

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого».



На правах рукописи

Шагниев Олег Булатович

**АЛГОРИТМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОДАВЛЕНИЯ
АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ СИЛОВОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ
ИНСТРУМЕНТА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ**

Специальность: 05.11.16 - Информационно - измерительные
и управляющие системы (в машиностроении)

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор
Бурдаков Сергей Фёдорович

Санкт-Петербург

2019

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1. Возникновение автоколебаний при силовом взаимодействии инструмента с поверхностью	11
1.1 Существующие гипотезы о причинах возникновения автоколебаний при механообработке	11
1.2 Экспериментальное исследование процесса фрезерования	21
1.3 Методы подавления автоколебаний при механообработке.....	34
Глава 2. Модели взаимодействия инструмента с поверхностью при наличии силового датчика	42
2.1 Постановка задачи.....	42
2.2 Управление силовым взаимодействием инструмента с поверхностью	51
2.3 Результаты моделирования управляемого движения системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность»	64
Глава 3. Моделирование автоколебательных процессов в системе «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность»	73
3.1 Моделирование релаксационных автоколебаний при шлифовании	73
3.2 Моделирование автоколебаний при точении.....	82
3.3 Моделирование автоколебаний при фрезеровании.....	90
Глава 4. Подавление нежелательных динамических явлений при механообработке	115
4.1 Структура управляющей системы.....	115
4.2 Адаптация с учётом характеристик поверхности.....	116
4.3 Подавление релаксационных автоколебаний	125
4.4 Подавление автоколебаний при точении.....	130
4.5 Подавление автоколебаний при фрезеровании.....	134
Глава 5. Адаптация к износу инструмента на базе искусственных нейронных сетей.....	139
5.1 Структура управляющей системы на базе искусственных нейронных сетей.....	139

5.2	Обучение искусственных нейронных сетей.....	140
5.3	Нейросетевая адаптация с учётом износа инструмента и помех в датчиках при фрезеровании.....	152
	Заключение	167
	Список литературы	168

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Автоматизация операций механообработки, являющихся частью многих технологических процессов, имеет важное социально-экономическое значение с точки зрения повышения производительности труда, увеличения точности обработки и исключения человека из вредных для здоровья участков производств.

Сложность и нелинейность характера взаимодействий инструмента с обрабатываемой поверхностью затрудняет согласованный выбор регламентированных параметров режима механообработки, обеспечивающих максимальную точность и производительность. Кроме того, всегда существующие в реальных системах возмущения, такие как неровность обрабатываемой поверхности, неоднородность материала, износ инструмента и т.д., могут приводить к отклонениям от регламентированных параметров режима резания. Следствием этого является повышение вибрационной нагрузки на систему, вплоть до потери устойчивости и существенных поломок.

Разработкой физико-механических моделей возникновения автоколебаний занимались такие учёные, как В.К. Асташев, А.И. Каширин, И.В. Крагельский, В.А. Кудинов, Л.С. Мурашкин, А.П. Соколовский, М.Е. Эльясберг, Y. Altintas, E. Budak, B. Stone, J. Tlusty, S.A. Tobias. На практике для снижения вибрационной нагрузки на систему и подавления нежелательных явлений, таких как релаксационные автоколебания на малых скоростях движения инструмента, автоколебаний, возбуждаемых по механизму резания «по следу» и т.д., необходимо снижать параметры режима механообработки, что в свою очередь приводит к снижению производительности. В связи с этим важную роль играют управляющие системы, поддерживающие баланс между качеством и производительностью процесса механообработки, не допуская возникновения нежелательных явлений. Разработке методик детектирования и подавления автоколебаний при механообработке посвящены работы таких учёных, как С.А. Воронов, В.М. Свинин, Z. Dombovari, T. Hoshi, H. Nijmeijer, T. Schmitz, G. Stepan, N. van Dijk и многих других.

Разработка алгоритмов управления параметрами режима механообработки по экспериментальным данным затруднена в связи с высокой стоимостью их проведения, а также с невозможностью выделения доминирующих физико-механических процессов, протекающих в сложной системе. Предпочтительным является путь математического моделирования различных нежелательных явлений, имеющих место на практике, и разработка методик борьбы с ними. В связи с этим **актуальность** приобретает разработка алгоритмов детектирования и подавления нежелательных автоколебательных явлений при силовом взаимодействии инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Автоматизированная механообработка в настоящее время осуществляется как станками с числовым программным управлением (ЧПУ), так и, всё чаще, роботами-манипуляторами. Для расширения возможностей получения информации о процессах в зоне контакта инструмента с поверхностью обрабатываемые комплексы часто оснащаются силомоментными датчиками, а управление движением носителя (суппорта станка с ЧПУ или последнего звена манипулятора) осуществляется по позиционно-силовому алгоритму на основании обратной связи по силе прижатия инструмента к поверхности. Опыт показывает, что стандартные позиционно-силовые алгоритмы управления не позволяют в полной мере обеспечить своевременное подавление нежелательных вибраций при механообработке. В работе предлагается использовать управляющую систему, обеспечивающую согласованное управление параметрами режима механообработки по идентификационным показателям рассматриваемых нежелательных явлений в системе «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность». Использование разрабатываемой управляющей системы позволит осуществлять механообработку на предельных параметрах, соответствующих максимальной производительности, при сохранении качества обработанной поверхности.

Объектом исследования является упругая система «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» с нелинейным характером сил взаимодействия.

Предметом исследования являются алгоритмы детектирования и подавления нежелательных автоколебательных явлений, возникающих при механообработке, по сигналу датчика силы взаимодействия инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Целью работы является разработка алгоритмов детектирования и подавления автоколебаний при силовом взаимодействии инструмента с обрабатываемой поверхностью, направленных на повышение точности и производительности процессов механообработки.

Для достижения поставленной цели решаются следующие **задачи**:

1) Разработать математическую модель системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» и синтезировать законы управления движением носителя вдоль обрабатываемой поверхности с заданной силой прижатия инструмента;

2) Провести моделирование и определить показатели, по которым могут быть идентифицированы режимы нежелательных вынужденных колебаний и автоколебаний в системе «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», характерных для процессов шлифования, точения и фрезерования при нелинейном характере сил контактного взаимодействия инструмента с поверхностью;

3) Разработать алгоритмы детектирования и подавления нежелательных динамических явлений по идентификационным показателям за счёт коррекции параметров режима механообработки;

4) Определить возможность компенсации влияния неопределённых возмущающих факторов на динамику системы с учётом ограничений на прочность конструкции и экспертно устанавливаемых критериев качества механообработки при помощи алгоритмов на базе искусственных нейронных сетей.

Научная новизна

1) Разработана математическая модель системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» с учётом нелинейного характера сил взаимодействия, позволяющая выделить доминирующие динамические явления и определить ключевые показатели, по которым могут быть идентифицированы нежелательные автоколебательные режимы. Особенностью математической модели является учёт упругости силового датчика и обратных связей по силе прижатия инструмента к поверхности и скорости движения носителя, что позволяет повысить точность определения границ устойчивости процессов механообработки и исследовать влияние настроек регуляторов на устойчивость системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» в условиях нелинейного характера сил взаимодействия;

2) Разработан алгоритм детектирования и подавления автоколебаний, включающий:

- идентификацию нежелательного явления по ключевым показателям режима механообработки, рассчитываемым по обработанному сигналу датчика силы прижатия инструмента к поверхности;
- коррекцию подачи инструмента и глубины резания за счёт изменения заданий по силе прижатия инструмента к поверхности и скорости горизонтального движения носителя для системы позиционно-силового управления;

3) Разработан алгоритм адаптации к факторам неопределённости по критериям качества обрабатываемой поверхности и прочности конструкции, включающий:

- идентификацию факторов, связанных с износом инструмента и накапливающимися ошибками в датчиках координаты и скорости движения носителя, по обработанному сигналу датчика силы прижатия инструмента к поверхности при помощи искусственных нейронных сетей;

- компенсацию влияния факторов неопределённости на динамику системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» за счёт коррекции задания по силе прижатия инструмента к поверхности для системы позиционно-силового управления.

Практическая значимость работы состоит в том, что разработанные алгоритмы детектирования и подавления автоколебаний за счёт коррекции параметров режима механообработки позволяют повышать производительность рассматриваемых процессов без потери качества обработанной поверхности.

Методологическую основу исследования составляют методы теории колебаний и динамической устойчивости механических систем, а также теории автоматического управления. Дифференциальные уравнения, описывающие динамику математических моделей, решаются при помощи численного интегрирования. Для настройки регуляторов используется алгоритм параметрической настройки. Для идентификации неопределённых параметров и настройки искусственных нейронных сетей используется многовариантное моделирование.

Достоверность научных результатов определяется строгостью используемого в работе математического аппарата, применением для численного решения дифференциальных уравнений современного пакета MATLAB/Simulink и сравнительным анализом результатов, полученных в диссертационной работе, с имеющимися экспериментальными данными.

Положения, выносимые на защиту:

1) Математическая модель системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» с учётом нелинейного характера сил взаимодействия, позволяющая выделить доминирующие динамические явления и определить ключевые показатели, по которым могут быть идентифицированы нежелательные автоколебательные режимы;

2) Алгоритм детектирования и подавления автоколебаний по показаниям датчика силы прижатия инструмента к поверхности за счёт коррекции подачи инструмента и глубины резания;

3) Алгоритм адаптации к факторам неопределённости по критериям качества обрабатываемой поверхности и прочности конструкции, основанный на их идентификации по показаниям датчика силы прижатия инструмента к поверхности при помощи искусственных нейронных сетей и компенсации за счёт коррекции глубины резания.

Апробация работы

Работа отмечена дипломом конкурса грантов для студентов вузов, расположенных на территории Санкт-Петербурга, аспирантов вузов, отраслевых и академических институтов, расположенных на территории Санкт-Петербурга в 2016 году.

За доклад «Интеллектуализация управления роботом с силовой моментной обратной связью при контактных операциях» на XXI конференции молодых учёных «Навигация и управление движением» (XXI КМУ 2019) в ЦНИИ ГНЦ РФ АО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор» автор удостоен диплома I степени за лучший доклад в секции «Навигация и управление в робототехнических системах» и диплома лауреата премии имени д.т.н. С.Ф. Фармаковского.

Основные результаты работы докладывались семинарах на кафедре «Механика и процессы управления» Санкт-Петербургского Политехнического университета и в Институте проблем машиноведения Российской академии наук, а также на следующих конференциях: Форум с международным участием «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, 2014); Форум с международным участием «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, 2015); Научная конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, 2016); Научная конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ» (Санкт-Петербург, 2018); Международная научно-практическая конференция «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-

2018» (Санкт-Петербург, 2018); XXII Международная научно-практическая конференция «Системный анализ в проектировании и управлении (SAEC-2018)» (Санкт-Петербург, 2018); 29-ая международная научно-техническая конференция «Экстремальная робототехника и конверсионные тенденции» (Санкт-Петербург, 2018); XXI конференция молодых ученых «Навигация и управление движением» (XXI КМУ 2019) (Санкт-Петербург, 2019); International Conference «Emerging Trends in Applied and Computational Physics 2019» (ETACP-2019) (Санкт-Петербург, 2019); 30-ая международная научно-техническая конференция «Экстремальная робототехника» (Санкт-Петербург, 2019).

Личный вклад автора

Все результаты диссертационного исследования получены лично автором.

Публикации

Основные результаты работы изложены в 16 печатных публикациях [4, 5, 6, 7, 8, 9, 12, 41, 42, 43, 44, 46, 47, 48, 49, 88], из которых четыре входят в перечень изданий, рекомендуемых ВАК, и одна - в наукометрическую базу Scopus. По результатам работы над диссертацией получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ [45].

Объём и структура работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы. Объём диссертации составляет 178 страниц со 180 рисунками и 3 таблицами. Список литературы включает в себя 105 наименований.

Глава 1. Возникновение автоколебаний при силовом взаимодействии инструмента с поверхностью

1.1 Существующие гипотезы о причинах возникновения автоколебаний при механообработке

Изучение проблемы вибраций при механообработке началось в XIX веке и продолжается до сих пор. Первоначально вибрации при резании рассматривались как вынужденные колебания, обусловленные периодическим характером сил взаимодействия режущего инструмента и заготовки. Впервые о наличии автоколебательной составляющей в вибрациях при резании в нашей стране заговорил Дроздов [17], который показал, что доминирующая частота вибраций при резании может не совпадать с частотой вынуждающего воздействия, а, следовательно, вибрации не могут быть обусловлены лишь возникновением резонанса в системе «станок-инструмент-заготовка». Таким образом, вибрации при резании могут трактоваться как сложный колебательный процесс, в котором одновременно присутствуют свободные колебания, обусловленные начальными условиями, вынужденные колебания, обусловленные вынуждающим воздействием и автоколебания, обусловленные внутренними свойствами системы.

Многообразие процессов механообработки, при которых могут иметь место автоколебания, указывает на сложность и многофакторность процессов, протекающих в зоне контакта инструмента с поверхностью. Силы контактного взаимодействия включают в себя большое количество составляющих, обусловленных разными параллельно идущими процессами [16, 23, 33, 34]. Выделение отдельных компонент силы контактного взаимодействия является в большой степени условным. Разные авторы выделяют от трёх до семи составляющих силы контактного взаимодействия, обусловленных трением, сопротивлением металла срезанию, температурными процессами, реактивными силами от стружки и т.д.

На протяжении всего XX и начала XXI веков многими авторами предлагались теории, призванные объяснить физический механизм возникновения

автоколебательных процессов при резании. С.Л. Мурашкин [31] предлагал разделить все имеющиеся гипотезы на пять групп.

Первая группа гипотез связана с падающей характеристикой силы контактного взаимодействия инструмента и заготовки в зависимости от скорости их относительного движения. Впервые в нашей стране данную гипотезу выдвинул А.И. Каширин [24], подтверждая её большим количеством экспериментальных данных. Пример экспериментальной кривой, описывающей зависимость силы контактного взаимодействия инструмента и заготовки от скорости их относительного движения представлена на рис. 1.1.

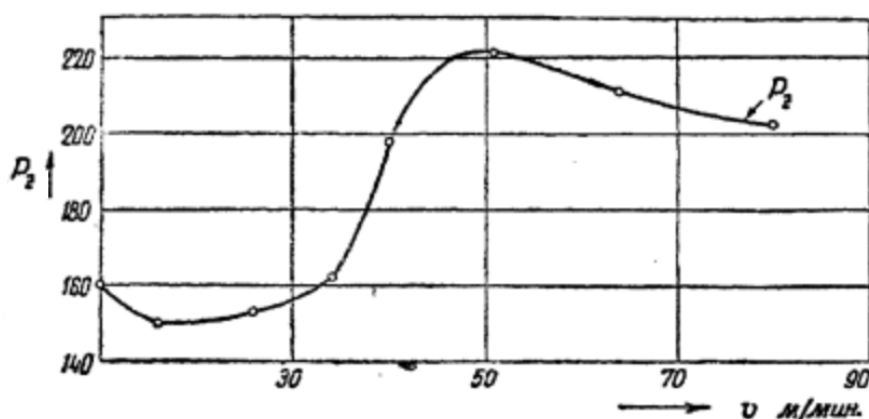


Рис. 1.1. Зависимость силы контактного взаимодействия от скорости относительного движения

С.Л. Мурашкин [31] приводит результаты ряда экспериментальных исследований, а также предлагает различные способы аппроксимации полученных экспериментальных кривых. Важно отметить, что он разделяет кривые на два вида. Кривая первого вида имеет равномерно падающую характеристику силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости относительного движения инструмента и заготовки. Кривая второго вида имеет три зоны: падающий участок, «поднимающийся» участок и второй падающий участок. Кривые первого (слева) и второго (справа) видов представлены на рис. 1.2.

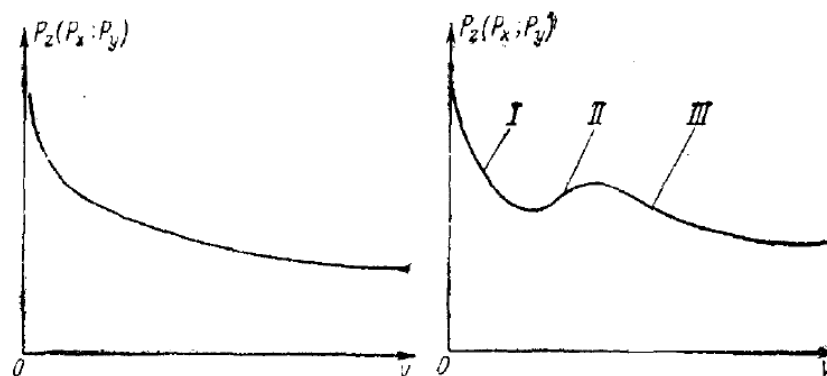


Рис. 1.2. Характеристики силы контактного взаимодействия первого (слева) и второго (справа) видов

Наличие «поднимающегося» участка на кривой второго рода объясняют тем, что при нахождении системы в зоне первого падающего участка в области контакта инструмента и заготовки образуется нарост, который впоследствии удаляется на втором участке, а затем на третьем сила вновь продолжает падать.

А.И. Каширин [24] фактически проводит аналогию между падающей характеристикой силы контактного взаимодействия при резании и падающей характеристикой силы трения и предлагает модель упругой системы «станок-инструмент-заготовка», по своим свойствам напоминающую модель автоколебаний грузика на пружинке, лежащего на движущейся шероховатой ленте [35]. Расчётная схема упругой системы, предложенная Кашириным, представлена на рис. 1.3.

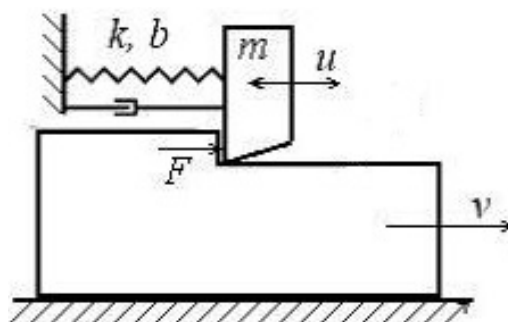


Рис. 1.3. Расчётная схема упругой системы «станок-инструмент-заготовка»

Здесь m – масса колеблющегося инструмента, k, b – жёсткость и вязкое сопротивление упругой системы. Заготовка движется с постоянной скоростью v . В зоне контакта инструмента с заготовкой на резец действует сила F . Тогда

колебания инструмента будут описываться уравнением колебаний единичного осциллятора

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + ku = F(v - \dot{u}).$$

При наличии падающей характеристики силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости относительного движения $v - \dot{u}$ в системе возможно возникновение устойчивых автоколебаний [29]. Механизм релаксационных автоколебаний состоит в возникновении замкнутого цикла движения системы вдоль падающей характеристики силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости относительного движения инструмента и заготовки с периодическим падением скорости вплоть до нуля, обусловленным тем, что сила трения скольжения превышает упругую силу. Важно отметить, что Каширин не предлагает объяснения физической природы падающей характеристики силы контактного взаимодействия.

Кроме трения и пластической деформации срезаемого материала на силу контактного взаимодействия могут влиять температурные эффекты в зоне контакта. К отдельному направлению среди гипотез первой группы можно отнести работы [1, 2, 26, 27], выполненные в Институте машиноведения им. А.А. Благонравова группой учёных под руководством В.К. Асташёва, которые предложили гипотезу, объясняющую возникновение автоколебаний падающей характеристикой силы контактного взаимодействия в зависимости от температуры в зоне контакта. Уравнение колебаний инструмента в таком случае примет вид

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + ku = F(T),$$

где T – температура в зоне контакта инструмента с заготовкой.

