущей способности (C_f), который характеризуется отношением объема фактической эпюры распределения давления в НО к объему прямоугольной эпюры давления опоры, таким образом, полученное выражение C_f для варианта ГСП без канавок:

$$C_f = \left(l \cdot b' + \frac{(L-l)b'}{2} + \left(1 - \frac{m_0}{m} \right) \left(\frac{B'-b'}{2} \right) l \right) (LB')^{-1}. \quad (3)$$

Из (3) следует, что коэффициент C_f зависит от относительного давления m внутри опоры, в отличие от варианта с канавками, и при нагружении опоры коэффициент не остается постоянным.

Определение статических параметров R и C ГСП выполняется в программе по алгоритму, основу цикла, которого составляет расчет значений относительных давлений m_1 и m_2 в противоположащих НО для диапазона значений статических ошибок ($\delta_{ст}$) по соответствующим выражениям статических характеристик (2). В результате расчета под воздействием максимальной расчетной нагрузки $R_{hmax}=21$ кН определяется суммарное смещение шпинделя относительно втулки ГСП (δ_Σ), которое не должно превышать задаваемого значения половины номинального рабочего зазора $\delta_\Sigma < h_2/2$.

Для исследования энергетических параметров ГСП при вращении шпинделя с частотой (n_s) разработаны алгоритм, основанный на методе последовательных приближений, и программа. Алгоритм включает внешний цикл вычисления суммарного расчетного зазора ($h_{\Sigma p}$) и два внутренних цикла

расчета параметров для противолежащих НО с учетом повышения температуры рабочей жидкости. Внешний цикл заканчивается, когда разница расчетного суммарного зазора и исходного суммарного зазора h_{Σ} достигнет заданного допустимого значения отклонения при совокупности полученных во внутренних циклах расчетных параметров: вязкости (μ_p), расхода (Q_p), p_p и h_p . По полученным в программе параметрам можно оценивать нагрев рабочей жидкости, а также учитывать их при статическом и динамическом расчетах.

Для определения значений параметров коррекции гидравлического сопротивления (R_A) и гидравлической емкости (C_A) RC – цепи в MATLAB разработаны программы, модели, а также предложен ряд методик. Методика I предусматривает анализ САР ГСП по двум критериям: показателю колебательности (M), получаемому из асимптотической ЛАЧХ и запасу устойчивости по фазе ($\Delta\varphi$), вычисляемому из ЛФЧХ. Процедура при этом следующая: предварительно, назначается величина гидроемкости C_A , полученная из расчета стандартного металлического сильфона. Последовательным перебором задаваемых значений R_A , определяются условия, при которых для САР обеспечивается по ЛФЧХ – $\Delta\varphi \geq 55^\circ$ (САР с высоким ДК) и по асимптотической ЛАЧХ – показателю M соответствует наименьшее значение в диапазоне 1,1-1,5. Основным недостатком данной методики является невозможность определения M в случае пересечения оси частот ломаной ЛАЧХ с наклоном превышающим -20 дБ/дек.

Методика II предполагает анализ графоаналитическим методом матрицы значений $\Delta\varphi$ для исследуемых диапазонов C_A , R_A , которая представляется в виде градиента $\Delta\varphi = \text{grad}(C_A; R_A)$. Выбирается такая совокупность параметров коррекции C_A и R_A , при которой в точке градиента будет обеспечено максимальное значение $\Delta\varphi_{\max} \geq 55^\circ$. Недостатком методики является неоднозначность в определении параметров RC-цепи для которой при разных комбинациях коррекции может быть одинаковое значение $\Delta\varphi$, что требует дальнейшего анализа.

Для методики III помимо запаса устойчивости по фазе $\Delta\varphi$ установлена возможность использования дополняющего критерия, оценки САР такого, как логарифмический декремент колебаний (λ). Имеется особенность при определении λ так как, в отсутствии колебаний на ПП его значение вычислить невозможно. Для получения λ в таком случае можно использовать амплитудно-частотную характеристику САР. Таким образом, установление параметров коррекции графоаналитическим методом выполняется по совмещенным градиентам $\Delta\varphi = \text{grad}(C_A; R_A)$ и $\lambda = \text{grad}(C_A; R_A)$ при условиях для точки – $\Delta\varphi \geq 55^\circ$ и обеспечении наибольшего значения λ_{\max} .

Анализ эффективности назначенных параметров RC-коррекции выполняется качественной оценкой соответствующих ПП по величине отклонения зазора Δh между шпинделем и втулкой ГСП от времени, которые получены при ступенчатых нагрузках R_h , характерных условиям режимов обработки.

Для МРС, конструкция которых позволяет выдвигать шпиндель при обработке и применять оправки различного типоразмера и массы представляет особый интерес исследование влияния приведенной массы шпинделя $M_{пр}$ на показатели САР ГСП. Диапазон возможных значений $M_{пр}$ определяется в программе для двух опорной схемы шпинделя с учетом величин выдвижения его консольной части и масс оправок. В зависимости от изменения $M_{пр}$ и частоты n_s для САР по ЛФЧХ определяется $\Delta\varphi$ и по ПП собственная частота (ω), при этом, определяются области высокого ДК, устойчивости, а также зоны, где могут иметь место колебательные процессы, обусловленные назначенными технологическими режимами.

В третьей главе выполнен сравнительный анализ по статическим характеристикам возможных конструктивных вариантов ГСП с разными конструктивными исполнениями НО.

Рассмотрены следующие варианты ГСП: исполнение 1 (рисунок 2, а – исп. 1) – НО с дренажными канавками (для которой в качестве базовых приняты параметры опоры ГСП модуль ЛР520ПМФ4); исп. 2 (рисунок 2, б) – НО без разделительных канавок с узкими совместными перемычками; исп. 3 (рисунок 2, в) – НО без канавок с широкими совместными перемычками.