Механизм возникновения автоколебаний предлагается следующий. Вследствие отклонения системы от положения равновесия возникают собственные колебания, которые приводят к изменению скорости относительного движения инструмента и заготовки. Это изменение в свою очередь приводит к изменению работы сил контактного взаимодействия. В связи с этим начинаются перепады

тепловыделения в зоне контакта, а значит, изменяется и температура. Механические свойства материалов зависят от температуры, поэтому изменяется также составляющая силы контактного взаимодействия, обусловленная пластической деформацией срезаемого материала. При срезании участка с понизившимися из-за высокой температуры свойствами механическая работа и тепловыделение падают, температура снижается. Таким образом, возникает замкнутый цикл устойчивых автоколебаний.

К безусловным преимуществам гипотез первой группы можно отнести большое количество подтверждающих экспериментальных данных [85].

Вторая группа гипотез представлена теорией А.П. Соколовского [38], который предполагал, что причиной возникновения автоколебаний при механообработке является различное деформационное упрочнение обрабатываемого материала при врезании и отталкивании инструмента. Данная гипотеза не подтверждена экспериментами, однако теория о влиянии на вибрационный процесс упрочнения материала при резании не лишена смысла.

Третья группа гипотез разрабатывалась такими учёными, как М.Е. Эльясберг, И.Г. Жарков и т.д. [20, 50]. Важность гипотез этой группы связана с тем, что Эльясберг впервые предположил, что возникновение автоколебаний при механообработке связано с запаздыванием силы контактного взаимодействия от координаты колеблющегося инструмента. Расчётная схема для данной гипотезы идентична расчётной схеме, предложенной Кашириным. Уравнения же примут вид

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + ku = Ku(t - t_0),$$

где K – коэффициент пропорциональности, t_0 – запаздывание между силой контактного взаимодействия и перемещением инструмента.

Важно отметить, что наличие запаздывания изначально было обнаружено экспериментально. Эльясберг предполагал, что запаздывание связано с возникновением в районе резца опережающей трещины, однако экспериментально эта теория не подтвердилась. В работах Жаркова представлены результаты

экспериментальных исследований, свидетельствующих о постоянном значении запаздывания для различных материалов заготовок, а также высказывается предположение о том, что запаздывание связано с усадкой стружки при механообработке.

Четвёртая группа гипотез связана с так называемым принципом координатной связи, предложенным в конце 50-х годов XX века независимо друг от друга Кудиновым В.А. [30] и Tlustý J. [94].

В отличие от предыдущих гипотез, в данном случае упругая система «станок-инструмент-заготовка» рассматривается как система не с одной, а с несколькими степенями свободы. Пример упругой системы представлен на рис. 1.4.

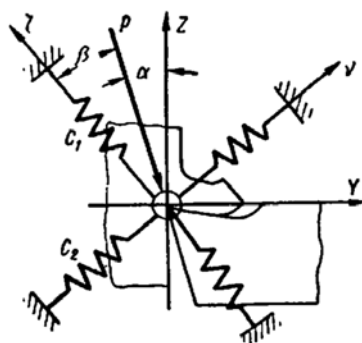


Рис. 1.4. Упругая система суппорта станка[30]

Суть гипотезы координатной связи заключается в том, что автоколебания при механообработке обусловлены фазовым сдвигом между движениями инструмента по разным степеням подвижности. Реальный инструмент действительно движется не вдоль одной прямой, а совершает движение по довольно сложной траектории. Сама по себе гипотеза координатной связи не может объяснить механизм возникновения автоколебаний при механообработке. Однако несомненно то, что сложность упругой системы станка или робота-манипулятора влияет на характер вибраций при механообработке. В работах [62, 100] предлагается разделять вибрации, обусловленные механизмом автоколебаний при резании и вибрации, обусловленные принципом координатной связи.

Пятая гипотеза является наиболее распространённой в мировой науке. В отечественной литературе данный механизм возбуждения автоколебаний

называется вторичным или резанием «по следу». В англоязычной литературе принято называть данный механизм регенеративным, а сам эффект автоколебаний «chattering».

Механизм резания «по следу» заключается в следующем. После отклонения инструмента от положения равновесия он начинает совершать свободные колебания, что приводит к относительному смещению заготовки и инструмента. В результате при проходе резца по поверхности обработки формируется волнистый след. При следующем проходе резца срезается слой материала и одновременно формируется новый волнистый след. В результате образуется волнистая с обеих сторон стружка. Причиной возникновения автоколебаний в рамках данной гипотезы оказывается величина фазового сдвига между волнами. Схема стружкообразования и пример волнистой с обеих сторон стружки приведены на рис. 1.5.

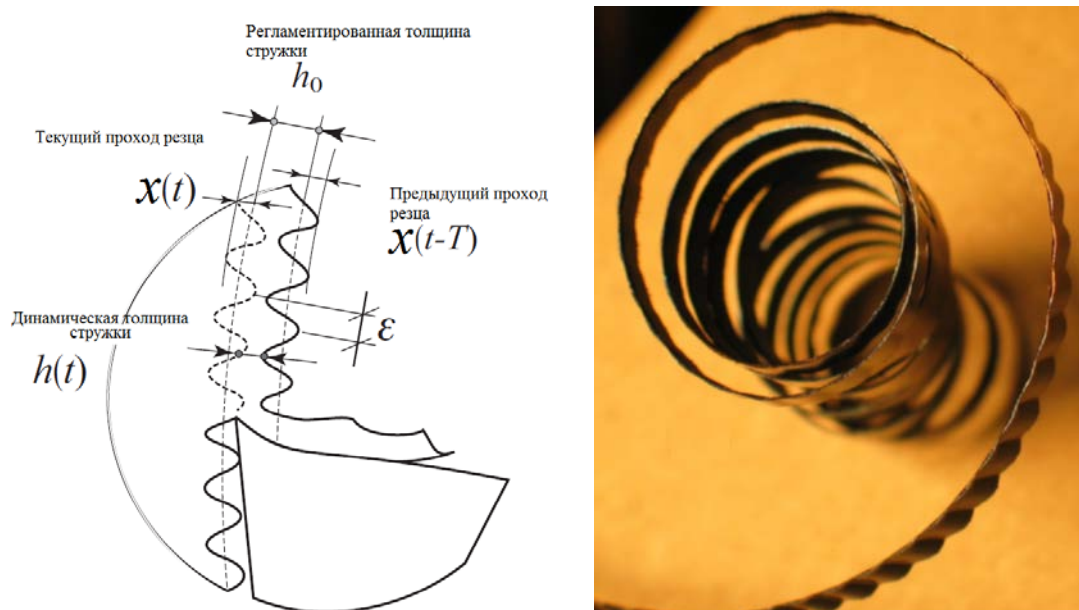


Рис. 1.5. Схема стружкообразования (слева) и пример стружки (справа)

В работах Tobias S. и Tlustý J. [94, 95, 96] была предложена математическая модель автоколебаний, возбуждающихся в результате резания «по следу». Уравнение, описывающее колебания резца, имеет вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = K_f ah(t),$$

где K_f – экспериментально определяемый коэффициент пропорциональности; a – глубина резания, фактически определяющая ширину стружки; h – толщина снимаемой стружки; m – масса колеблющегося инструмента; k, b – жёсткость и вязкое сопротивление упругой системы.

Толщину снимаемой стружки авторы предлагают записывать в виде

$$h(t) = (h_0 - x(t) + x(t - T)),$$

где h_0 – постоянная составляющая толщины стружки, которая равна подаче на оборот, установленной на станке; $x(t) - x(t - T)$ – динамическая составляющая толщины стружки; T – период вращения заготовки.

Перейдя к изображениям через преобразование Лапласа, можно получить

$$x(p) = K_f ah(p)\Phi(p) = K_f a(h_0 - x(p)(1 - e^{-pT}))\Phi(p),$$

где $\Phi(p)$ – передаточная функция системы от силы резания до координаты инструмента.

Передаточная функция между динамической и постоянной составляющими толщины стружки записывается как

$$\frac{h(p)}{h_0(p)} = \frac{1}{1 + K_f a\Phi(p)(1 - e^{-pT})}.$$

Устойчивость системы определяется корнями знаменателя передаточной функции [84], следовательно,

$$1 + K_f a\Phi(p)(1 - e^{-pT}) = 0.$$

Пусть корень данного уравнения записывается как $p = \sigma + i\omega_c$. Если действительная часть корня положительна, то решение будет иметь экспоненту с положительным показателем степени, что приведет к неустойчивости системы. В противном случае колебания будут затухать, и система будет устойчивой. Когда вещественная часть равна нулю ($p = i\omega_c$), система находится на границе устойчивости и инструмент колеблется с постоянной частотой автоколебаний ω_c . Заметим, что частота автоколебаний не равна собственной частоте системы, так как

характеристическое уравнение имеет дополнительные члены по сравнению с характеристическим уравнением системы без учета регенеративного эффекта. Характеристическое уравнение на границе устойчивости принимает вид

$$1 + K_f a_{кр} \Phi(i\omega_c)(1 - e^{-i\omega_c T}) = 0,$$

где $a_{кр}$ – предельная величина глубины резания. Раскладывая передаточную функцию $\Phi(p)$ на вещественную и мнимую части ($\Phi = G + iH$), получим

$$\begin{aligned} & \left(1 + K_f a_{кр} (G(1 - \cos\omega_c T) - H \sin\omega_c T)\right) \\ & + i \left(K_f a_{кр} (G \sin\omega_c T + H(1 - \cos\omega_c T))\right) = 0. \end{aligned}$$

Вещественная и мнимая части этого уравнения должны равняться нулю. Рассмотрим сначала мнимую часть:

$$G \sin\omega_c T + H(1 - \cos\omega_c T) = 0.$$

Фаза передаточной функции $\Phi(p)$ вычисляется как

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin\omega_c T}{\cos\omega_c T - 1}.$$

Используя тригонометрические соотношения $\cos\omega_c T = \cos^2 \frac{\omega_c T}{2} - \sin^2 \frac{\omega_c T}{2}$ и $\sin\omega_c T = 2 \cos \frac{\omega_c T}{2} \sin \frac{\omega_c T}{2}$, получим

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\cos \frac{\omega_c T}{2}}{-\sin \frac{\omega_c T}{2}} = \operatorname{tg} \left(\frac{\omega_c T}{2} - \frac{3\pi}{2} \right).$$

Тогда

$$\omega_c T = 2\psi + 3\pi = \operatorname{arctg} \left(\frac{H}{G} \right).$$

Вычисление фазового угла ψ необходимо проводить с учетом знаков вещественной и мнимой частей передаточной функции. Найдем связь между скоростью вращения шпинделя n (об/мин) и частотой автоколебаний ω_c (рад/с) или f_c (Гц). Количество волн, оставшихся на поверхности детали, вычисляется как

$$f_c T = k + \frac{\varepsilon}{2\pi},$$

где k – целое число волн, а $\frac{\varepsilon}{2\pi}$ – дробная часть волны. Угол ε показывает фазовый сдвиг между внешней и внутренней модуляциями стружки. Заметим, что, если частота вращения и автоколебаний имеют целочисленное отношение, то фазовый сдвиг между внутренней и внешней модуляциями будет равен 0 либо 2π , следовательно, толщина стружки будет постоянной несмотря на присутствие вибраций. В противном случае толщина будет непрерывно изменяться. Связь между периодом и фазовым сдвигом примет вид

$$T = \frac{2\pi k + \varepsilon}{2\pi}.$$

Критическое значение глубины резания может быть найдено из условия равенства нулю вещественной части:

$$1 + K_f a_{кр} (G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T) = 0.$$

Отсюда

$$a_{кр} = - \frac{1}{K_f G((1 - \cos \omega_c T) - (H/G) \sin \omega_c T)}.$$

Пользуясь полученным ранее выражением для фазы функции $\Phi(p)$, получим

$$a_{кр} = - \frac{1}{2K_f G(\omega_c)}.$$

Поскольку $a_{кр}$ является физической величиной, решение существует только для отрицательных значений вещественной части передаточной функции Φ .

Анализ границ устойчивости показывает, что $a_{кр}$ зависит от свойств материала заготовки, определяющихся коэффициентом K_f , и свойствами системы, определяющихся вещественной частью передаточного соотношения от сил контактного взаимодействия до координаты инструмента. Пример лепестковой диаграммы устойчивости процесса точения представлен на рис. 1.6.

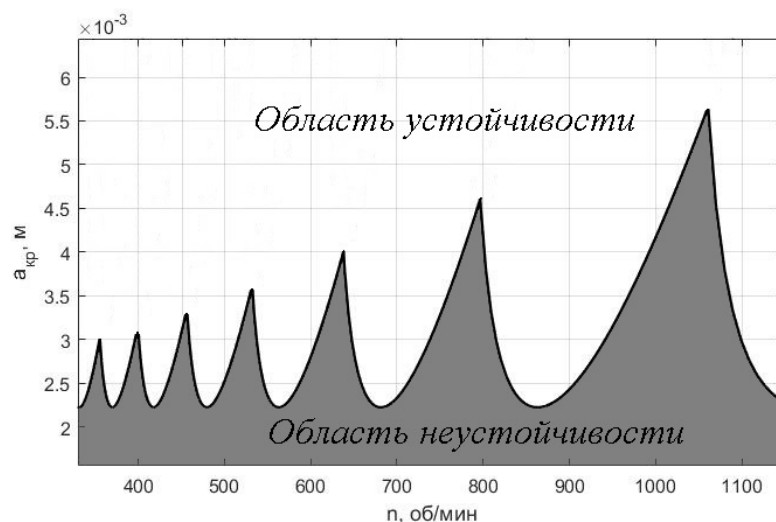


Рис. 1.6. Лепестковая диаграмма устойчивости процесса точения

Гипотеза возбуждения автоколебаний в результате резания «по следу» имеет ряд серьёзных преимуществ. Во-первых, она отражает так называемый лепестковый эффект, наглядно показанный на диаграмме. Во-вторых, данная модель демонстрирует возможную потерю устойчивости системы процесса механообработки. Кроме того, усложнение математической модели обрабатывающего комплекса позволяет моделировать автоколебания, возбуждающиеся по механизму резания «по следу» для более сложных процессов, таких как шлифовка, фрезерование и сверление.

Важно отметить, что на практике невозможно выделить какой-то один механизм возбуждения автоколебаний при резании [25, 103]. В настоящей работе будет проведено математическое моделирование автоколебаний, возбуждающихся как в результате наличия ниспадающего участка на характеристике силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью, так и в результате резания «по следу».

1.2 Экспериментальное исследование процесса фрезерования

Для определения характерных частотных и жесткостных характеристик оборудования для фрезерования, а также для подтверждения существования рассматриваемых в диссертации явлений проведён эксперимент на

широкоуниверсальном фрезерном станке 6Т83Ш. Эксперимент проводился на базе производства АО «СКБК». Станок 6Т83Ш представлен на рис. 1.7.



Рис. 1.7. Широкоуниверсальный станок 6Т83Ш

На станок установлена скоростная фрезерная головка диаметром 100 мм с $N = 8$ пятигранными сменными пластинами T5T10. Её фотография представлена на рис. 1.8.

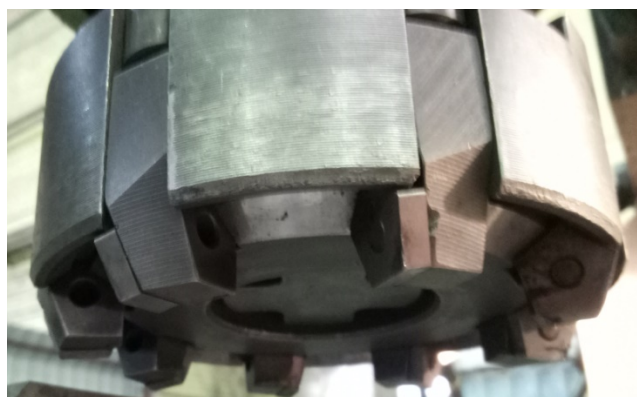


Рис. 1.8. Скоростная фрезерная головка с пятигранными режущими пластинами

Эксперимент проводился в 2 этапа.

Первый этап – проведение модального исследования станка [28]. На фрезерную головку приклеивался акселерометр. Затем по фрезерной головке было произведено по девять ударов молотком в направлениях x и z . Удары молотком приближённо имитировали одиночное импульсное воздействие. Схема модального исследования представлена на рис. 1.9.

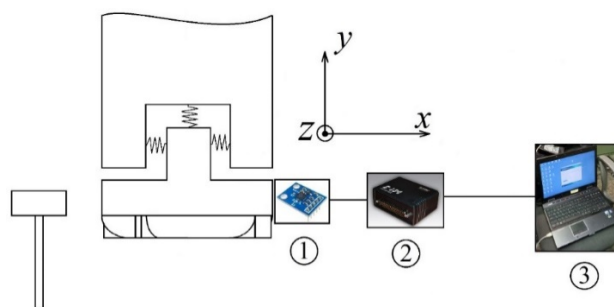


Рис. 1.9. Схема модального исследования

На схеме 1 – трёхосевой акселерометр ADXL335, система координат соответствует системе координат акселерометра; 2 – аналого-цифровой преобразователь L-Card E-154; 3 – персональный компьютер с программным обеспечением L-Graph. Сигнал с акселерометра передаётся в вольтах. Калибровка показала, что изменение показаний акселерометра на 0,3 В соответствует приложению ускорения, равного g . Удар молотком в направлении x представлен на рис. 1.10.



Рис. 1.10. Импульсное воздействие в направлении x

Переходные процессы в системе при одиночных импульсных воздействиях приведены на рис. 1.11 и 1.12.

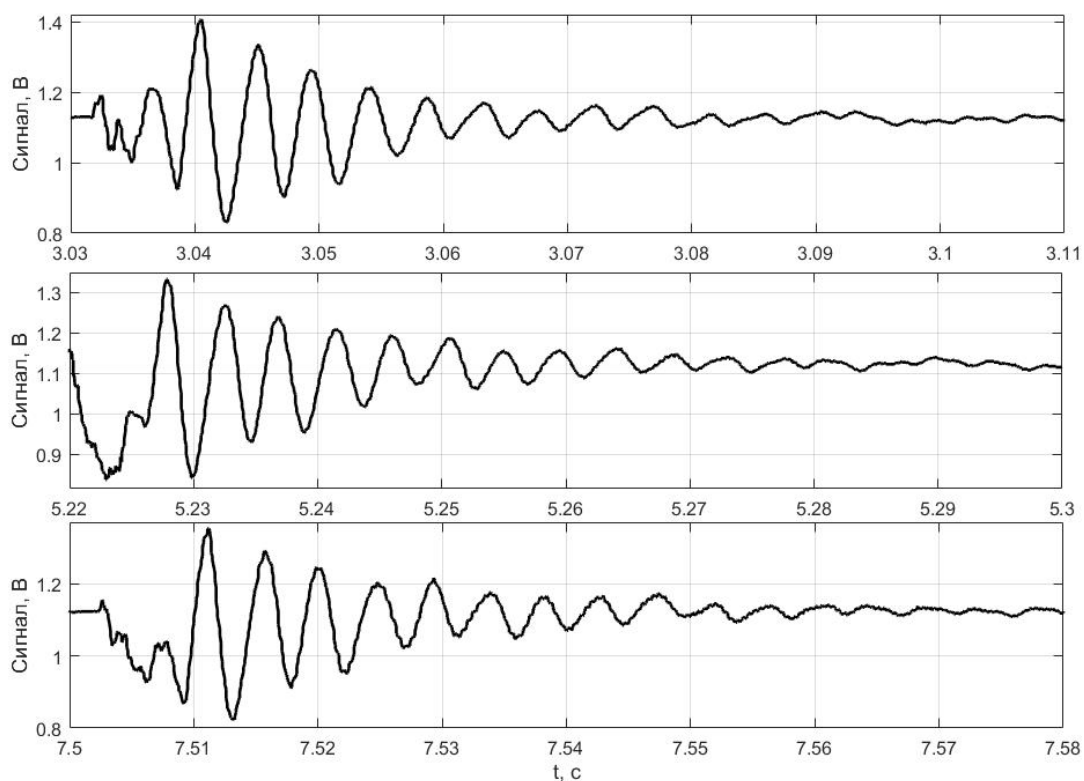


Рис. 1.11. Сигнал по x при импульсных воздействиях в направлении x

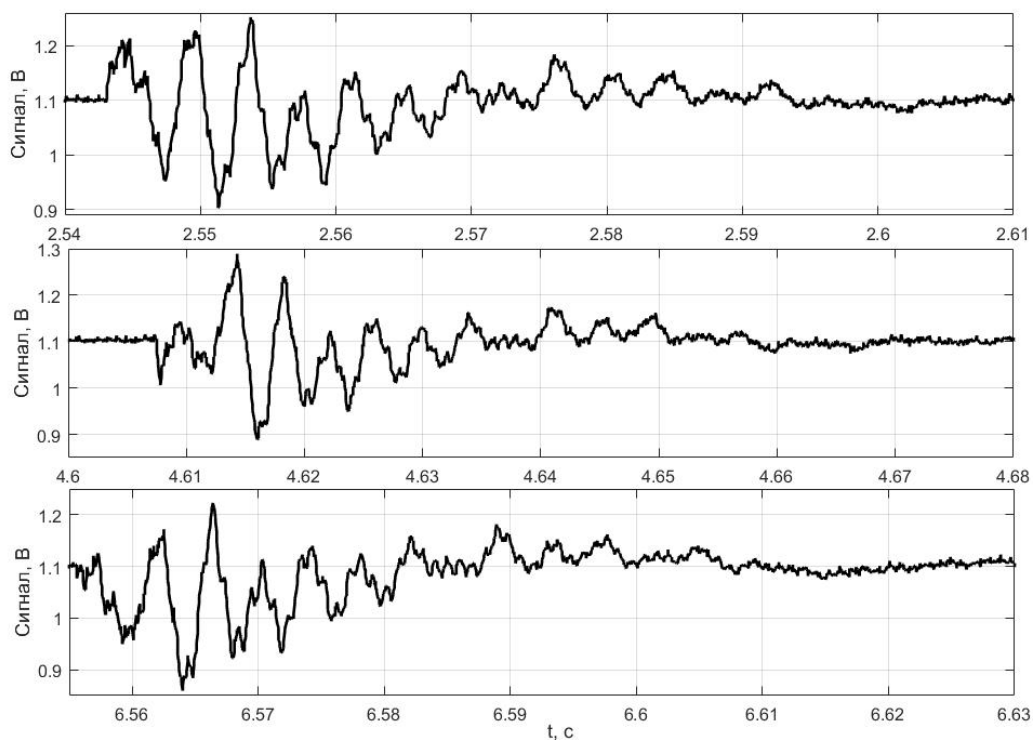


Рис. 1.12. Сигнал по z при импульсных воздействиях в направлении z

По переходным процессам, представленным на рисунках, можно приблизительно оценить частотные характеристики используемого оборудования.

Видно, что колебания практически затухают через пять периодов. Для направления x в среднем для трёх опытов пять периодов колебаний составляют 0,022 с, а для направления z – 0,02 с. Таким образом, главные парциальные частоты, возбуждаемые при импульсных воздействиях в направлениях x и z составляют соответственно приблизительно $\omega_x = 227$ Гц, $\omega_z = 250$ Гц.

Второй этап эксперимента – фрезерование. Для опытов используется заготовка цилиндрической формы, длина – 180 мм, диаметр – 80 мм, материал – Сталь 20. Для всех опытов использовалась скорость вращения фрезы $n = 560$ об/мин и величина подачи заготовки $S = 125$ мм/мин. Таким образом, частота вынуждающего воздействия $\omega_b = (Nn)/60 = 75$ Гц. На рис. 1.13 представлена схема проведения опытов.

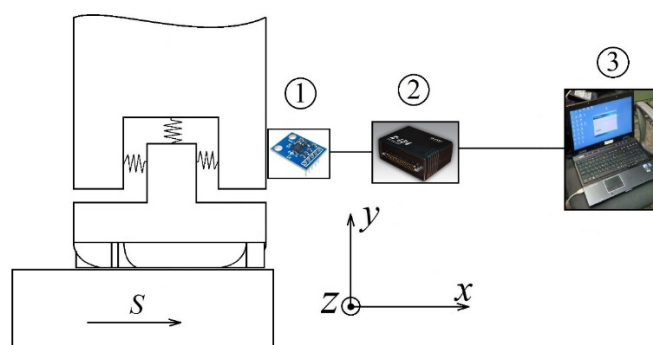


Рис. 1.13. Схема проведения опытов

По сравнению со схемой модального исследования для опытов с фрезерованием акселерометр был переключен с вращающейся головки на неподвижную часть станка, как можно ближе к месту контакта инструмента с заготовкой. На схеме 1 – трёхосевой акселерометр ADXL335, система координат соответствует системе координат акселерометра; 2 – аналогово-цифровой преобразователь L-Card E-154; 3 – персональный компьютер с программным обеспечением L-Graph. Момент фрезерования представлен на рис. 1.14.



Рис. 1.14. Процесс фрезерования

Всего было проведено семь опытов. Параметры режима фрезерования для каждого из них приведены в таблице 1.1. Учитывая цилиндрическую форму заготовки, ширина резания была величиной переменной по вертикали, в таблице приведены максимальные значения.

Таблица 1.1. Параметры режима фрезерования при проведении опытов

№	Глубина резания, мм	Ширина резания, мм	Подача, мм/мин	Скорость вращения фрезы, об/мин	Износ пластин
1	5	40	125	560	Нет
2	2	45	125	560	Нет
3	10	65	125	560	Нет
4	5	40	125	560	Да
5	2	45	125	560	Да
6	6	60	125	560	Да
7	10	65	125	560	Да

Далее приведены результаты опытов.

На рис. 1.15 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его быстрое преобразование Фурье для Опыта № 1.

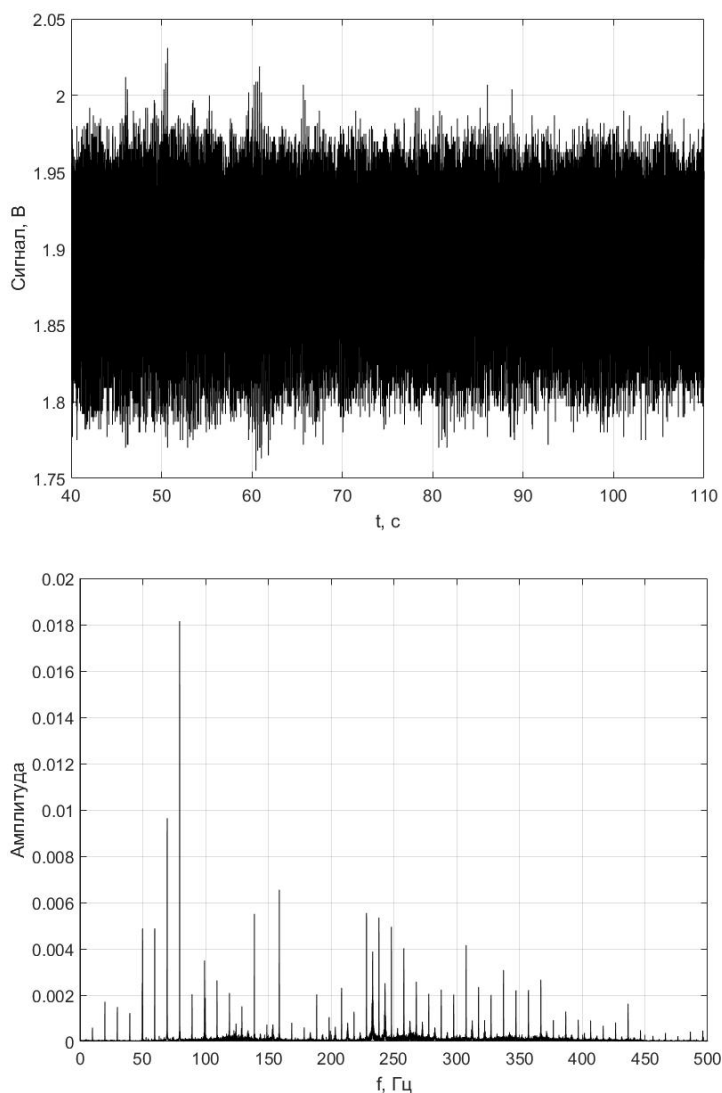


Рис. 1.15. Сигнал в направлении подачи и его быстрое преобразование Фурье для опыта № 1

Процесс фрезерования является устойчивым, на амплитудном спектре хорошо видны частоты, соответствующие частоте вынужденных колебаний ω_B , а также кратных ей.

На рис. 1.16 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его быстрое преобразование Фурье для Опыта № 2.

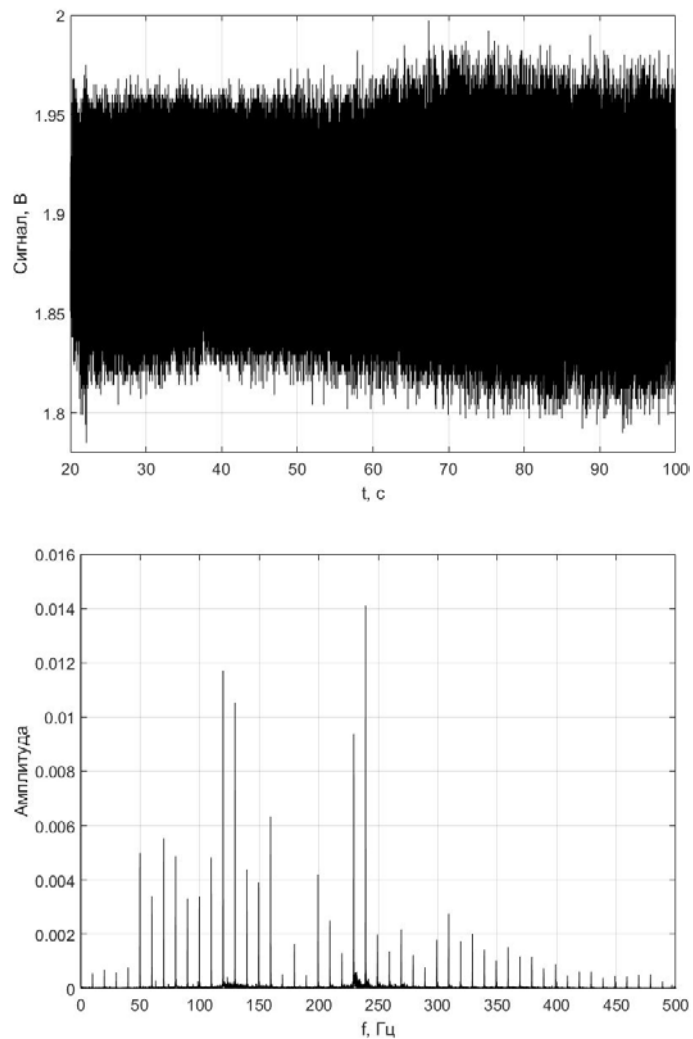


Рис. 1.16. Сигнал в направлении подачи и его преобразование Фурье для опыта № 2

Процесс фрезерования является устойчивым. На малой глубине резания 2 мм пики, соответствующие вынуждающей частоте и кратным ей, оказываются плохо видны на фоне шумов.

На рис. 1.17 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его быстрое преобразование Фурье для Опыта № 3.

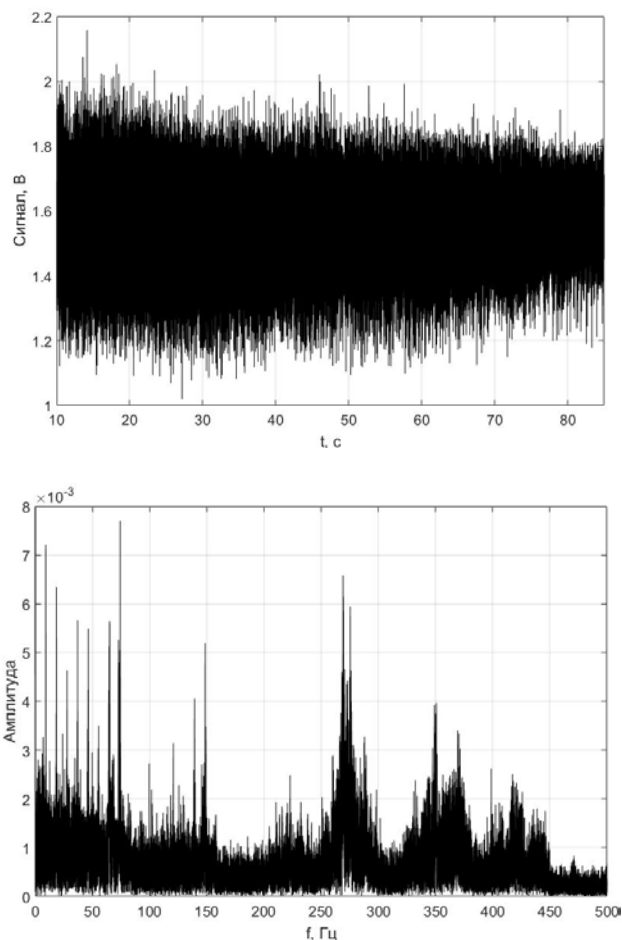


Рис. 1.17. Сигнал в направлении подачи и его быстрое преобразование Фурье для опыта № 3

На рис. 1.18 показана поверхность заготовки после проведения опыта № 3.



Рис. 1.18. Поверхность заготовки для опыта № 3

Видна волнистость обработанной поверхности. Быстрое преобразование Фурье сигнала акселерометра в направлении подачи показывает нарастание пика на частоте порядка 275Гц. Имеет место автоколебательный процесс, который в

силу естественного демпфирования, имеющегося в конструкции станка, не приводит к потере устойчивости.

На рис. 1.19 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его быстрое преобразование Фурье для Опыта № 4.

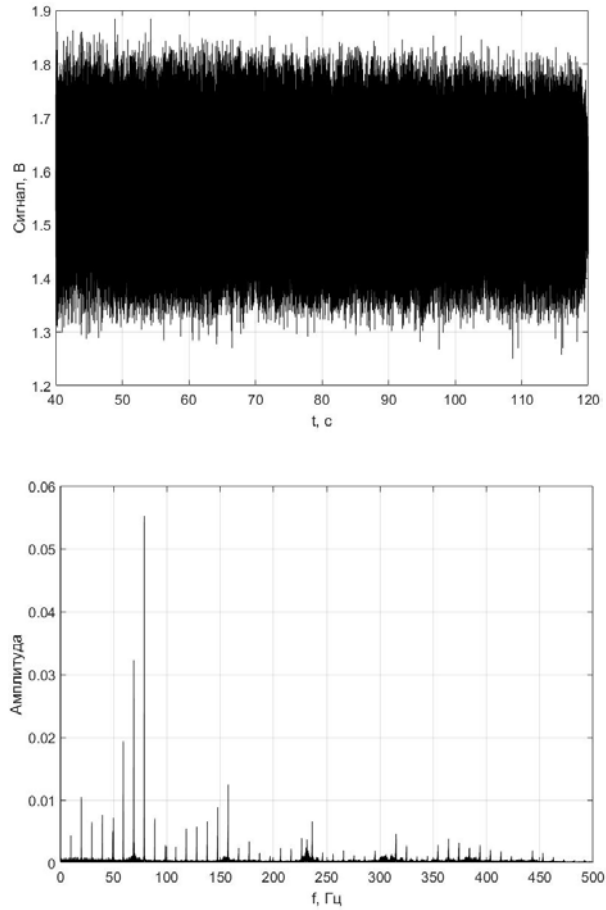


Рис. 1.19. Сигнал в направлении подачи и его преобразование Фурье для опыта № 4

На рис. 1.20 показана поверхность заготовки после проведения опыта № 4.

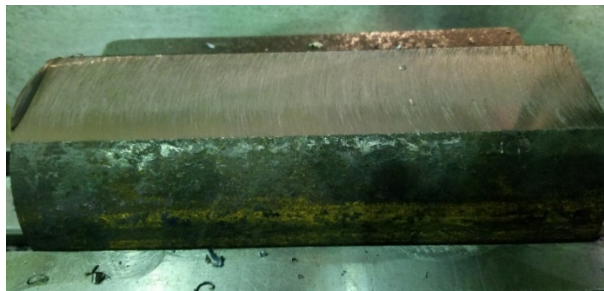


Рис. 1.20. Поверхность заготовки для опыта № 4

Процесс фрезерования является устойчивым, волнистость поверхности практически отсутствует. Чётко видны пики, соответствующие частоте вынуждающего воздействия и кратным ей.

На рис. 1.21 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его быстрое преобразование Фурье для Опыта № 5.

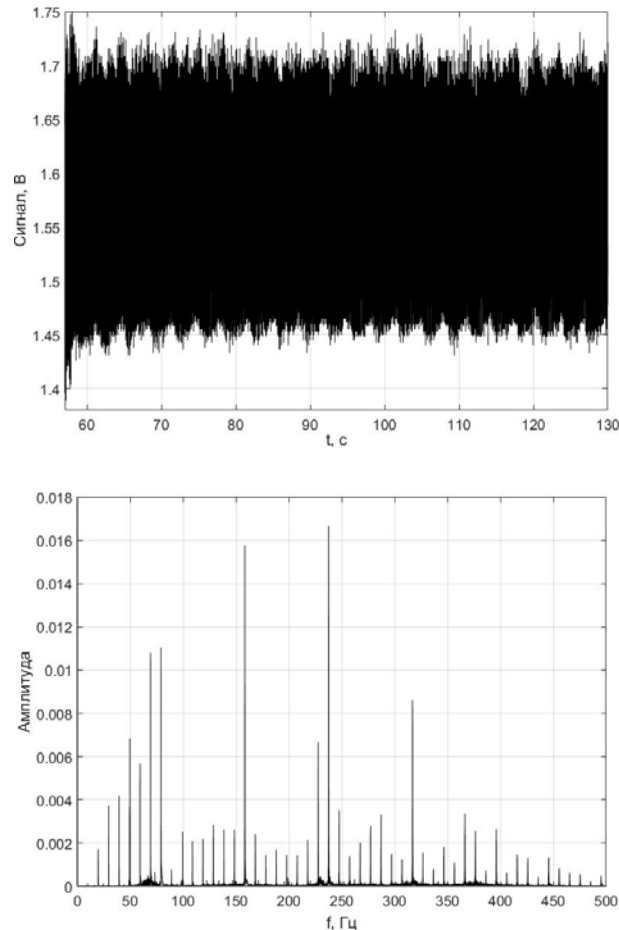


Рис. 1.21. Сигнал в направлении подачи и его преобразование Фурье для опыта № 5

Процесс резания является устойчивым. При идентичных параметрах режима фрезерования в сравнении с опытом №2 видно, что износ режущих кромок приводит к количественному увеличению амплитуд на спектрограмме.