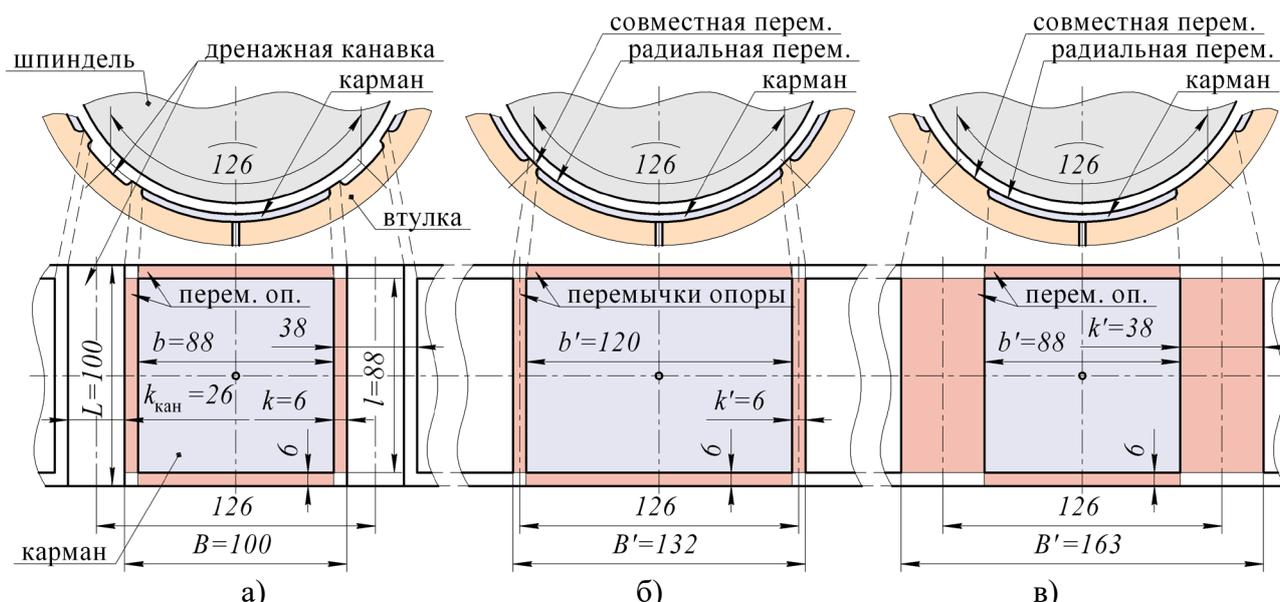


Рисунок 2 – Варианты ГСП с несущими опорами разных конструктивных исполнений (развертки на плоскость): а) исп. 1; б) исп. 2; в) исп. 3

Для обозначенных вариантов ГСП по программе произведен расчет статических параметров и характеристик: статических $h=f(m)$, нагрузочных $R=f(\delta_{ст})$ и жесткостных $C=f(\delta_{ст})$. Установлено, что полученные нагрузочные характеристики до статической ошибки $\delta_{ст}=15$ мкм (соответствует $R_h=42$ кН) близки к линейным и для исп. 1, 2 мало отличаются друг от друга, а для исп. 3 практически во всем диапазоне имеется значительное отличие порядка 20% относительно исп. 1. Анализ характеристик $C=f(\delta_{ст})$ показал, что для исп. 1, 2 ее значения практически одинаковые (при $R_{hmax}=21$ кН), а для исп. 3 жесткость на 20% выше, что объясняется большей площадью опор. Смещение на кромке ГСП не превышает задаваемого значения половины номинального рабочего

зазора для всех исполнений. Таким образом, рассмотренные варианты не имеют существенных различий по условиям статического расчета.

В четвертой главе приведен расчет и анализ энергетических характеристик ГСП. Определены два конструктивных варианта ГСП (исп. 1 и 2) отвечающие условиям эксплуатации МРС на производстве.

Энергетические параметры ГСП рассчитываются по программе, которая позволяет проводить исследования и сравнительный анализ конструктивных исполнений НО. В исследуемом диапазоне частот вращения шпинделя n_s для НО трех рассматриваемых вариантов ГСП получены характеристики: гидравлических (N_Q) и скоростных ($N_{Тр}$) потерь, давления p и расхода Q (рисунок 3, а), а также температуры рабочей жидкости на выходе из НО ($t^\circ_{в}$) и средней вязкости μ в НО (рисунок 3, б).

Установлено, что при увеличении частоты вращения шпинделя n_s падает вязкость μ и снижается давление в опоре, причем, для $n_{s\max}=3150$ об/мин у исп. 3 более чем в 2 раза, а у исп. 1 и 2 примерно на 30%. В целом, отмеченное приводит к уменьшению несущей способности ГСП, однако в значительной степени не влияет на ухудшение характеристик ШУ, так как на чистовых режимах обработки, характеризуемых высокой частотой вращения, значительная нагрузка на шпиндель при резании не действует. Полученное значение Q при $n_s=0$ об/мин можно учитывать при анализе гидросхемы. Расчетное увеличение расхода при $n_{s\max}$ для всех вариантов ГСП составляет для одной НО около 0,5 л/мин.

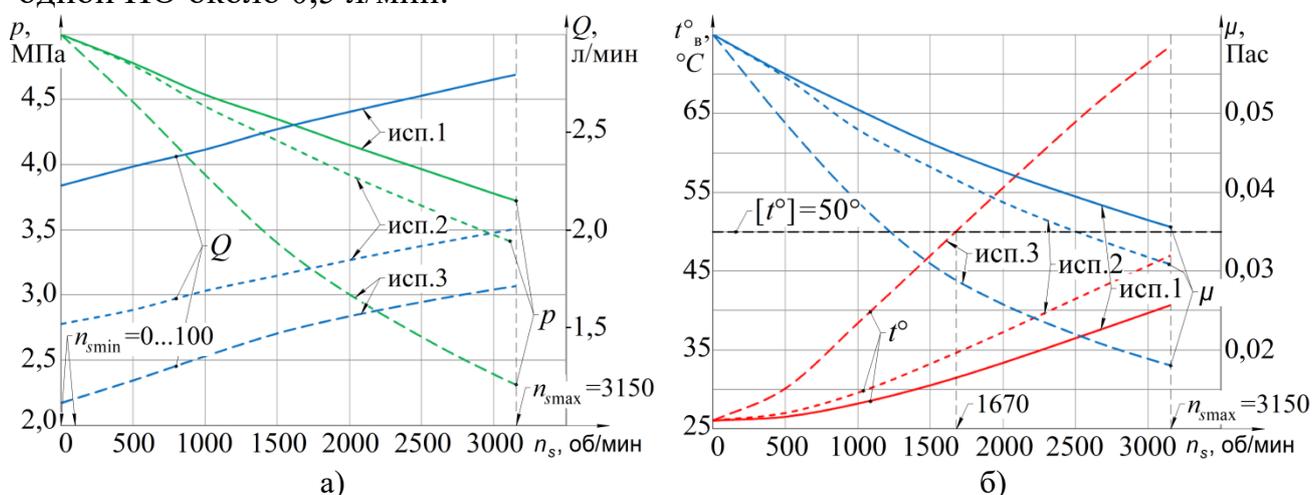


Рисунок 3 – Зависимости для несущей опоры: а) $p=f(n_s)$ и $Q=f(n_s)$; б) $t^\circ_{в}=f(n_s)$ и $\mu=f(n_s)$

Наиболее важными с точки зрения теплового расчета, являются характеристики, приведенные на рисунке 3, б. Из их анализа следует, что температура на выходе из опоры $t^\circ_{в}$ для исп. 1 и 2 при максимальной частоте вращения шпинделя $n_{s\max}=3150$ об/мин не превышают допустимую температуру нагрева рабочей жидкости 50°C , в отличие от исп. 3, который в таком случае, требует ограничения скоростного режима в условиях производства. Таким образом, для дальнейшего исследования динамических характеристик определены два варианта ГСП (исп. 1 и 2).

В пятой главе по разработанным методикам на основе исходных данных ГСП производственного модуля ЛР520ПМФ4 определены параметры РС-

коррекции. Эффективность коррекции оценена по соответствующим переходным процессам. Также исследовано изменение ДК САР при вариации приведенной массы шпинделя и частоты его вращения.

На основе исходных данных ГСП производственного модуля ЛР520ПМФ4 исследованы возможности улучшения ДК САР (для исп. 1 и 2) за счет введения в СУ – RC-коррекции. Для проведения сравнительного анализа динамических показателей ГСП в работе приняты полностью совпадающие комбинации (к.) параметров коррекции (к. 1, 2, 3 – 5, отмечены на рисунке 4), которые определены для ГСП исп. 1 по разработанным и описанным ранее методикам на основе САР.

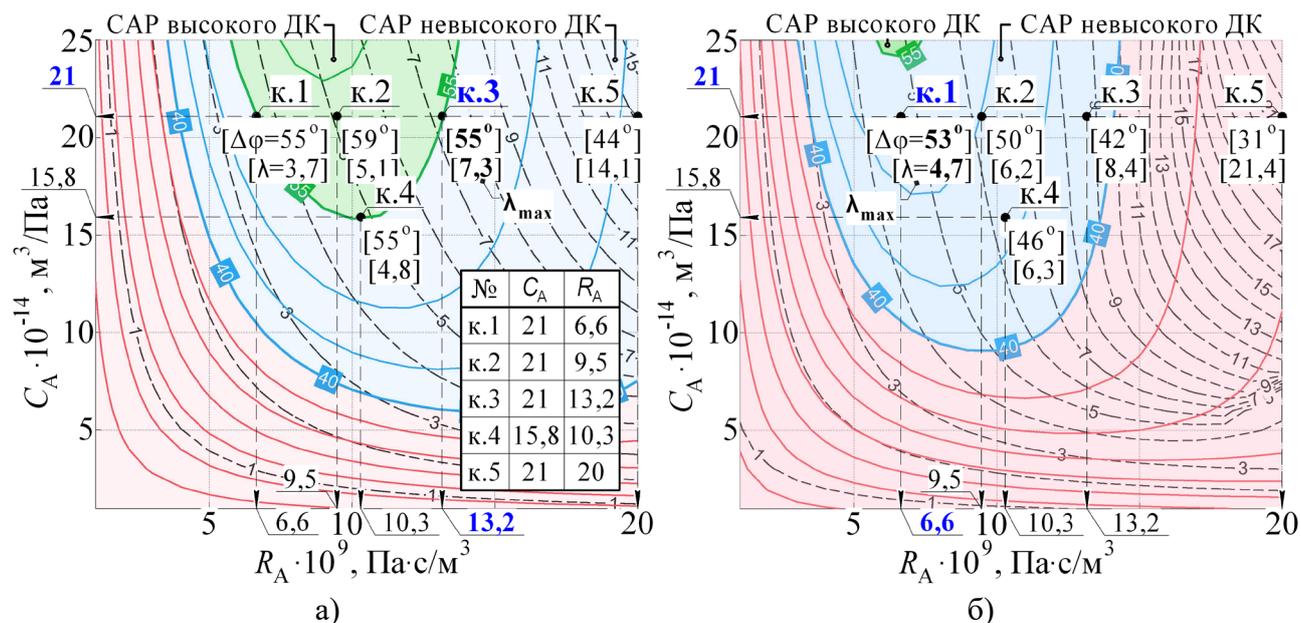


Рисунок 4 – Совмещенные градиенты $\Delta\phi = \text{grad}(C_A; R_A)$ и $\lambda = \text{grad}(C_A; R_A)$: а) исп.1; б) исп.2