На рис. 1.22 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его преобразование Фурье для Опыта № 6.

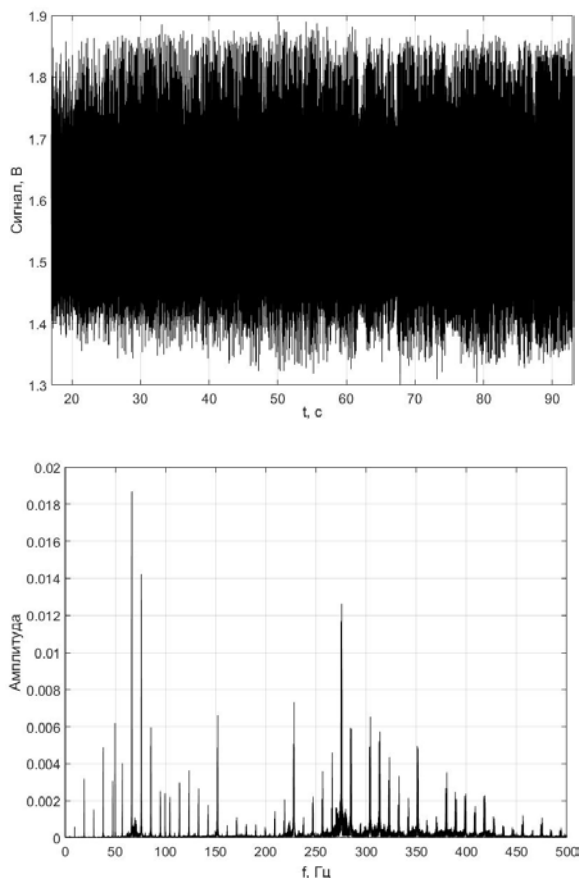


Рис. 1.22. Сигнал в направлении подачи и его быстрое преобразование Фурье для опыта № 6

На рис. 1.23 показана поверхность заготовки после проведения опыта № 6.



Рис. 1.23. Поверхность заготовки для опыта № 6

Процесс фрезерования является устойчивым. По сравнению с опытом №3 волнистость поверхности выражена слабо, что связано с уменьшением глубины резания с 10 до 6 мм. При этом очень важно отметить, что значения амплитуд на спектрограмме значительно выше, чем на спектрограмме опыта №3. Таким

образом, можно сделать вывод о том, что количественное возрастание амплитуды не всегда приводит к потере устойчивости системы «станок-инструмент-заготовка».

На рис. 1.24 приведены график сигнала акселерометра в направлении x и его быстрое преобразование Фурье для Опыта № 7.

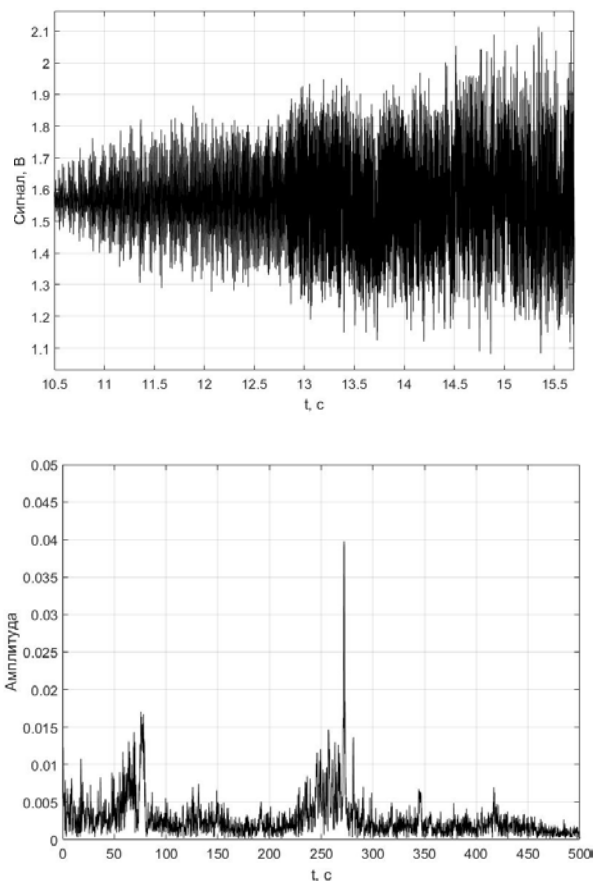


Рис. 1.24. Сигнал в направлении подачи и его быстрое преобразование Фурье для опыта № 7

На рис. 1.25 показана поверхность заготовки после проведения опыта № 7.



Рис. 1.25. Поверхность заготовки для опыта № 7

При проведении опыта №7 система «станок-инструмент-заготовка» потеряла устойчивость, кромки режущих пластин были повреждены, а станок автоматически остановился в связи со срабатываем реле защиты от перегрузки электродвигателя. На спектрограмме виден доминирующий пик на частоте порядка 275 Гц. Таким образом, на параметрах режима фрезерования, приблизительно идентичных параметрам для опыта №3, износ режущих кромок привёл к потере устойчивости системы.

Результаты эксперимента:

- 1) Собственные частоты, возбуждаемые при ударе по инструменту в направлениях x и z составляют приблизительно 227 Гц и 250 Гц соответственно;
- 2) Увеличение глубины резания приводит к возрастанию амплитуд ускорения в месте крепления акселерометра;
- 3) При больших глубинах резания в системе начинается автоколебательный процесс на частоте, немного превышающей парциальные частоты системы;
- 4) Износ режущих кромок приводит к увеличению амплитуды ускорений;
- 5) Диапазон допустимых глубин резания при использовании изношенных режущих кромок сужается;
- 6) Возникновение неустойчивости в системе «станок-инструмент-заготовка» связано с превышением допустимых параметров режима фрезерования и приводит к поломке режущих кромок инструмента.

1.3 Методы подавления автоколебаний при механообработке

Проблема нежелательных автоколебаний является основным препятствием на пути повышения точности и производительности процессов механообработки. Возможность потери устойчивости также серьёзно ограничивает функциональность обрабатываемых центров и робототехнических комплексов в смысле обработки деталей сложной формы, обработки деталей с малой жёсткостью и т.д., а также усложняет внедрение новых типов оборудования для механообработки.

Необходимость расширения возможностей обрабатывающих комплексов и повышения точности и производительности механообработки обуславливает развитие методов подавления нежелательных явлений при механообработке. В работе [82] сделан подробный обзор и проведён анализ существующих на данный момент методов подавления автоколебаний. Условно все методы можно разделить на пассивные и активные.

Пассивные методы подразумевают обеспечение устойчивости процесса механообработки за счёт удержания системы в зоне устойчивости и диссипации энергии. Главными средствами являются изменения конструкции и подбор параметров режима механообработки.

1) Увеличение жёсткости конструкции

Большое значение для устойчивости системы имеет частотная характеристика оборудования для механообработки. Повышение жёсткости системы подразумевает выбор подходящего станка или робототехнического комплекса, держателя заготовки, способа закрепления заготовки, длины инструмента, держателя инструмента, глубины установки инструмента в держатель и т.д. На практике это самый распространённый метод, так как он может использоваться оператором на основании собственного опыта. Кроме того, методы модального анализа конструкций позволяют довольно точно определить собственные частоты разнообразных конфигураций оборудования для механообработки и на основании расчётов разработать соответствующие рекомендации. При этом ясно, что повышение жёсткости имеет объективные ограничения, так как не всегда есть возможность взять более короткий инструмент или достаточно жёстко закрепить, например, тонкостенную заготовку. Кроме того, этот метод не может быть реализован в режиме online.

2) Выбор типа инструмента

Использование инструментов специальной конструкции может положительно влиять на устойчивость процесса механообработки. Наиболее

характерно это для процесса фрезерования, но аналогичные подходы теоретически могут быть реализованы и для других операций.

Основная идея состоит в том, чтобы за счёт геометрии инструмента добиться переменного фазового сдвига между текущим и предыдущим проходами резца. Для этого в конструкцию инструмента вносятся разнообразные «нерегулярности»: переменный шаг зубов фрезы, переменный угол наклона спирали инструмента вдоль оси, зазубренные канавки для отвода стружки. На рис. 1.26 показаны варианты специальной геометрии инструментов, призванной не допустить возникновения автоколебаний.



Рис. 1.26. Специальная геометрия инструментов [82]

Понятно, что далеко не для всех операций и комбинаций обрабатываемого комплекса и материала заготовки существует возможность использования подобных инструментов.

3) Аналитический подбор параметров режима механообработки

Описанная в параграфе 1.1 математическая модель автоколебаний, возбуждаемых по механизму резания «по следу», позволяет находить границы устойчивости процесса механообработки в пространстве глубина резания – скорость вращения шпинделя. При этом ясно, что модель процесса механообработки с одной степенью свободы не подходит, например, для операций фрезерования и сверления. В работах [57, 60, 61, 70] описаны подходы к получению лепестковых диаграмм устойчивости для сложных процессов механообработки.

Понятно, что учёт максимального количества факторов позволяет получить наиболее близкие к реальности результаты. Получение лепестковых диаграмм устойчивости сопряжено с проведением процедуры идентификации обрабатывающего комплекса. Пример лепестковой диаграммы устойчивости и факторы, влияющие на её вид, представлены на рис. 1.27.

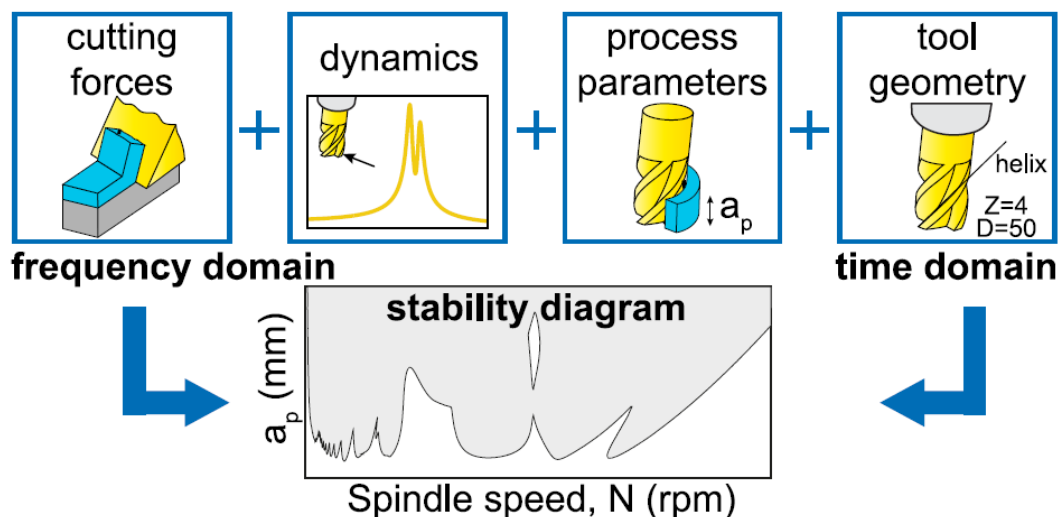


Рис. 1.27. Схема процедуры получения лепестковой диаграммы устойчивости [82]

Трудоёмкость процедуры идентификации и большое количество влияющих на устойчивость процесса механообработки факторов [21] серьёзно затрудняют построение и снижают точность диаграмм устойчивости.

4) Методы пассивного демпфирования

Под демпфированием понимаются физические механизмы, способные поглощать механическую энергию [67]. Есть два основных способа внесения в систему дополнительного демпфирования. Первый способ – это так называемый метод динамического гашения (в англоязычной литературе Tuned mass dampers), заключающийся в установке дополнительного осциллятора со специально подобранными массой, жёсткостью и внутренним трением. При правильном выборе параметров осциллятора значительная часть энергии будет уходить на его колебания, в то время как колебания системы на частоте автоколебаний будут гаситься. В работе [9] автором исследовалась возможность применения

динамического гасителя для подавления вынужденных колебаний на частоте, близкой к резонансной, спровоцированных шероховатостью поверхности. Вторым способом пассивного демпфирования является повышение трения между вибрирующими элементами конструкции.

Активные методы подавления автоколебаний подразумевают внесение изменений в процесс механообработки в режиме online. Как правило момент начала подавления определяется по показаниям датчиков, установленных на обрабатывающем комплексе. Для контроля за процессом механообработки используются акустические и силовые датчики, акселерометры, датчики температуры и т.д. [93]. Пример схемы установки датчиков на обрабатывающий комплекс представлен на рис. 1.28.

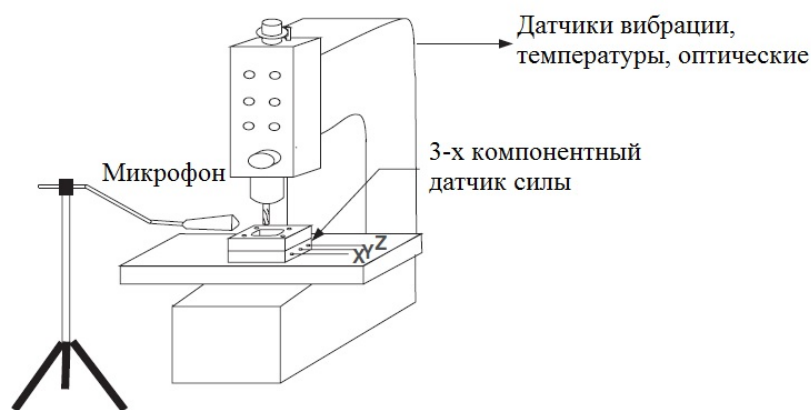


Рис. 1.28. Пример схемы расположения датчиков [57]

1) Модуляция скорости вращения шпинделя (SSV – spindle speed variation)

Наиболее распространённым методом активного подавления автоколебаний является модуляция скорости вращения шпинделя [37]. При возникновении автоколебаний по команде оператора или управляющей системы скорость вращения шпинделя начинает изменяться по некоторому закону вокруг номинального значения. Чаще всего применяется гармонический закон изменения скорости вращения. Выбор частоты и амплитуды модуляции скорости может производиться как аналитическими, так и экспериментальными методами. На рис.

1.29 показан пример лепестковой диаграммы устойчивости для различных параметров модуляции скорости вращения шпинделя.

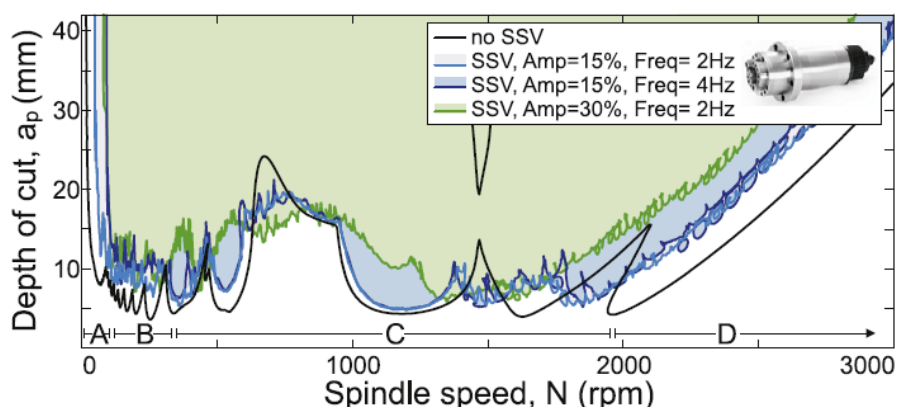


Рис. 1.29. Лепестковая диаграмма устойчивости для различных типов модуляции скорости вращения шпинделя [82]

2) Управление скоростью вращения шпинделя (DSST – discrete spindle speed tuning)

В отличие от модуляции скорости вращения шпинделя данный метод подразумевает её дискретное изменение. Суть процедуры изменения скорости вращения заключается в поиске резонанса между одной из гармоник вынуждающего воздействия, и текущей частотой автоколебаний. В случае возникновения резонанса автоколебания либо исчезают, либо меняют свою частоту. В таком случае процедура повторяется. Метод основан на двух гипотезах: наибольший лепесток диаграммы устойчивости соответствует одной из частот вынуждающего воздействия, а частота автоколебаний близка к главной собственной частоте конструкции. Таким образом, данный метод позволяет «сбить» наиболее опасные автоколебания.

Недостатками данного способа подавления автоколебаний является сложность подбора скорости вращения, на которую нужно перейти, так как она вычисляется на основании оценки частоты автоколебаний [22, 98, 99]. Кроме того, при варьировании скорости вращения шпинделя или заготовки возможен переход системы через зону неустойчивости.

3) Активное демпфирование

Методы активного демпфирования основаны на оценке величины автоколебаний и подаче ответных вибраций определённой амплитуды и частоты, что приводит к подавлению автоколебаний. Для подачи встречных вибраций как правило используются пьезоэлектрические и электромагнитные актуаторы. Кроме того, также используются электро- и магнитоstrictionные материалы, электро- и магнитореологические жидкости.

Актуаторы могут устанавливаться на корпус обрабатывающего комплекса для подавления автоколебаний, обусловленных собственной частотой конструкции [83]. Также актуаторы могут устанавливаться в держатели инструмента, в крепления заготовки и непосредственно на инструмент [81].

4) Управление подачей

Управление величиной подачи является распространённым методом снижения вибрационной нагрузки на обрабатывающий комплекс. В рамках модели автоколебаний, возбуждающихся по механизму резания «по следу», подача является одним из главных факторов, влияющих на амплитуду автоколебаний. В работах [13, 105] показаны методы уменьшения подачи при нарастании амплитуды вибраций при механообработке.

5) Управление глубиной резания

В работе [101] впервые показана возможность коррекции глубины резания при обнаружении нарастающих автоколебаний при механообработке. Сделан вывод том, что метод коррекции глубины резания всегда позволяет подавить нежелательные вибрации. Это объясняется тем, что глубина резания входит как в постоянную, так и в вибрационную составляющую силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью. Недостатком данного метода является снижение производительности процесса.

Вывод по первой главе

Существует целый ряд гипотез, касающихся причин возникновения автоколебаний при механообработке. По результатам собственного эксперимента сделан вывод о ключевом значении глубины резания на устойчивость процесса механообработки, а также о негативном влиянии износа инструмента на качество обработанной поверхности и динамику системы. Проведённый обзор методик борьбы с нежелательными динамическими явлениями при механообработке показывает многообразие и недостатки существующих подходов.

Глава 2. Модели взаимодействия инструмента с поверхностью при наличии силового датчика

2.1 Постановка задачи

2.1.1 Автоматизация процессов механообработки

Внедрение робототехнических комплексов в разнообразные технологические процессы является безусловным мировым трендом. На современных предприятиях часто именно роботы осуществляют операции сборки, сварки, укладки, упаковки и т.д. В последние десятилетия робототехнические комплексы всё чаще применяются также для операций механообработки, частично замещая станки с ЧПУ. Причиной стремления к внедрению именно робототехнических систем вместо классических станков с ЧПУ является несравнимо большая гибкость и универсальность робота в смысле пространственной обработки поверхности. Кроме того, важными факторами могут стать масса, цена и вариативность робота-манипулятора в смысле возможности осуществления различных операций при смене программы и инструмента, чего часто невозможно добиться при помощи станка.