Учитывая максимальный перепад давления в противоположащих несущих опорах, полученный в MATLAB по результатам расчета характеристик давления p_1, p_2 в НО системы (1), принят стандартный однослойный металлический сиффон 18x10x0,25 – 36НХТЮ ГОСТ 21482-76, который удовлетворяет по условиям прочности и задает величину C_A . По методике I для исп. 1 значение R_A (к. 3) определено по двум критериям: показателю колебательности при $M=1,2$, полученному из асимптотической ЛАЧХ и запасу устойчивости по фазе $\Delta\phi=55^\circ$, вычисляемому из ЛФЧХ. Для исп. 2 установленное значение R_A (к. 2) при $M=1,2$ имеет $\Delta\phi=50^\circ$ (САР по показателю находится за границей высокого ДК), что формально не удовлетворяет поставленному условию $\Delta\phi \geq 55^\circ$. Здесь выбор значения R_A ограничен поставленными ранее условиями по совпадающим комбинациям.

По методике II для вариантов ГСП исп. 1 и исп. 2 проведен анализ градиентов $\Delta\phi = \text{grad}(C_A; R_A)$ и определены параметры R_A при $\Delta\phi_{\text{max}}=59^\circ$ для исп. 1 (к. 2), для исп. 2 (к. 1, $\Delta\phi_{\text{max}}=53^\circ$ находится практически у границы высокого ДК). Сплошными кривыми на градиенте отмечены линии уровня значений $\Delta\phi$ с шагом 5° (рисунок 4), а утолщенными – $\Delta\phi=40^\circ$ и $\Delta\phi=55^\circ$. Установлено, что при оценке САР только по одному критерию $\Delta\phi$ на градиенте

для исп. 1 имеется неоднозначность в определении комбинации коррекции ГСП по уровню $\Delta\varphi=55^\circ$ (граница высокого ДК), например, при к. 1, 3, 4.

По методике III для рассматриваемых исполнений ГСП выполнено построение совмещенных градиентов $\Delta\varphi=\text{grad}(C_A; R_A)$, $\lambda=\text{grad}(C_A; R_A)$ – рисунок 4. Штриховыми линиями на них обозначены кривые уровня декремента λ . Из анализа градиентов, при $\Delta\varphi\geq 55^\circ$ и значении λ_{\max} установлены значения R_A для исп. 1 (к. 3) и исп. 2 (к. 1, $\Delta\varphi$ – у границы высокого ДК).

Установлено, что в зависимости от применяемой методики определяются несколько разные значения гидравлического сопротивления R_A . Переходные процессы для исп. 1 при малой нагрузке $R_h=100$ Н представлены на рисунке 5. Для комбинаций C_A, R_A – к. 2 (методика II) и к. 3 (методики I, III) отсутствуют признаки колебательности, в отличие от некорректированного ГСП, где собственная частота находится вблизи 500 Гц, что может сказываться на виброустойчивости, точности, чистоте обработки и т.д. Следует отметить, что для обоих исполнений ГСП с коррекцией по к. 5, которой соответствует λ_{\max} – при n_{\min} имеются некоторые признаки колебательности и ее проявление в пределах 0,5 мкм заметно только при n_{\max} (рисунок 5, б, рисунок 6, б), что не оказывает существенного влияния на качество обработки.

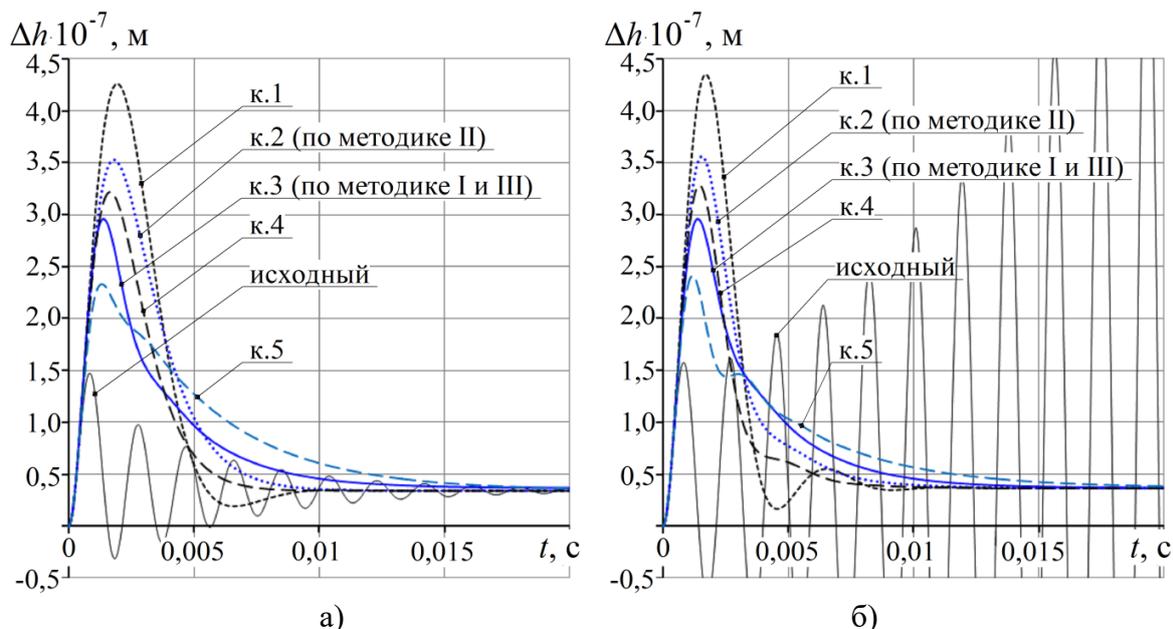


Рисунок 5 – Переходные процессы для ГСП исп. 1 с канавками при $R_h=100$ Н: а) n_{\min} ; б) n_{\max}

Для ГСП исп. 2 с коррекцией по к. 1, 2 обеспечивается отсутствие колебаний по полученным ПП (рисунок 6). Качество управления всех корректированных исполнений ГСП улучшено, и колебания на ПП практически отсутствуют, в отличие от исходного некорректированного варианта.

Исследована динамика ГСП передней опоры ШУ с учетом изменения приведенной массы $M_{пр}$, за счет возможностей осевого выдвигания шпинделя станка с длиной консольной части (L_k), а также применения инструментов и оправок различной массы ($M_{оп}$). Методика исследования заключается в расчете значений запасов устойчивости по фазе $\Delta\varphi$ (рисунок 7), а также собственных частот ω (рисунок 8) переходных процессов в зависимости от значений приведенных масс $M_{пр}$ и частот вращения шпинделя n_s .

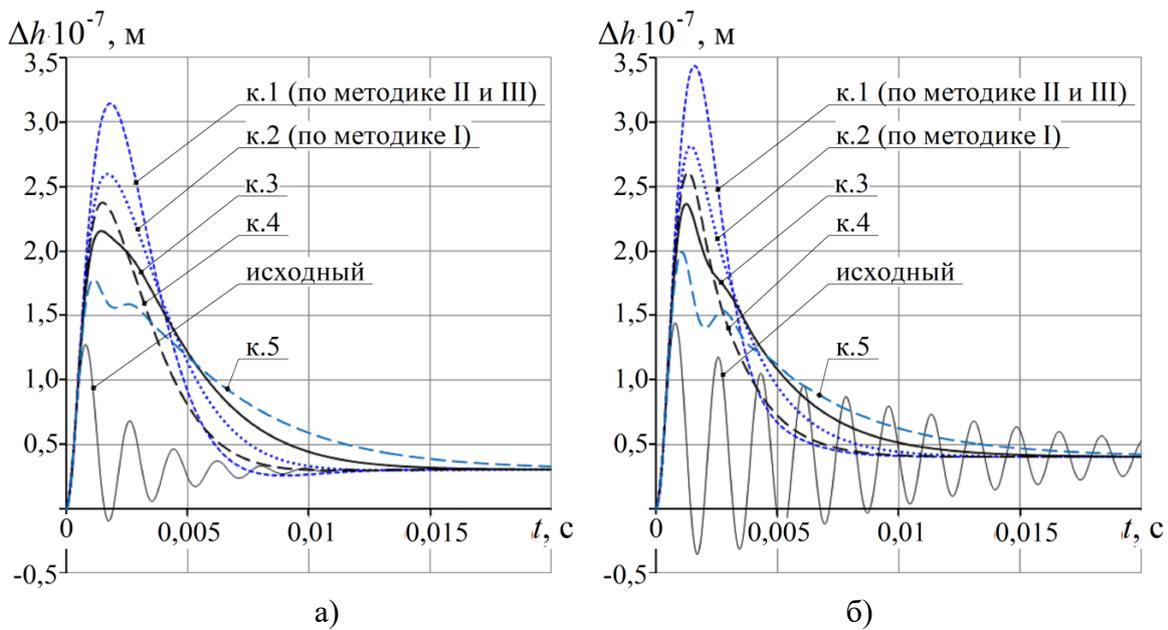


Рисунок 6 – Переходные процессы для ГСП исп. 2 без канавок при $R_H=100$ Н: а) n_{smin} ; б) n_{smax}

Разработаны соответствующие программы расчета диапазона $M_{пр}$ и определения динамических показателей $\Delta\varphi$, ω . Определено, что при вариации приведенной массы $M_{пр}$ шпинделя до максимальной – ДК САР значительно снижается (рисунок 7) для всех вариантов ГСП, как без коррекции (исп. 1 и 2), так и с коррекцией. Установлено, что для производственного модуля ЛР520ПМФ4 при полном выдвигении шпинделя ($L_{кmax}=1000$ мм) и с учетом его вращения на частоте n_{smin} САР становится неустойчивой при $M_{пр} \geq 125$ кг, так как $\Delta\varphi < 0^\circ$ (рисунок 7 – исп. 1), в таком случае ГСП без коррекции фактически является не работоспособным.