Однако на сегодняшний день по-прежнему существует разрыв между возможностями роботов и станков с ЧПУ в части высокопроизводительной механообработки. Основными ограничениями на пути замещения станков с ЧПУ робототехническими комплексами являются два фактора: недостаточная жёсткость конструкции манипулятора и сложность преобразований на пути от САД моделей к движениям робота [51, 87]. Задачи расчёта оптимальных траекторий и минимизации ошибок при движении манипулятора решались большим количеством авторов, но в данной работе не рассматривались.

Ограниченная жёсткость роботов-манипуляторов и сложность физико-механических процессов, протекающих в зоне резания, могут приводить к возникновению нежелательных динамических эффектов, повышающих вибрационную нагрузку на систему, что, в конечном счёте, отрицательно сказывается на точности и производительности механообработки. В результате на

практике часто приходится осознанно занижать параметры режима механообработки.

Основными параметрами режима механообработки являются глубина и ширина резания, подача и скорость вращения инструмента или заготовки. При использовании для механообработки роботов-манипуляторов все эти технологические параметры должны обеспечиваться системой управления робота. В настоящей работе принято, что движение робота в вертикальном направлении определяет глубину резания, а горизонтальное – подачу инструмента. Скорость вращения шпинделя или заготовки считается задаваемой для каждого рассматриваемого режима механообработки.

Робот-манипулятор, используемый для механообработки, должен обеспечивать ряд технологических движений. Первый режим – это режим движения робота до выхода на контакт с обрабатываемой поверхностью. При этом робот движется только вдоль вертикальной оси в направлении поверхности, в горизонтальных направлениях движение отсутствует. Вертикальное движение робота должно осуществляться таким образом, чтобы обеспечить безударный выход робота на контакт с поверхностью. После превышения определённого уровня силы контактного взаимодействия происходит переключение робота на управление роботом в режиме контакта, которое обеспечивает заданную силу прижатия инструмента к поверхности, то есть, требуемую глубину резания. Одновременно с этим робот начинает движение в горизонтальных направлениях, что формирует технологически определённую подачу.

2.1.2 Конструктивные элементы

На данный момент целым рядом компаний ведётся разработка манипуляторов, способных осуществлять операции механообработки. В данной работе в качестве ориентира выбрана модель манипулятора повышенной жёсткости IRB 6660 компании ABB, специально сконструированная для использования на операциях шлифовки, фрезеровки, полировки и т.д. На рис. 2.1 представлен манипулятор ABB IRB6660.



Рис. 2.1. Манипулятор АВВ IRB 6660 [55]

В работах [72, 104] сделан обзор технологий использования робототехнических комплексов для осуществления операций механообработки. Многими авторами, а также производителями манипуляторов, признаётся необходимость оснащения манипуляторов датчиками усилия, позволяющими получать дополнительную информацию о процессах в зоне контакта. Например, для модели манипулятора IRB 6660 компания АВВ разработала комплекс RobotWare Machining FC на базе силового датчика ATI Omega IP 65. На рис. 2.2 представлена система RobotWare Machining FC.



Рис. 2.2. Система RobotWare Machining FC [56]

Силомоментный датчик [41, 52, 53] измеряет шесть компонент усилия: три компоненты силы и три компоненты моментов. Силомоментный датчик представляет собой цилиндрическую проставку между носителем и инструментом. На рис. 2.3 представлен разрез силомоментного датчика компании ATI.

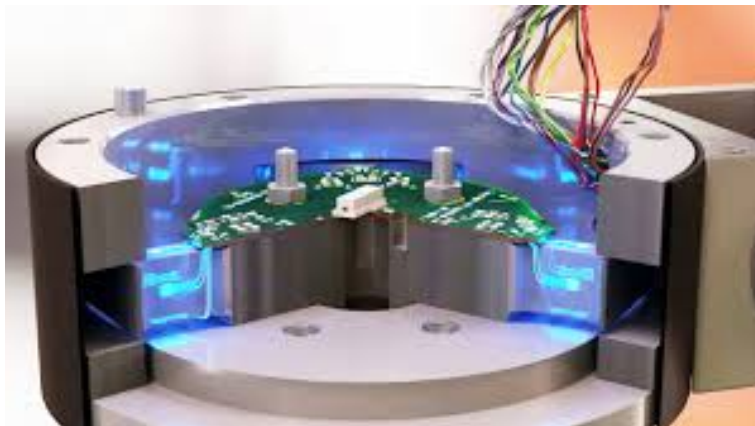


Рис. 2.3. Силомоментный датчик компании ATI [102]

Для операций механообработки, таких как фрезеровка, шлифовка, полировка и т.д., важной проблемой является поддержание контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью. Управление движением манипулятора на основании обратных связей по силам и моментам в зоне контакта, в отличие от стандартного позиционного управления, позволяет обеспечивать движение манипулятора с учётом формы поверхности контакта [11]. На рис. 2.4 представлены виды управления манипуляторами при контакте с поверхностью.

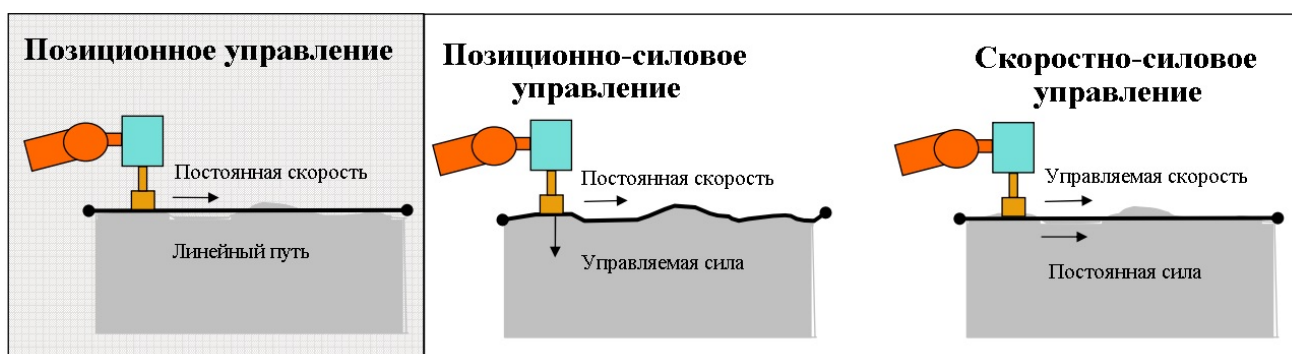


Рис. 2.4. Виды управления манипулятором

- Позиционное управление подразумевает постоянство вертикальной координаты, а, следовательно, и линейность траектории инструмента при постоянной скорости горизонтального движения.

- Позиционно-силовое управление в вертикальном направлении осуществляется по показаниям датчика вертикального усилия, а скорость движения в горизонтальном направлении поддерживается постоянной.

- Скоростно-силовое управление обеспечивает постоянный уровень силы контактного взаимодействия в горизонтальном направлении. Таким образом скорость горизонтального движения может меняться, а траектория инструмента остаётся линейной.

Понятно, что при наличии неровности поверхности позиционное управление может приводить к плохому качеству обработки поверхности и поломкам инструмента. Позиционно-силовое управление вертикальным движением позволяет обеспечивать траекторию движения инструмента, повторяющую форму поверхности. Скоростно-силовое управление горизонтальным движением позволяет не допустить поломок инструмента, так как величина подачи серьёзно влияет на величину силы контактного взаимодействия.

Предполагается, что рассматриваемый в настоящей работе робототехнический комплекс, осуществляющий операции механообработки и управляемый по позиционно-силовому алгоритму [15], конструктивно собран на базе робота-манипулятора ABB IRB6660. К последнему звену манипулятора присоединён силовой датчик [77], а к нему – шпиндельный блок [69], обеспечивающий вращение инструмента. В шпиндельный блок установлен инструмент. На рис. 2.5 представлена 3D-модель описанного робототехнического комплекса, взятая с официального сайта компании ABB.

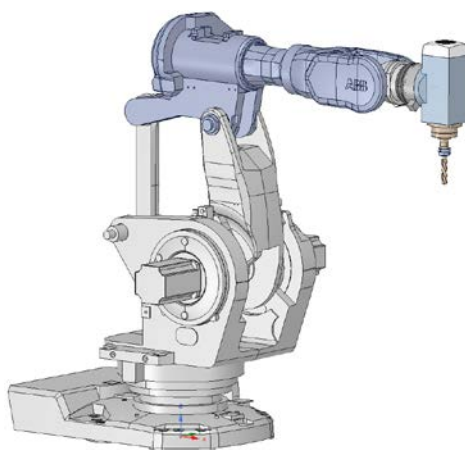


Рис. 2.5. 3D-модель робототехнического комплекса

Математическое моделирование всей конструкции робототехнического комплекса при механообработке представляет собой сложную вычислительную задачу [63, 86]. Для моделирования нежелательных явлений, имеющих место при механообработке, и определения признаков, по которым данные режимы могут быть идентифицированы, целесообразно использовать специально разработанные расчётные схемы, позволяющие выделить доминирующие явления.

2.1.3 Расчётные схемы

В настоящей работе основное внимание уделяется процессам в зоне контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью. На рис. 2.6 представлена 3D - модель зоны контакта инструмента с поверхностью.

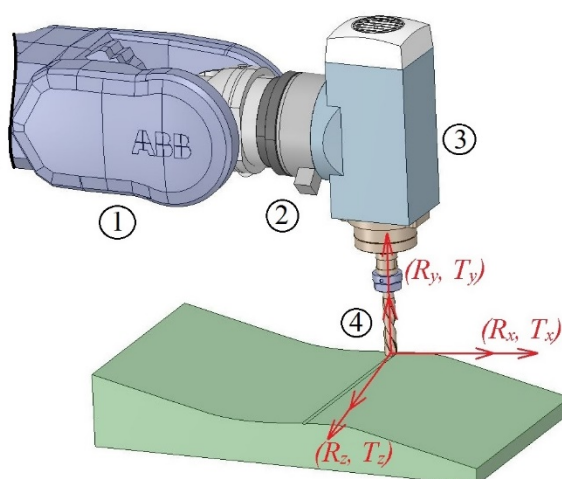


Рис. 2.6. 3D – модель зоны контакта инструмента и обрабатываемой поверхности

На рисунке 1 – носитель (последнее звено манипулятора), 2 – силомоментный датчик, 3 – шпиндельный блок, 4 – инструмент. На инструмент со стороны обрабатываемой поверхности действуют силы и моменты контактного взаимодействия R_x, R_y, R_z и T_x, T_y, T_z . Значительные моменты могут возникать только при серьёзных неровностях поверхности. В настоящей работе предполагалось, что осуществляется механообработка поверхности, форма которой является гладкой, дифференцируемой и незначительно отклоняется от плоской. В связи с этим моменты, действующие на инструмент со стороны обрабатываемой поверхности, во внимание не принимались. Кроме того, сделано допущение, что силомоментный датчик является не упруго-диссипативным, а просто упругим, то есть в датчике вязкое трение считается нулевым.

Важным фактором, влияющим на динамику системы, является наименьшая жёсткость, обусловленная силомоментным датчиком. Предполагается, что все прочие элементы обрабатывающего комплекса имеют значительно большую жёсткость. В связи с этим предлагается заменить основную часть обрабатывающего комплекса его приведённой массой, а усилия, развиваемые приводами – приведёнными управляющими силами [65], которые обеспечивают движение носителя вдоль трёх осей. На рис. 2.7 представлена расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» в режиме контакта инструмента с поверхностью.

Отдельным режимом является режим движения системы при отсутствии контакта с поверхностью. Расчётная схема для данного режима представлена на рис. 2.8.

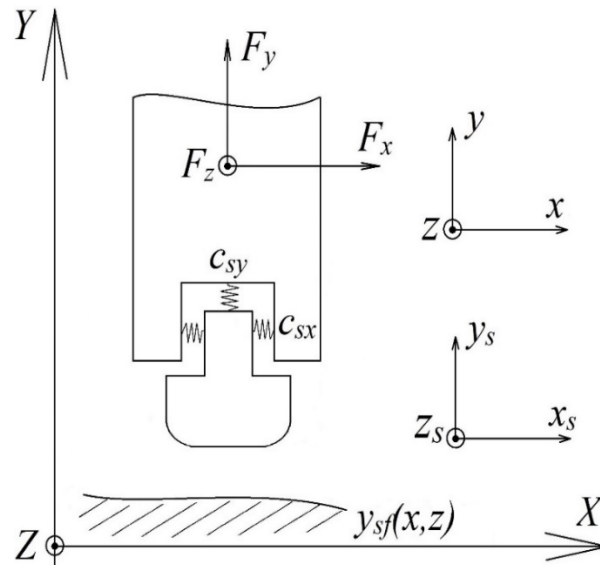


Рис. 2.8. Расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» в режиме отсутствия контакта

Движение системы при отсутствии контакта с обрабатываемой поверхностью описывается уравнениями

$$\begin{aligned}
 m_y \ddot{y} + b_y \dot{y} + c_{sy}(y - y_s) &= F_y - mg, \\
 m_s \ddot{y}_s + b_{sy} \dot{y}_s + c_{sy}(y_s - y) &= -m_s g, \\
 m_x \ddot{x} + b_x \dot{x} + c_{sx}(x - x_s) &= F_x, \\
 m_s \ddot{x}_s + b_{sx} \dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) &= 0, \\
 m_z \ddot{z} + b_z \dot{z} + c_{sz}(z - z_s) &= F_z, \\
 m_s \ddot{z}_s + b_{sz} \dot{z}_s + c_{sz}(z_s - z) &= 0.
 \end{aligned}$$

Различные приведённые массы и коэффициенты вязкого трения носителя по разным направлениям не имеют большого значения с точки зрения получения рассматриваемых в работе нежелательных явлений, имеющих место при механообработке. В связи с этим для дальнейшей настройки регуляторов и моделирования динамики системы, исходя из характерных свойств подобных систем, приняты следующие значения параметров:

$$m = m_x = m_y = m_z = 280 \text{ кг}; m_s = 20 \text{ кг};$$

$$b = b_x = b_y = b_z = 200 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; b_s = 500 \text{ Н} \cdot \text{с/м};$$

$$c_s = c_{sx} = c_{sy} = c_{sz} = 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Зная параметры системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», можно оценить её первые парциальные частоты:

- для режима позиционирования $\omega_s \cong \sqrt{\frac{c_s}{m_s}} \approx 316 \text{ рад/с} \approx 50 \text{ Гц},$

- для режима контакта $\omega_s \cong \sqrt{\frac{c_s}{m}} \approx 85 \text{ рад/с} \approx 13 \text{ Гц}.$

Упругие свойства датчика подбираются таким образом, чтобы его жёсткость была ниже, чем жёсткость всех прочих элементов обрабатывающего комплекса, которая для различных моделей станков с ЧПУ и роботов-манипуляторов имеет порядок $(2 \cdot 10^7 \div 2 \cdot 10^8) \text{ Н/м}$. Такой подбор параметров позволяет считать влияние упругости носителя на динамику системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» незначительным.

2.2 Управление силовым взаимодействием инструмента с поверхностью

Для управления силовым взаимодействием инструмента с обрабатываемой поверхностью разработан позиционно-силовой алгоритм [12, 18]. Управление горизонтальным движением носителя осуществляется на основании обратной связи по скорости его движения, а вертикального – по силе вертикального прижатия инструмента к поверхности.

Структурная схема системы управления представлена на рис. 2.9.

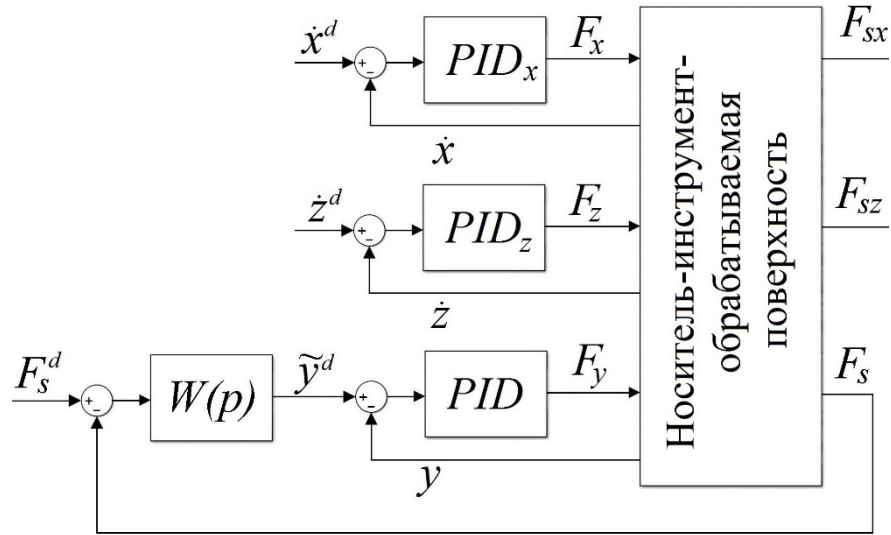


Рис. 2.9. Структурная схема системы управления

Здесь $F_{sx} = c_{sx}(x_s - x)$, $F_s = c_s(y_s - y)$, $F_{sz} = c_{sz}(z_s - z)$ – упругие силы, измеряемые силовым датчиком.

2.2.1 Настройка позиционного управления

Движение замкнутой системы в режиме позиционирования описывается уравнениями

$$\begin{aligned}
 m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) &= F_y - mg, \\
 m_s\ddot{y}_s + b_s\dot{y}_s + c_s(y_s - y) &= -m_s g, \\
 F_y &= k_p e_y + k_i \int_0^t e_y(\tau) d\tau + k_d \frac{de_y}{dt}; \quad e_y = y^d - y, \\
 m\ddot{x} + b\dot{x} + c_s(x - x_s) &= F_x, \\
 m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_s(x_s - x) &= 0, \\
 F_x &= k_{px} e_x + k_{ix} \int_0^t e_x(\tau) d\tau + k_{dx} \frac{de_x}{dt}; \quad e_x = \dot{x}^d - \dot{x}, \\
 m\ddot{z} + b\dot{z} + c_s(z - z_s) &= F_z, \\
 m_s\ddot{z}_s + b_s\dot{z}_s + c_s(z_s - z) &= 0, \\
 F_z &= k_{pz} e_z + k_{iz} \int_0^t e_z(\tau) d\tau + k_{dz} \frac{de_z}{dt}; \quad e_z = \dot{z}^d - \dot{z}.
 \end{aligned}$$

Управляющая сила в вертикальном направлении F_y формируется на основании обратных связей по координате носителя y в соответствии с заданием y^d . Управляющие силы в горизонтальных направлениях F_x и F_z формируются на основании обратных связей по скоростям горизонтального движения \dot{x} и \dot{z} соответственно в соответствии с заданиями \dot{x}^d и \dot{z}^d . Для формирования управляющих воздействий используются пропорционально-интегрально-дифференциальные регуляторы (PID-регуляторы) [35]. Переходя к изображениям Лапласа, управляющие силы можно записать в виде

$$F_y = \left(k_p + k_i \frac{1}{p} + k_d \frac{N}{1 + Np^{-1}} \right) (y^d - y) = PID(y^d - y),$$

$$F_x = \left(k_{px} + k_{ix} \frac{1}{p} + k_{dx} \frac{N_x}{1 + N_x p^{-1}} \right) (\dot{x}^d - \dot{x}) = PID_x(\dot{x}^d - \dot{x}),$$

$$F_z = \left(k_{pz} + k_{iz} \frac{1}{p} + k_{dz} \frac{N_z}{1 + N_z p^{-1}} \right) (\dot{z}^d - \dot{z}) = PID_z(\dot{z}^d - \dot{z}).$$

Настройки регулятора производились при помощи Matlab PID tuner по критерию ширины полосы рабочих частот. Для снижения влияния динамики инструмента на движение носителя ширина полосы рабочих частот выбиралась так, чтобы её правая граница соответствовала парциальной частоте, порождаемой жёсткостью датчика, то есть приблизительно $(250 \div 300)$ рад/с.