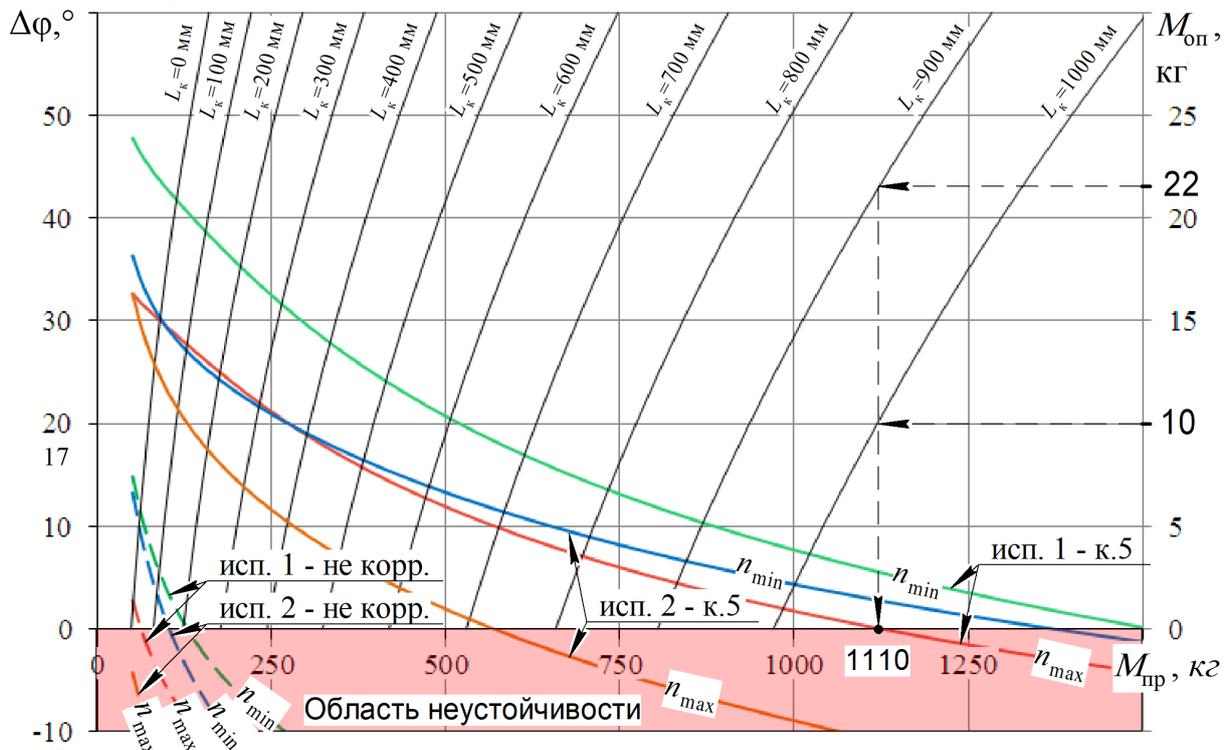


Рисунок 7 – Зависимости запаса устойчивости $\Delta\varphi$ от $M_{пр}$, характеризующиеся различными длинами консольной части шпинделя $L_к$, массами оправок $M_{оп}$ и частотами n_s , полученные для ГСП исп.1 и исп.2

Из анализа зависимостей $\Delta\varphi=f(M_{\text{пр}})$ при различных комбинациях параметров коррекции установлено, что для варианта ГСП исп. 1 только с коррекцией по к. 5 (рисунок 7) – САР сохраняет устойчивость во всем диапазоне $M_{\text{пр}}$ при $n_{s\text{min}}$, а при $n_{s\text{max}}$ динамические показатели несколько снижаются и САР попадает в область неустойчивости при $M_{\text{пр}} \geq 1110 \text{ кг}$ (для которой, на рисунке. 7 приведены несколько возможных комбинаций $M_{\text{оп}}$ и $L_{\text{к}}$) не достигая максимального значения $M_{\text{пр}}$, для исключения отмеченного случая, рекомендуется либо снижать частоту вращения n_s , либо уменьшать величину консольной части шпинделя и использовать оправки меньшей массы.

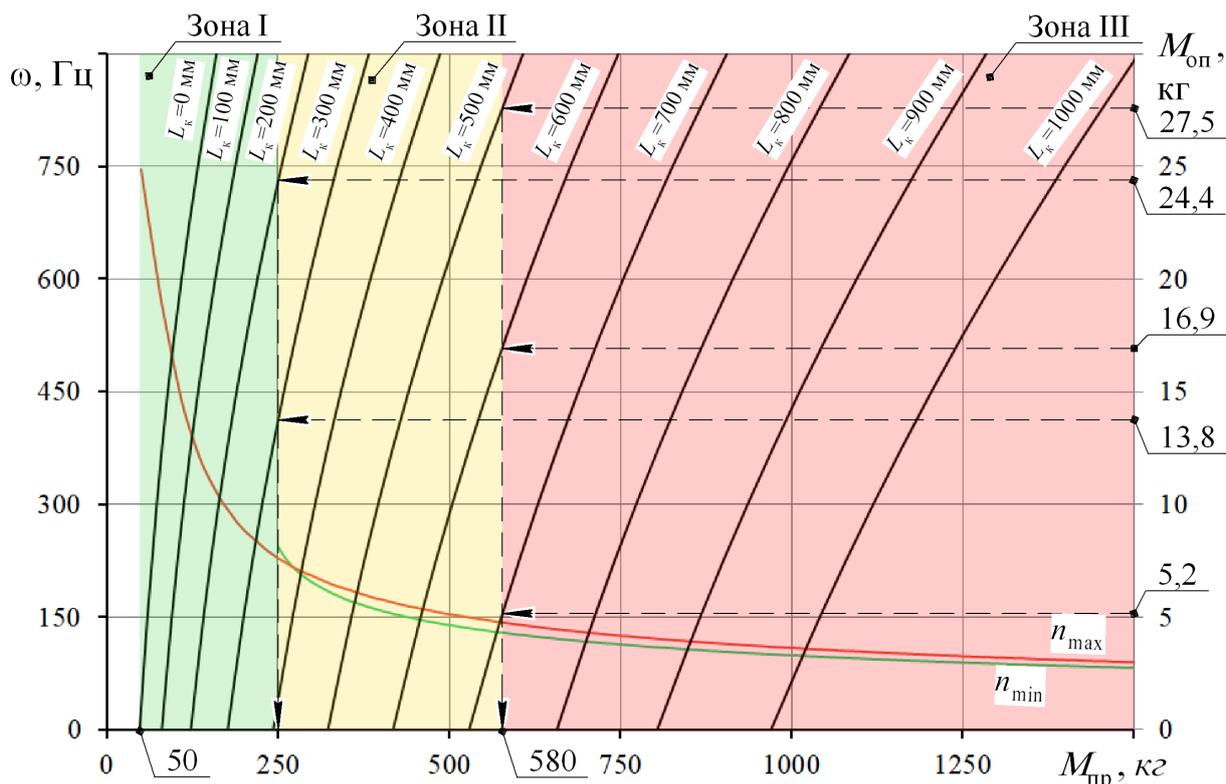


Рисунок 8 – Зависимости собственной частоты ω переходного процесса САР от $M_{\text{пр}}$, характеризующиеся различными длинами консольной части шпинделя $L_{\text{к}}$, массами оправок $M_{\text{оп}}$ и частотами n_s , полученные для ГСП исп.1 и коррекции по к.5

Аналогично для варианта ГСП исп. 2 коррекция по к. 5 обеспечивает среди рассмотренных комбинаций коррекции лучшие динамические показатели САР, однако, при этом, запас устойчивости $\Delta\varphi$ значительно снижен при $n_{s\text{min}}$, а при $n_{s\text{max}}$ – практически в два раза. Из этого следует, что для рассматриваемого корректированного варианта ГСП исп. 1 с дренажными канавками достигнуты лучшие результаты по устойчивости САР при вариации $M_{\text{пр}}$ и его можно рекомендовать для обеспечения на станке более широкого спектра технологических режимов обработки.