Параметры настройки регулятора:

$$k_p = 4,5e6 \text{ Н/м}; k_i = 6,3e7 \text{ Н/мс};$$

$$k_d = 7,8e4 \text{ Нс/м}; N = 1,5e3 \text{ 1/с}.$$

Структурная схема системы управления представлена на рис. 2.10.

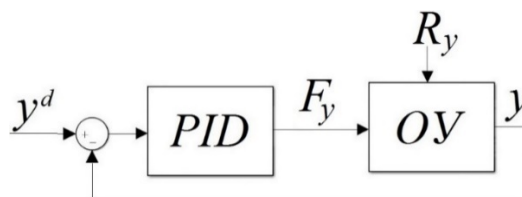


Рис. 2.10. Структурная схема системы управления вертикальным движением

Передаточные функции замкнутой системы $H(p)$ (от y^d до y) и $H_s(p)$ (от y^d до y_s) имеют вид:

$$H(p) = \frac{(m_s p^2 + b_s p + c_s)(k_p p + k_i + k_d p^2)}{(m p^3 + (b + k_d) p^2 + (k_p + c_s) p + k_i)(m_s p^2 + b_s p + c_s) - c_s^2 p'}$$

$$H_s(p) = \frac{c_s(k_p p + k_i + k_d p^2)}{(m p^3 + (b + k_d) p^2 + (k_p + c_s) p + k_i)(m_s p^2 + b_s p + c_s) - c_s^2 p'}$$

Диаграммы корней передаточных функций замкнутой системы от y^d до y (слева) и от y^d до y_s (справа) приведены на рис. 2.11.

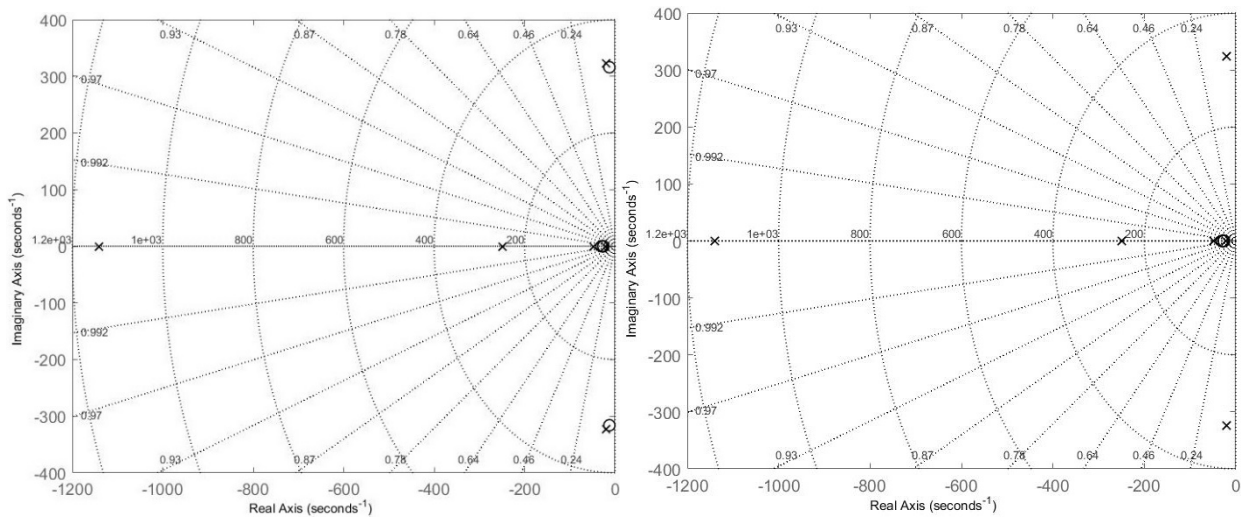


Рис. 2.11. Диаграммы корней передаточных функций

Видно, что все корни передаточных функций имеют отрицательные вещественные части. Амплитудно-фазовая частотная характеристика передаточной функции от y^d до y замкнутой системы представлена на рис. 2.12.

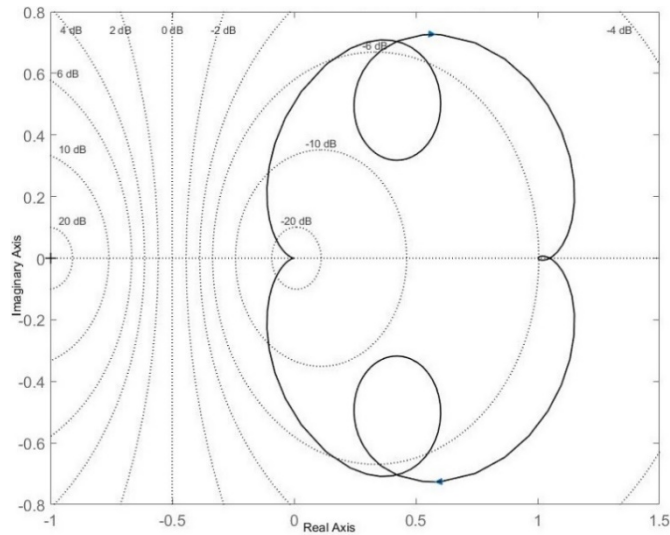


Рис. 2.12. Амплитудно-фазовая частотная характеристика передаточной функции

По амплитудно-фазовой частотной характеристике видно, что точка $(-1; 0j)$ не охватывается, то есть критерий устойчивости замкнутой системы Найквиста выполняется.

Диаграммы Бode передаточной функции от y^d до y (слева) и от y^d до y_s (справа) приведены на рис. 2.13.

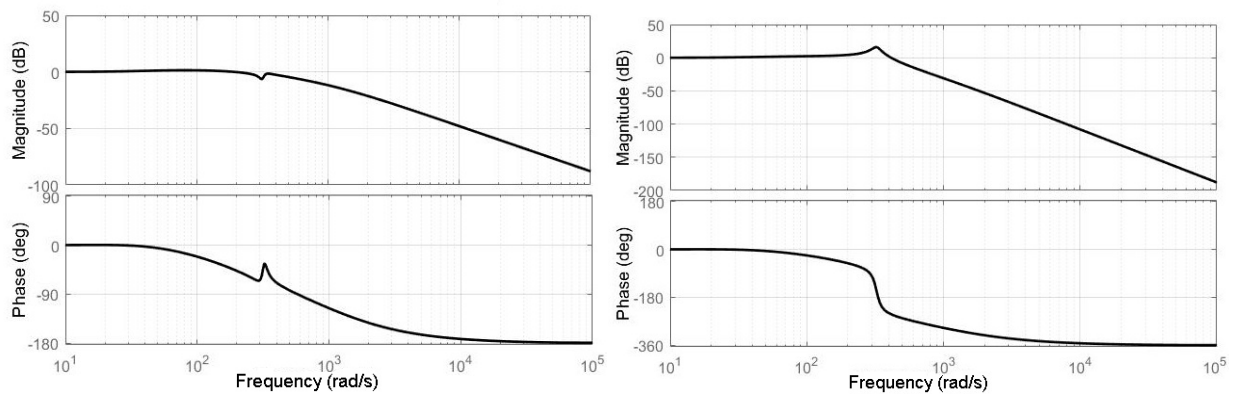


Рис. 2.13. Диаграммы Бode передаточных функций

На амплитудно-частотных характеристиках виден всплеск в районе 300 рад/с, соответствующий парциальной частоте, порождаемой жёсткостью силового датчика. Видно, что частота среза также приблизительно равна 300 рад/с. Моделируется ситуация, когда носитель перемещается из положения $y = 1$ м в

положение $y = 0$ м. Переходные процессы координаты носителя y (слева) и инструмента y_s (справа) приведены на рис. 2.14.

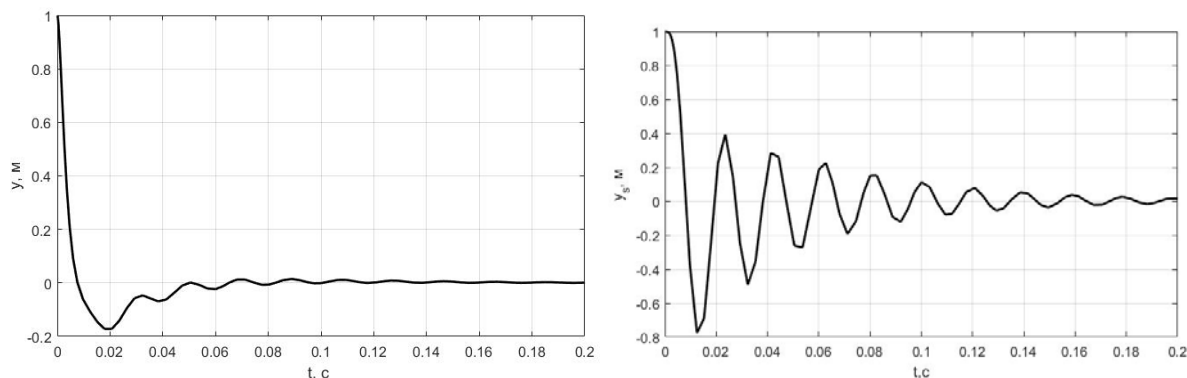


Рис. 2.14. Переходные процессы координат носителя и инструмента

По графикам переходных процессов видно, что колебания инструмента мало сказываются на движении носителя. Таким образом, можно утверждать, что при выбранных настройках регулятора обратное влияние инструмента на динамику носителя незначительно.

Для регуляторов PID_x и PID_z , управляющих скоростью движения носителя вдоль обрабатываемой поверхности, подобраны следующие настройки:

$$k_{px} = k_{pz} = 7,2e4 \text{ Н/мс}; k_{ix} = k_{iz} = 3,2e6 \text{ Н/мс}^2;$$

$$k_{dx} = k_{dz} = 54,3 \text{ Н/м}; N_x = N_z = 911,7 \text{ 1/с}^2.$$

Структурная схема системы управления представлена на рис. 2.15.

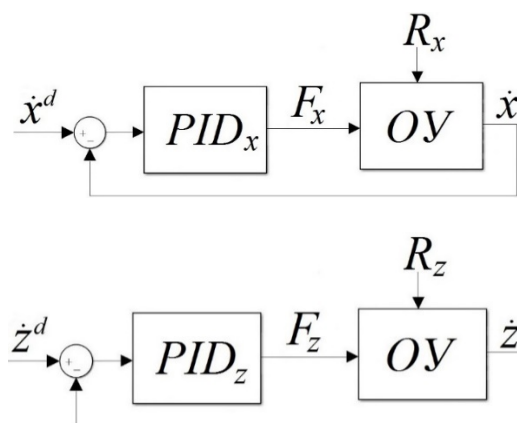


Рис. 2.15. Структурная схема системы управления горизонтальным движением

Передаточные функции замкнутой системы $H_x(p)$ (от \dot{x}^d до \dot{x}), $H_z(p)$ (от \dot{z}^d до \dot{z}), $H_{sx}(p)$ (от \dot{x}^d до \dot{x}_s) и $H_{sz}(p)$ (от \dot{z}^d до \dot{z}_s) имеют вид:

$$H_x(p) = \frac{p(m_s p^2 + b_s p + c_s)(k_{px} p + k_{ix} + k_{dx} p^2)}{(m p^3 + (b + k_{dx}) p^2 + (k_{px} + c_s) p + k_{ix})(m_s p^2 + b_s p + c_s) - c_s^2 p},$$

$$H_{sx}(p) = \frac{c_s p (k_{px} p + k_{ix} + k_{dx} p^2)}{(m p^3 + (b + k_{dx}) p^2 + (k_{px} + c_s) p + k_{ix})(m_s p^2 + b_s p + c_s) - c_s^2 p},$$

$$H_z(p) = \frac{p(m_s p^2 + b_s p + c_s)(k_{pz} p + k_{iz} + k_{dz} p^2)}{(m p^3 + (b + k_{dz}) p^2 + (k_{pz} + c_s) p + k_{iz})(m_s p^2 + b_s p + c_s) - c_s^2 p},$$

$$H_{sz}(p) = \frac{c_s p (k_{pz} p + k_{iz} + k_{dz} p^2)}{(m p^3 + (b + k_{dz}) p^2 + (k_{pz} + c_s) p + k_{iz})(m_s p^2 + b_s p + c_s) - c_s^2 p}.$$

Диаграммы корней передаточной функции замкнутой системы от \dot{x}^d до \dot{x} (слева) и от \dot{x}^d до \dot{x}_s (справа) приведены на рис. 2.16.

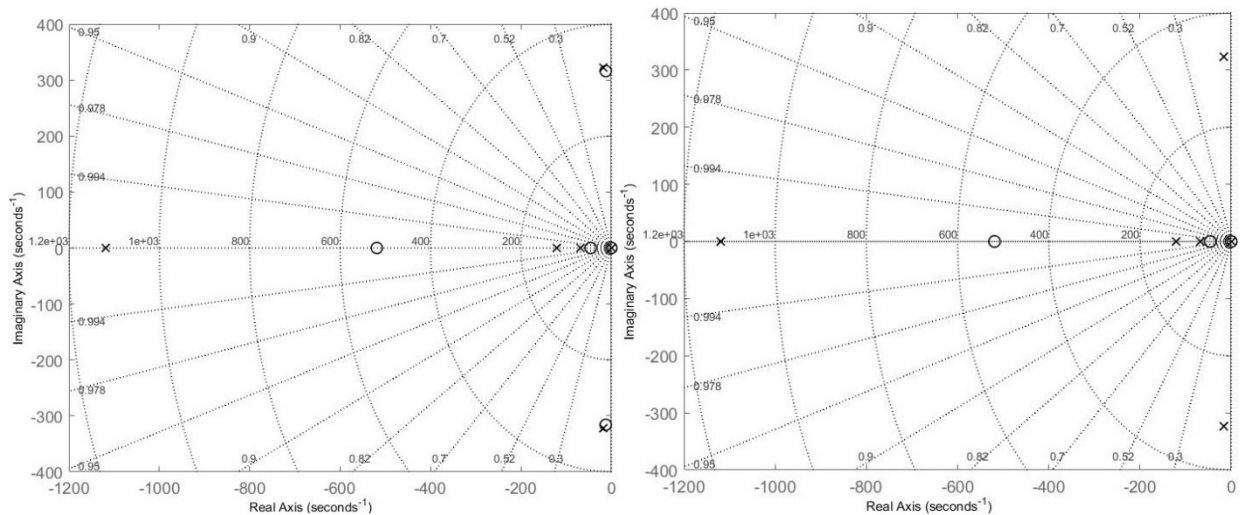


Рис. 2.16. Диаграммы корней передаточных функций

Все корни передаточных функций имеют отрицательные вещественные части. Амплитудно-фазовая частотная характеристика передаточной функции от \dot{x}^d до \dot{x} замкнутой системы представлена на рис. 2.17.

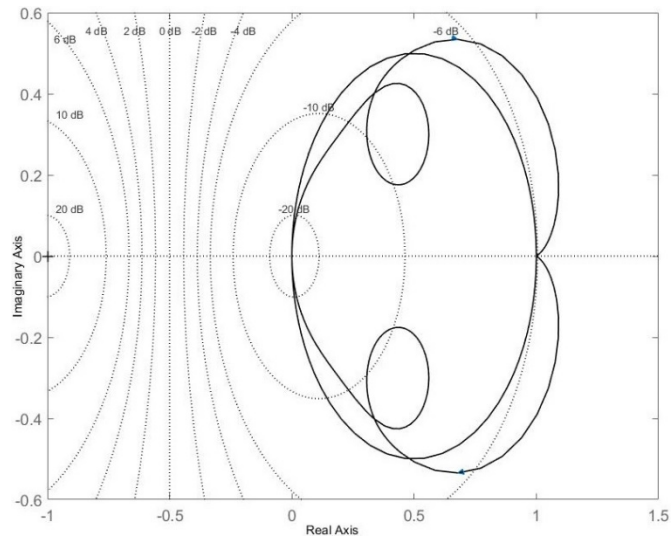


Рис. 2.17. Амплитудно-фазовая частотная характеристика передаточной функции

По амплитудно-фазовой частотной характеристике видно, что точка $(-1; 0j)$ не охватывается, то есть критерий устойчивости замкнутой системы Найквиста выполняется.

Диаграммы Бode передаточной функции от \dot{x}^d до \dot{x} (слева) и от \dot{x}^d до \dot{x}_s (справа) приведены на рис. 2.18.

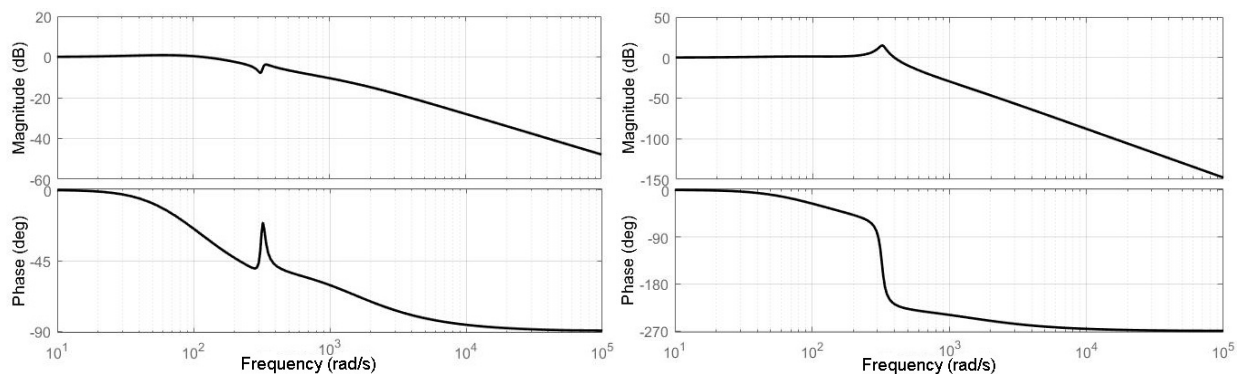


Рис. 2.18. Диаграммы Бode передаточных функций

На амплитудно-частотных характеристиках виден всплеск в районе 300 рад/с, соответствующий парциальной частоте, порождаемой жёсткостью силового датчика. Видно, что частота среза также приблизительно равна 300 рад/с. Моделируется ситуация, когда носитель из состояния покоя выходит на скорость $\dot{x}^d = 0,0025$ м/с. Переходные процессы для скорости носителя \dot{x} (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа) приведены на рис. 2.19.

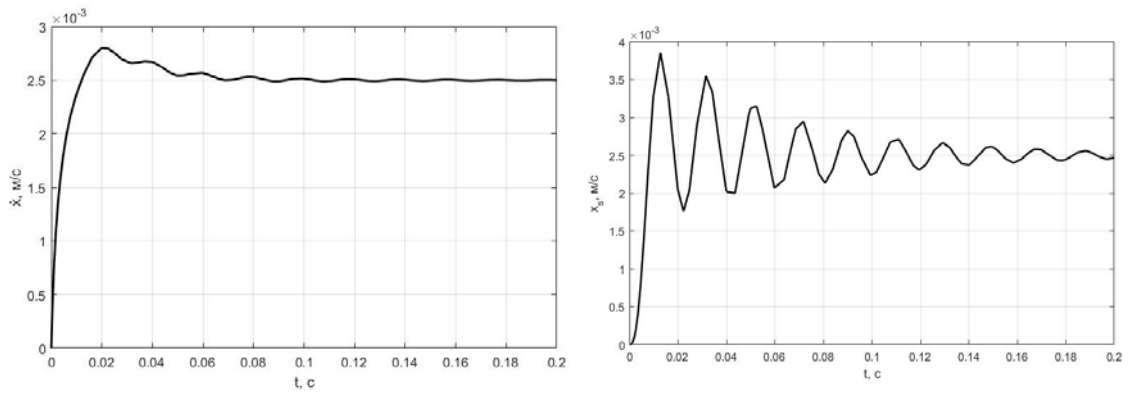


Рис. 2.19. Переходные процессы скоростей носителя и инструмента

По графикам переходных процессов видно, что колебания инструмента мало влияют на движение носителя. Таким образом, можно утверждать, что обратное влияние инструмента на динамику носителя незначительно и в горизонтальных направлениях. Считается, что движения в направлениях X и Z полностью идентичны.

2.2.2 Настройка управления по силе

Движение замкнутой системы в режиме контакта инструмента с поверхностью описывается уравнениями

$$\begin{aligned}
 m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) &= F_y - mg, \\
 y_s &= y_{sf}(x, z), F_s = c_s(y_s - y), \\
 F_y &= k_p e_y + k_i \int_0^t e_y(\tau) d\tau + k_d \frac{de_y}{dt}; e_y = \tilde{y}^d - y, \\
 \tilde{y}^d &= \vartheta_p \varepsilon_y + \vartheta_i \int_0^t \varepsilon_y(\tau) d\tau + \vartheta_d \frac{d\varepsilon_y}{dt}; \varepsilon_y = F_s^d - F_s, \\
 m\ddot{x} + b\dot{x} + c_s(x - x_s) &= F_x, \\
 m_s \ddot{x}_s + b_s \dot{x}_s + c_s(x_s - x) &= R_x, \\
 F_x &= k_{px} e_x + k_{ix} \int_0^t e_x(\tau) d\tau + k_{dx} \frac{de_x}{dt}; e_x = \dot{x}^d - \dot{x}, \\
 m\ddot{z} + b\dot{z} + c_s(z - z_s) &= F_z,
 \end{aligned}$$

$$m_s \ddot{z}_s + b_s \dot{z}_s + c_s (z_s - z) = R_z,$$

$$F_z = k_{pz} e_z + k_{iz} \int_0^t e_z(\tau) d\tau + k_{dz} \frac{de_z}{dt}; e_z = \dot{z}^d - \dot{z}.$$

В режиме контакта вертикальная координата инструмента y_s совпадает с вертикальной координатой точки контакта на поверхности y_{sf} . Для использования информации о силе контактного взаимодействия F_s , измеряемой датчиком усилия, в систему управления вертикальным движением добавлен дополнительный регулятор.

Передаточная функция от y^d до F_s имеет вид

$$S(p) = \frac{c_s(k_d p^2 + k_p p + k_i)}{m p^3 + (b + k_d) p^2 + (c_s + k_p) p + k_i}.$$

Диаграмма Бode передаточной функции $S(p)$ представлена на рис. 2.20.

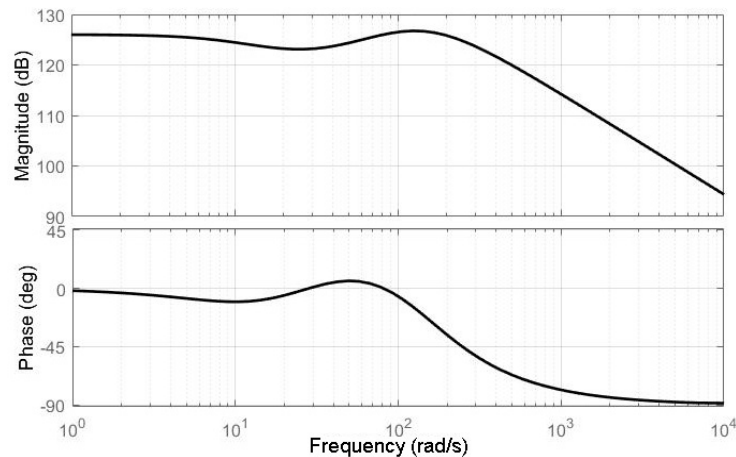


Рис. 2.20. Диаграмма Бode передаточной функции $S(p)$

Для компенсации нежелательной динамики, обусловленной наличием контакта, предлагается подавать на вход описанной ранее системы управления вертикальной координатой скорректированное задание \tilde{y}^d , позволяющее расширить полосу рабочих частот замкнутой системы. В изображениях Лапласа задание по вертикальной координате примет вид

$$\tilde{y}^d = W(p)(F_s^d - F_s).$$

Таким образом задание по вертикальной координате \tilde{y}^d рассчитывается на основании текущего отклонения измеряемой датчиком силы вертикального

прижатия F_s от задания по силе вертикального прижатия F_s^d . Оператор $W(p)$ формируется по принципу интегрального компенсатора

$$W(p) = \frac{k}{p} \hat{S}^{-1}(p).$$

При $\hat{S}^{-1}(p) = S^{-1}(p)$ происходит полная компенсация динамики объекта, и передаточная функция замкнутой системы принимает вид

$$H(p) = \frac{W(p)S(p)}{1 + W(p)S(p)} = \frac{k}{p + k}.$$

Свойства замкнутой системы при этом характеризуются единственным параметром k , увеличивать который можно до бесконечности и тем самым получать любые динамические свойства. Однако оператор $S^{-1}(p)$ является физически нереализуемым, поэтому вместо него используется его физически реализуемая оценка $\hat{S}^{-1}(p)$. Естественно, что при этом значение параметра k будет ограничено сверху условиями устойчивости замкнутого контура. Такой способ хорошо подходит для систем, у которых имеет место ярко выраженная доминирующая динамика.

В качестве физически реализуемой оценки можно принять

$$\hat{S}^{-1}(p) = \frac{(c_s + k_p)p + k_i}{c_s(k_d p^2 + k_p p + k_i)}.$$

Тогда

$$\hat{S}^{-1}(p)S(p) = \frac{(c_s + k_p)p + k_i}{mp^3 + (b + k_d)p^2 + (c_s + k_p)p + k_i}.$$

Введение оператора $\hat{S}^{-1}(p)$ позволяет компенсировать негативное влияние контакта на динамику системы. В качестве закона управления выбирается интегратор с коэффициентом k . Структурная схема системы управления по силе прижатия инструмента к поверхности представлена на рис. 2.21.

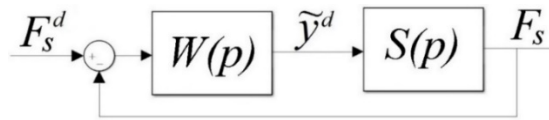


Рис. 2.21. Структурная схема системы управления силой вертикального прижатия

Более подробная структурная схема системы управления силой вертикального прижатия представлена на рис. 2.22.

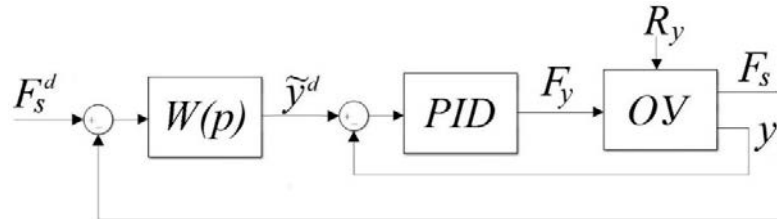


Рис. 2.22. Структурная схема системы управления силой вертикального прижатия

Значение параметра $k = 50 \text{ 1/с}$ выбиралось как компромисс между качеством компенсации нежелательной динамики и сохранением устойчивости замкнутой системы. Коэффициенты ϑ_p , ϑ_i , ϑ_d рассчитываются естественным образом, причём $\vartheta_p, \vartheta_d \ll \vartheta_i$.

Диаграмма Бode передаточной функции замкнутой системы от F_s^d до F_s представлена на рис. 2.23.

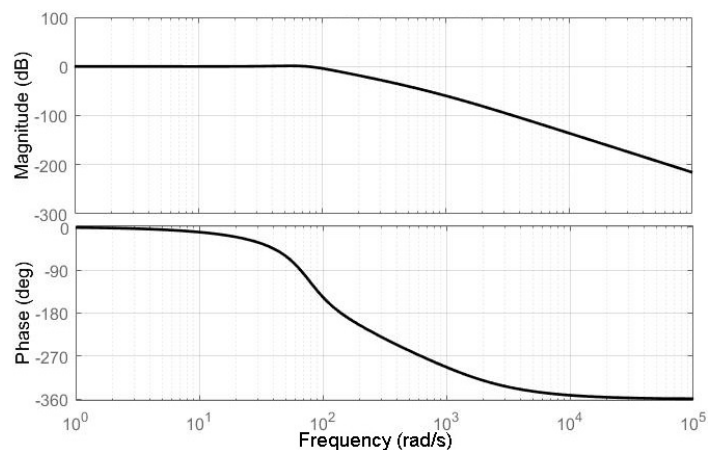


Рис. 2.23. Диаграмма Бode передаточной функции от F_s^d до F_s

Диаграмма корней передаточной функции замкнутой системы от F_s^d до F_s приведена на рис. 2.24.

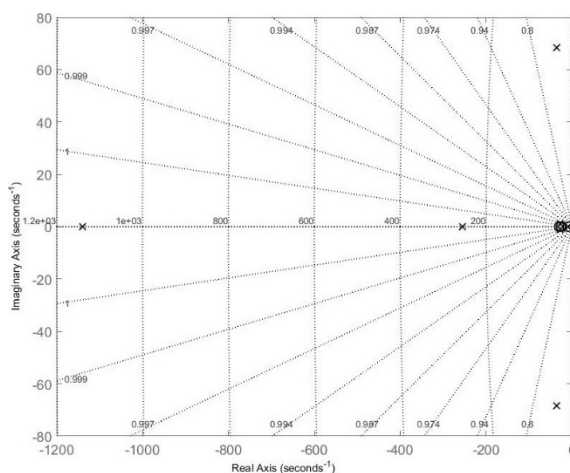


Рис. 2.24. Диаграмма корней передаточной функции

Все корни передаточной функции имеют отрицательные вещественные части. Амплитудно-фазовая частотная характеристика передаточной функции от задания по силе вертикального прижатия F_S^d до вертикальной упругой силы в датчике F_S замкнутой системы представлена на рис. 2.25.

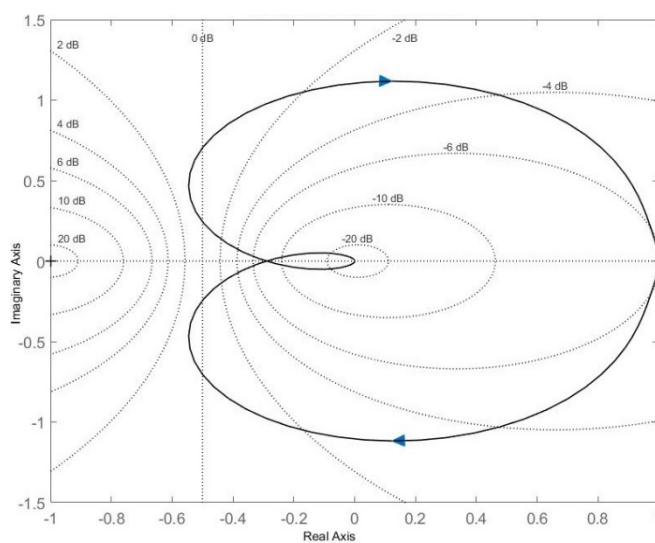


Рис. 2.25. Амплитудно-фазовая частотная характеристика передаточной функции

Амплитудно-фазовая частотная характеристика замкнутой системы не охватывает точку $(-1; 0j)$. Следовательно, критерий устойчивости замкнутой системы Найквиста выполняется.

Моделируется ситуация, когда носитель после возникновения контакта инструмента с поверхностью выходит на заданный уровень силы вертикального

прижатия $F_S^d = 400$ Н. На рис. 2.26 представлены переходные процессы вертикальных координаты носителя y (слева) и упругой силы в датчике F_S (справа).

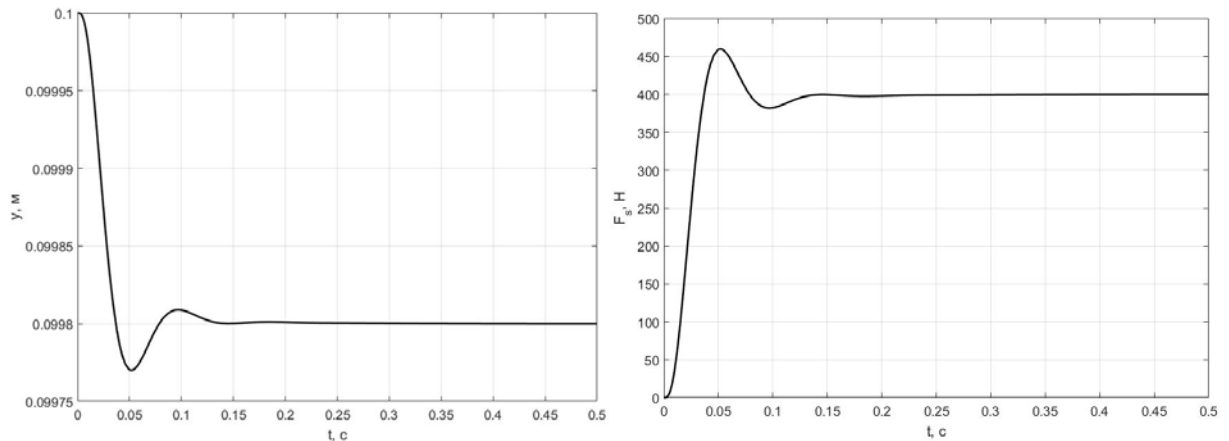


Рис. 2.26. Процессы координаты носителя y (слева) и вертикальной упругой силы F_S (справа)

2.3 Результаты моделирования управляемого движения системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность»

В реальности переключение между режимами позиционирования и контакта происходит автоматически по сигналу переключающего устройства. Условием переключения является превышение показаниями датчика вертикальной силы прижатия порогового значения F_S^d . После того, как фиксируется возникновение контакта инструмента с поверхностью, начинается горизонтальное движение носителя. Общая система уравнений, описывающая движение системы, примет вид

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + b\dot{y} + c_{sy}(y - y_{sf}) &= F_y - mg, \\ m_s\ddot{y}_s + b_s\dot{y}_s + c_{sy}(y_s - y) &= -m_s g, \\ F_S &= c_{sy}(y_s - y), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) &= F_x, \\ m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) &= 0, \end{aligned} \quad \text{при } F_S < \underline{F_S^d}$$

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + b\dot{z} + c_{sz}(z - z_s) &= F_z, \\ m_s\ddot{z}_s + b_s\dot{z}_s + c_{sz}(z_s - z) &= 0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m\ddot{y} + b\dot{y} + c_{sy}(y - y_{sf}) &= F_y - mg, \\
y_s &= y_{sf}(x_s), \\
F_s &= c_{sy}(y_s - y),
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) &= F_x, \\
m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) &= R_x,
\end{aligned}
\quad \text{при } F_s \geq \underline{F_s^d}$$

$$\begin{aligned}
m\ddot{z} + b\dot{z} + c_{sz}(z - z_s) &= F_z, \\
m_s\ddot{z}_s + b_s\dot{z}_s + c_{sz}(z_s - z) &= R_z.
\end{aligned}$$

Методы формирования управляющих воздействий F_x, F_y, F_z идентичны описанным ранее.

Рассматривается ситуация, когда носитель начинает движение вниз с высоты $y = 1$ м. Так как контакт отсутствует, в горизонтальных направлениях носитель не движется, то есть системы управления движением по горизонтальным направлениям обрабатывают задания $\dot{x}^d = \dot{z}^d = 0$. Система управления вертикальным движением в режиме позиционирования начинает обрабатывать плавное задание вида $y^d(t) = 1 - v_y t$ по выходу на уровень $\underline{y^d} = 0$. Однако по пути, не дойдя до этого уровня, система упирается инструментом в поверхность, форма которой неизвестна. Теперь вертикальная координата инструмента совпадает с вертикальной координатой точки поверхности, с которой он контактирует. Так как горизонтальное движение носителя отсутствует, независимо от формы поверхности координата инструмента y_s перестаёт изменяться. При этом система управления продолжает обрабатывать плавное задание по координате носителя. В результате сила вертикального прижатия $F_s = c_s(y_s - y)$ начинает расти, и в момент достижения ей порогового значения $\underline{F_s^d}$ происходит переключение на режим управления по силе вертикального прижатия. Система управления по силе вертикального прижатия на основании обратной связи обрабатывает плавное задание вида $F_s^d(t^*) = \underline{F_s^d} + v_F t^*$ по выходу на уровень $\overline{F_s^d} = 400$ Н. Заметим, что при обработке задания по силе время t^* отсчитывается от момента фиксации контакта инструмента с поверхностью. После выхода на

заданный уровень силы вертикального прижатия инструмента к поверхности система управления горизонтальным движением начинает обрабатывать задание $\dot{x}^d = 0,0025$ м/с. Считается, что движение носителя и инструмента в направлении Z отсутствует. На рис. 2.27 представлены графики плавных заданий по вертикальной координате y^d (слева) и по силе прижатия F_s^d (справа).

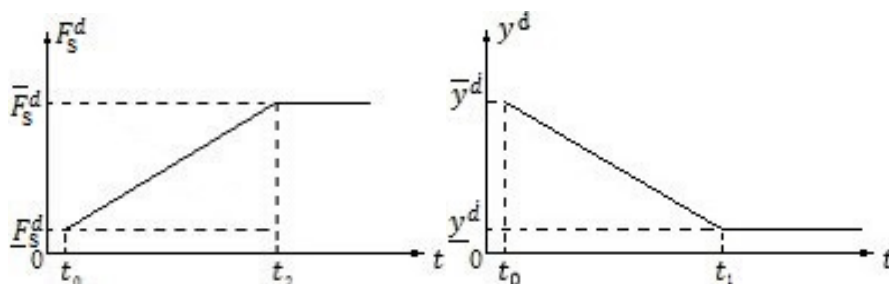


Рис. 2.27. Задания по координате инструмента y^d (слева) и силе вертикального прижатия F_s^d (справа)

Проведено математическое моделирование движения системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» при разных формах поверхности. Порог фиксации контакта инструмента с поверхностью принят $F_s^d = 50$ Н, поскольку значение вертикальной упругой силы в датчике $F_s = c_s(y_s - y)$ при движении в режиме позиционирования его не превышает, а следовательно, таким образом исключается возможность случайного переключения на силовое управление при отсутствии контакта. Скорость изменения заданий по силе и координате приняты равными $v_y = 0,02$ м/сек, $v_F = 100$ Н/сек исходя из условия плавности и безударности выхода системы на контакт инструмента с поверхностью. Считается, что поверхность контакта гладкая, то есть горизонтальные силы контактного взаимодействия R_x и R_z отсутствуют.