Выполнен совместный анализ зависимостей $\Delta\varphi=f(M_{\text{пр}})$ и $\omega=f(M_{\text{пр}})$ (рисунок 8) для исп. 1 и комбинации коррекции к. 5 при минимальной частоте вращения шпинделя $n_{s\text{min}}$. Весь диапазон $M_{\text{пр}}$ условно разделен на три зоны.

В зоне I при $50 \text{ кг} \leq M_{\text{пр}} < 250 \text{ кг}$ САР ГСП обладает невысокими показателями ДК, однако колебания на ПП отсутствуют и никакие проблемы обработки не возникают.

В зоне II при $250 \text{ кг} \leq M_{\text{пр}} < 580 \text{ кг}$ ГСП обладает невысоким ДК, значения собственной частоты лежат в диапазоне $130 \text{ Гц} < \omega < 240 \text{ Гц}$. При этом следует проводить проверку назначаемых режимов резания по совпадению вынужденных и собственных частот колебаний с точки зрения возможного резонанса. На рисунке. 8 приведены несколько возможных комбинаций $M_{\text{оп}}$ и $L_{\text{к}}$, характеризующих $M_{\text{пр}}=250 \text{ кг}$ и $M_{\text{пр}}=580 \text{ кг}$.

В зоне III ($M_{\text{пр}} \geq 580 \text{ кг}$) ДК САР практически такое же, как у ГСП без коррекции. Собственные частоты в несколько раз ниже и составляют $\omega < 130 \text{ Гц}$, что не удовлетворяет нормативам виброустойчивости. Поэтому при разработке техпроцесса и назначении режимов резания необходимо также тщательно проверять соотношение частот с возмущающей силой резания.

В зоне I при $50 \text{ кг} \leq M_{\text{пр}} < 250 \text{ кг}$ САР для исп. 1 ГСП и комбинации коррекции к. 5 с учетом максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{сmax}}$ – обладает невысокими показателями ДК и при воздействии ступенчатой нагрузки $R_h=100 \text{ Н}$ на ПП имеются затухающие колебания (например, рисунок. 6, б), при этом время ПП составляет около $0,02 \text{ с}$, отмеченные обстоятельства могут оказывать влияние только на процесс врезания режущей кромки инструмента в заготовку, а процесс резания соответствует области ПП САР, характерной для установившегося режима – без колебаний.

Предложенный аппарат позволяет выполнять подготовку техпроцесса механической обработки каждой детали, при котором, по трем технологическим параметрам – величине выдвигания шпинделя $L_{\text{к}}$, массе оправки и частоте вращения шпинделя n_s определяются значения $\Delta\phi$ и ω . По первому устанавливается в первую очередь устойчивость системы, а по второму – оценивается вероятность возникновения резонансных явлений, что дает возможность устанавливать и назначать режимы либо в областях высокого ДК САР, либо исключаящих близость соответствующих собственных частот ГСП с частотами вынуждающих колебаний, обусловленных условиями резания.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработаны системы дифференциальных уравнений на основе уравнения Навье-Стокса, описывающие динамику ГСП с симметричным расположением четырех радиальных несущих опор двух конструктивных вариантов исполнений: (исп. 1) с дренажными канавками между опорами и (исп. 2, 3) без канавок.

2. Расширены возможности сравнительных исследований характеристик и показателей конструктивных исполнений ГСП, при этом разработаны:

– методика и программа расчета статических характеристик, несущей способности и жесткости;

– методика и программа энергетического расчета характеристик ГСП, позволяющая для рабочего диапазона частот вращения шпинделя определить взаимно влияющие друг на друга параметры в несущих опорах;

– методики, определения параметров RC-коррекции, основывающиеся на количественном анализе общеизвестных критериев запаса устойчивости

системы автоматического регулирования и качественном анализе переходных процессов;

– методика исследования динамических показателей ГСП при вариации приведенной массы шпинделя для различных режимов функционирования шпиндельного узла.

3. На основе базовых параметров ГСП гибкого тяжелого производственного модуля модели ЛР520ПМФ4 выполнен сравнительный анализ характеристик трех вариантов ГСП при исполнении несущих опор:

- с дренажными канавками и узкими осевыми перемычками (исп. 1);
- без канавок с узкими совместными перемычками (исп. 2);
- без канавок с широкими совместными перемычками (исп. 3).

3.1. По результатам статического расчета установлено, что для исп. 1 и 2 жесткость практически одинаковая, для исп. 3 жесткость несколько выше. Также для всех исполнений обеспечивается требуемая нагрузочная способность.

3.2. Энергетический анализ рассмотренных конструктивных исполнений ГСП показал, что вариант исп. 3 имеет температуру нагрева рабочей жидкости больше допустимой $[t^\circ]=50^\circ\text{C}$ и таким образом – требует ограничения скоростного режима в условиях производства.

3.3. Установлено что исходные некорректированные исполнения ГСП (исп. 1 и исп. 2) с учетом энергетических процессов в несущих опорах при минимальной частоте вращения шпинделя $n_{s\min}$ имеют колебания на полученных переходных процессах, а для исп. 1 при максимальной частоте $n_{s\max}$ на переходном процессе вообще имеет место неустойчивость. Поэтому, для повышения виброустойчивости исполнений исследованы возможности повышения динамического качества системы автоматического регулирования ГСП, за счет введения в систему управления RC -коррекции, при этом, установлено следующее:

– назначаемая гидравлическая емкость C_A соответствует емкости стандартного однослойного металлического сильфона; в зависимости от применяемой методики получены отличающиеся друг от друга значения гидравлических сопротивлений R_A ;

– при оценке системы автоматического регулирования с использованием только одного динамического критерия запаса устойчивости по фазе $\Delta\varphi$ имеется неоднозначность определения комбинации параметров коррекции ГСП в области $\Delta\varphi \geq 55^\circ$;

– для рассмотренных корректированных вариантов ГСП (к. 1 – 5) разных исполнений (исп. 1 и исп. 2) анализ переходных процессов с учетом возможных частот n_s вращения шпинделя показал, что использование в системе управления RC -коррекции – обеспечивает практически полное отсутствие колебаний или имеют место только их признаки у некоторых вариантов.

4. Разработана методика исследования динамического качества ГСП при различных условиях эксплуатации шпиндельного узла металлорежущего станка. На основе полученных результатов, предложен аппарат, позволяющий назначать такие режимы обработки детали на станке, которые обуславливают

высокое динамическое качество ГСП, либо исключают близость соответствующих собственных частот ГСП с частотами вынуждающих колебаний, характеризуемыми режимами резания, что в итоге обеспечивает точность, качество и производительность обработки.

СПИСОК ОСНОВНЫХ РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ

Журналы из перечня ВАК РФ.

1. Бундур, М.С. Повышение эксплуатационно-технических характеристик технологического оборудования / М.С. Бундур, В.А. Прокопенко, Н.А. Пелевин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – №4(159). – С. 121-127.

2. Пелевин, Н.А. Исследование и анализ возможностей различных систем управления для шпиндельных гидростатических подшипников тяжелого расточного модуля / Н.А. Пелевин, П.Ю. Пискарев, В.А. Прокопенко // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – №2(174). – С. 85-91.

3. Бундур, М.С. Прогнозирование динамического качества шпиндельных гидростатических подшипников при учете энергетических процессов / М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко // Металлообработка, 2016 – № 2(92). – С. 56-63.

4. Бундур, М.С. Динамика высокоскоростных шпиндельных узлов тяжелого станочного оборудования / М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – №1(238). – С. 145-154.

5. Пелевин, Н.А. Математическое и компьютерное моделирование системы автоматического регулирования гидростатического подшипника / Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко, И.А. Чернов // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, 2016. – Т. 16. – № 5. – С. 936–945.

6. Бундур, М.С. Анализ возможностей определения корректирующих параметров гидростатических подшипников металлорежущих станков / М.С. Бундур, В.А. Прокопенко, Н.А. Пелевин // Металлообработка, 2016. – № 6(96). – С. 22-33.

7. Бундур М.С. Особенности назначения режимов металлообработки при учете влияния вариации приведенной массы шпинделя / М.С. Бундур, В.А. Прокопенко, Н.А. Пелевин // Металлообработка, 2017. – № 4(100). – С. 5-11.

8. Бундур, М.С. Оценка показателей виброустойчивости гидростатических подшипников при коррекции их динамических свойств / М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко // Металлообработка, 2019. – № 5(113). – С. 55-62.

Труды конференций.

9. Бундур, М.С. Исследование возможностей повышения виброустойчивости токарно-винторезного станка при его модернизации / М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, П.П. Петков., В.А. Прокопенко // Перспективные

направления развития технологии машиностроения и металлообработки: Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. – Ростов-на-Дону.: Изд-во Центр ДГТУ, 2013. – С. 57-64.

10. Бундур, М.С. Возможности и особенности пакета Matlab Simulink при моделировании систем управления гидростатическими несущими узлами / М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко // Материалы 4-й Международной научно практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 815 - 825.

11. Пелевин, Н.А. Компьютерное моделирование энергетических процессов в шпиндельных гидростатических подшипниках / Н.А. Пелевин // КОМОД-2015: труды международной научно-технической конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 74-82.

12. Пелевин, Н.А. Выбор коррекции гидростатических подшипников по асимптотическим частотным характеристикам и критерию колебательности / Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Лучшие доклады. – СПб.: Изд-во Политехи, ун-та, 2016. – С. 77-81.

13. Бундур, М.С. Сравнительный анализ способов определения параметров РС-коррекции гидростатического подшипника по динамическим критериям / М.С. Бундур, Н.А. Пелевин, В.А. Прокопенко // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С. 463-480.

14. Bundur, M.S. The reserch of control sustems for hydrostatic bearings of the modern machine-tools / M.S. Bundur, V.A. Prokopenko, P.P. Petkov, N.A. Pelevin // X mezinárodní vědecko - praktická conference «Aktuální vymoženosti vědy – 2014». – Díl 16. – Technické vědy.: Praha. Publishing House «Education and Science» s.r.o – 112 stran, 2014. – pp. 39-40.

15. Bundur, M.S. The analysis of characteristics of hydrostatic spindle bearings with the “pump-pocket” control system / M.S. Bundur, V.A. Prokopenko, P.P. Petkov, N.A. Pelevin // 14th International Conference Research and Development in Mechanical Industry RaDMI, 2014. – Vol. 1. – pp. 201-204.

Свидетельства о государственной регистрации программ.

16. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017610886. Программа энергетического расчета шпиндельных гидростатических подшипников с симметричным расположением несущих опор / Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А.; заявитель и патентообл. ФГАОУ ВО «СПбПУ» – опубл. 18.01.2017, Бюл. №1, 2017. – 1 с.

17. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017610998. Программа расчета запаса по фазе по параметрам РС-коррекции для системы автоматического регулирования гидростатического подшипника / Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А.; заявитель и патентообл. ФГАОУ ВО «СПбПУ» – опубл. 19.01.2017, Бюл. №1, 2017. – 1 с.