2.3.1 Плоская гладкая поверхность

Моделируется выход системы на контакт инструмента с гладкой плоской поверхностью, форма которой описывается уравнением $y_{sf} = 0,1$ м. На рис. 2.28 представлены процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа).

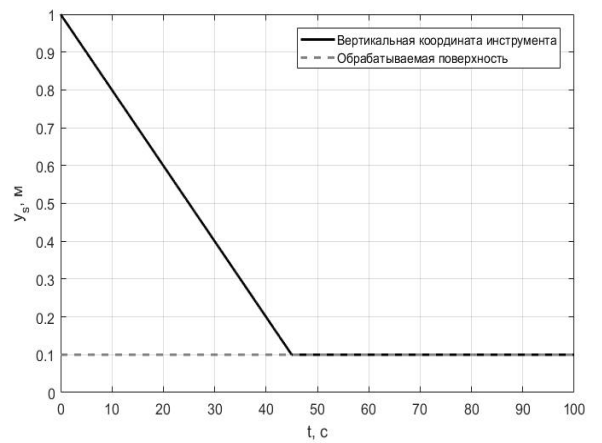
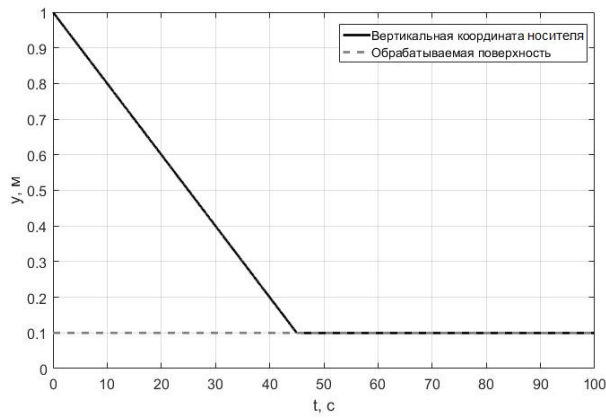


Рис. 2.28. Процессы вертикальных координат носителя y_c (слева) и инструмента y_s (справа)

На рис. 2.29 представлены процессы вертикальной упругой силы в датчике F_s (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа).

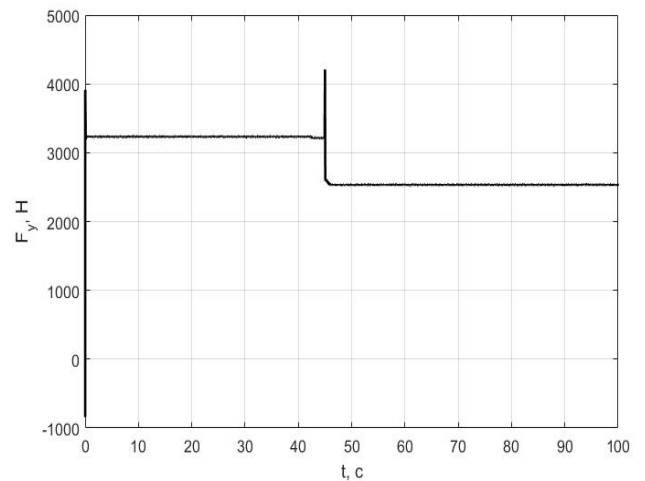
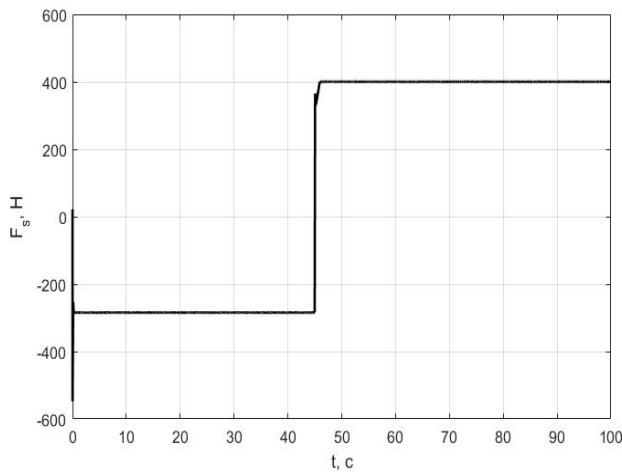


Рис. 2.29. Процессы вертикальной упругой силы F_s (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа)

На рис. 2.30 представлены процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа).

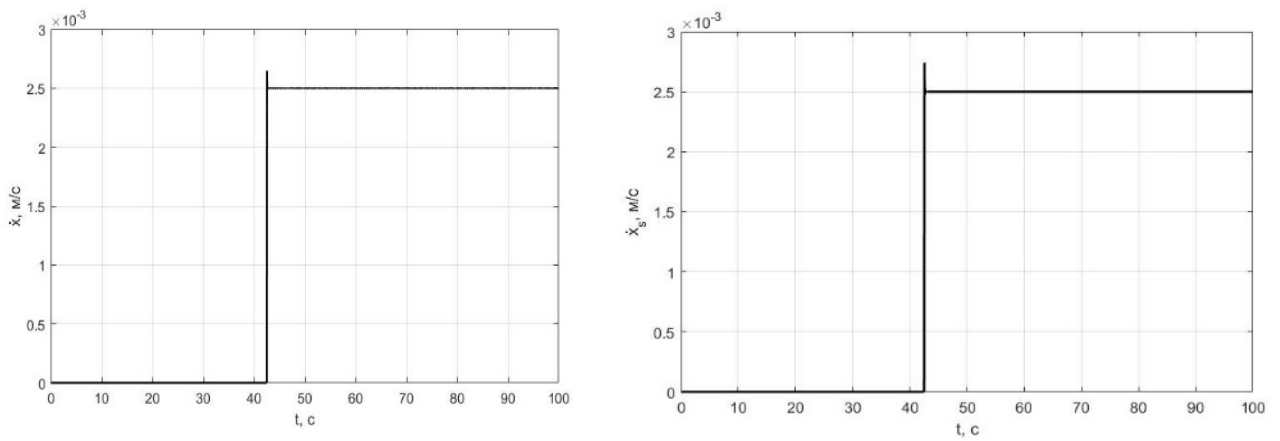


Рис. 2.30. Процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа)

Процессы показывают, что для случая плоской поверхности при правильном выборе характеристик заданий для систем управления и настроек регуляторов удаётся обеспечить плавный и безударный выход системы на заданный уровень вертикальной силы прижатия инструмента к поверхности.

2.3.2 Поверхность сложной формы

Моделируется выход системы на контакт с гладкой поверхностью, форма которой описывается уравнением $y_{sf} = 0,1 + 0,02\sin(50x)$. На рис. 2.31 представлены процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа).

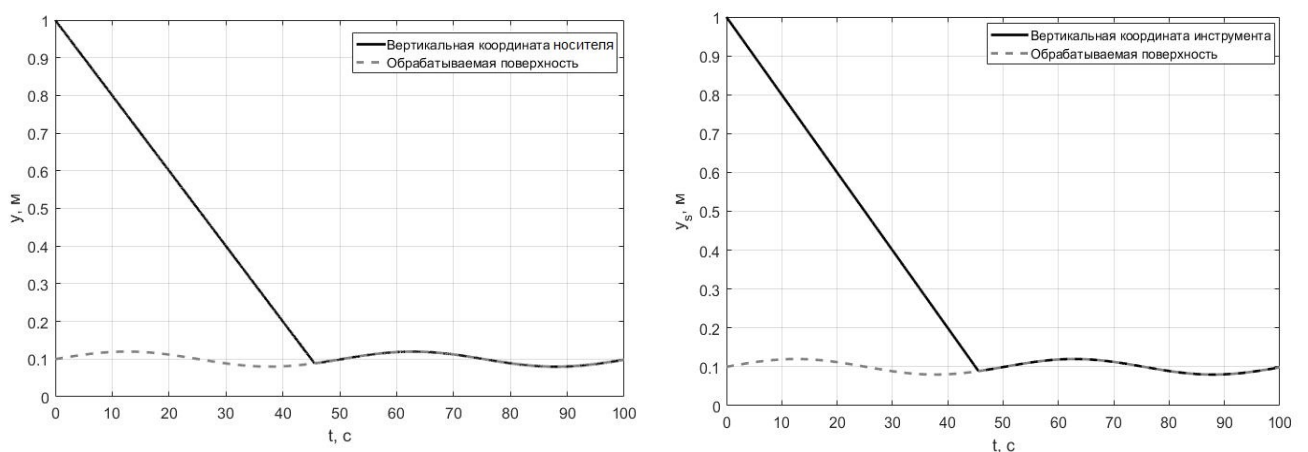


Рис. 2.31. Процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа)

На рис. 2.32 представлены процессы вертикальной упругой силы в датчике F_S (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа).

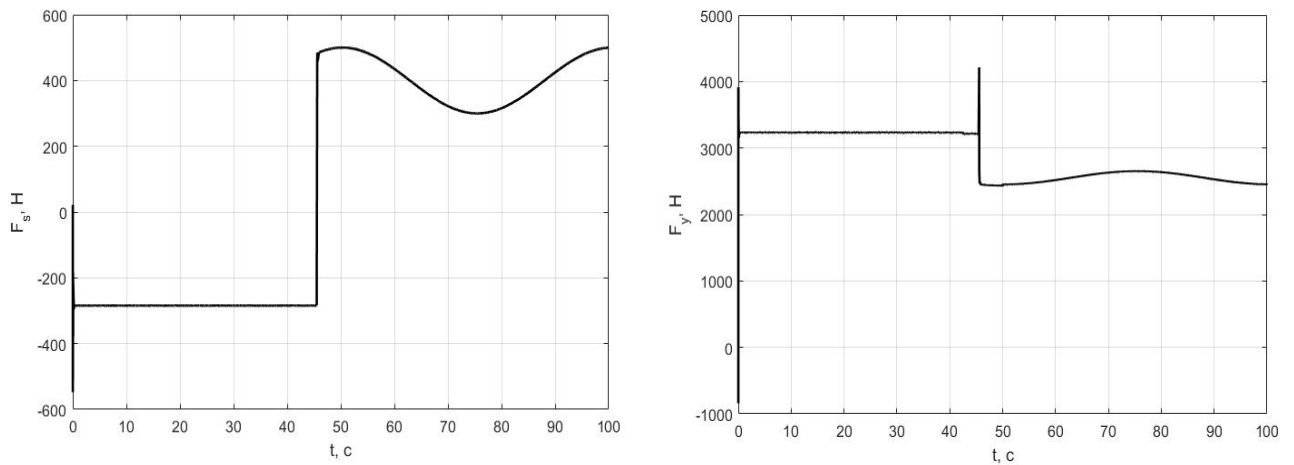


Рис. 2.32. Процессы вертикальной упругой силы F_S (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа)

На рис. 2.33 представлены процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_S (справа).

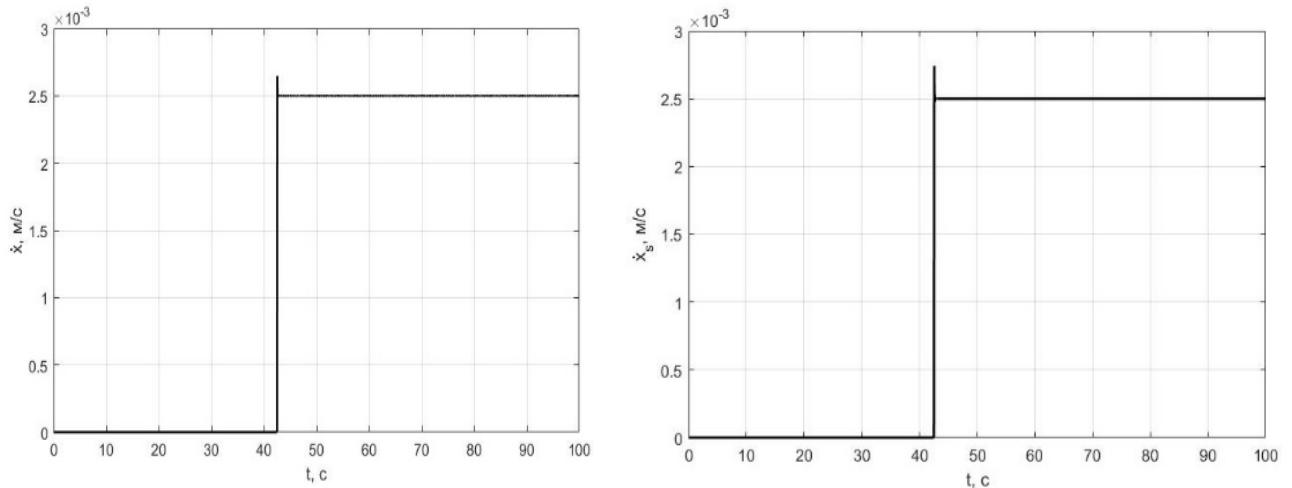


Рис. 2.33. Процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_S (справа)

Процессы показывают, что форма поверхности при выбранном способе управления сказывается на характере вертикальной упругой силы в датчике F_S , а значит, и на силах контактного взаимодействия инструмента с поверхностью, что

может негативно сказываться на качестве механообработки. Методы компенсации нежелательной динамики будут рассмотрены в Главе 4.

2.3.3 Плоская шероховатая поверхность

Моделируется выход системы на контакт инструмента с плоской шероховатой поверхностью, форма которой описывается уравнением [40]

$$y_{sf} = 0,1, t \leq 50 \text{ с},$$

$$y_{sf} = 0,1 + A \sin(\beta_1 x), 50 < t < 70 \text{ с},$$

$$y_{sf} = 0,1 + A \sin(\beta_2 x), t \geq 70 \text{ с}.$$

Уравнение поверхности подобрано таким образом, чтобы система сначала выходила на контакт инструмента с плоской гладкой поверхностью, а затем, начиная с пятидесятой секунды, двигалась вдоль поверхности с различной шероховатостью. Учитывая, что вертикальная координата точки контакта инструмента с поверхностью входит в выражение для вертикальной упругой силы в датчике $F_s = c_{sy}(y_{sf} - y)$, с пятидесятой по семидесятую секунду наличие шероховатости фактически приводит к вынуждающему гармоническому воздействию на систему с частотой $\beta_1 \dot{x}$, а далее – с частотой $\beta_2 \dot{x}$. Амплитуда вынуждающего силового воздействия будет равна $A c_s$. Значения параметров шероховатости поверхности приняты $A = 0,0001 \text{ м}$, $\beta_1 = 12000 \text{ рад/м}$, $\beta_2 = 34000 \text{ рад/м}$. Система управления горизонтальным движением носителя при наличии контакта инструмента с поверхностью отрабатывает задание $\dot{x}^d = 0,0025 \text{ м/с}$. Тогда частота вынуждающего воздействия $\beta_1 \dot{x}$ после выхода на заданный уровень скорости горизонтального движения носителя будет составлять приблизительно 30 рад/с , а частота $\beta_2 \dot{x}$ – приблизительно 85 рад/с , то есть фактически будет совпадать с парциальной частотой в вертикальном направлении системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для режима контакта. Таким образом, возможно возникновение резонанса. На рис. 2.34 представлены процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа).

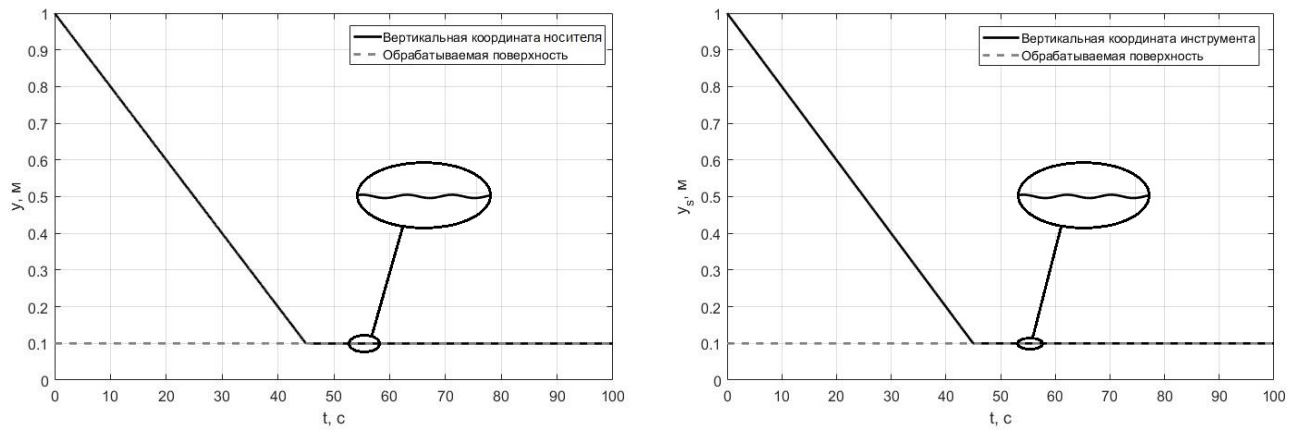


Рис. 2.34. Процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа)

На рис. 2.35 представлены процессы вертикальной упругой силы в датчике F_s (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа).

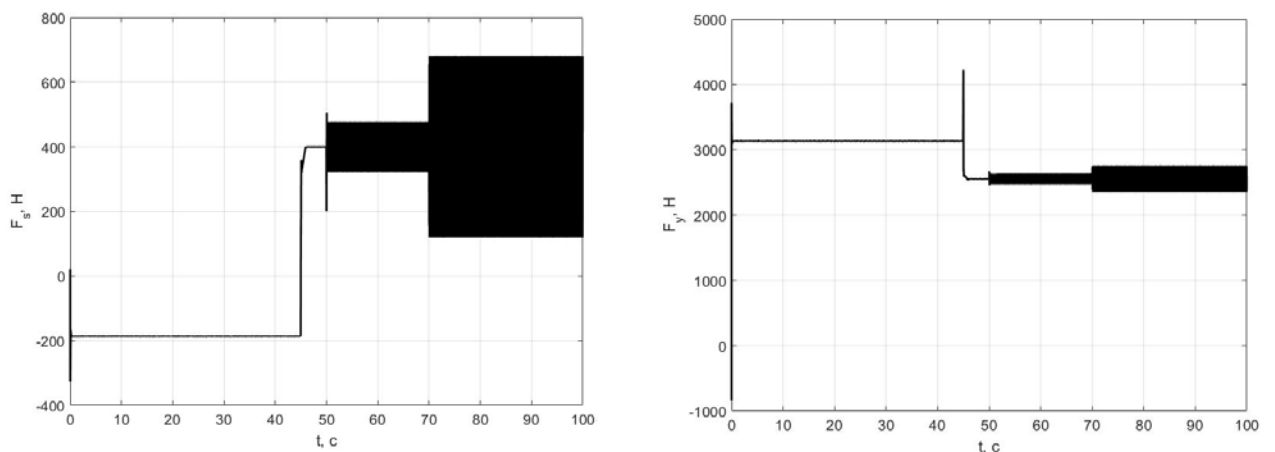


Рис. 2.35. Процессы вертикальной упругой силы F_s (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа)

На рис. 2.36 представлены процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа).

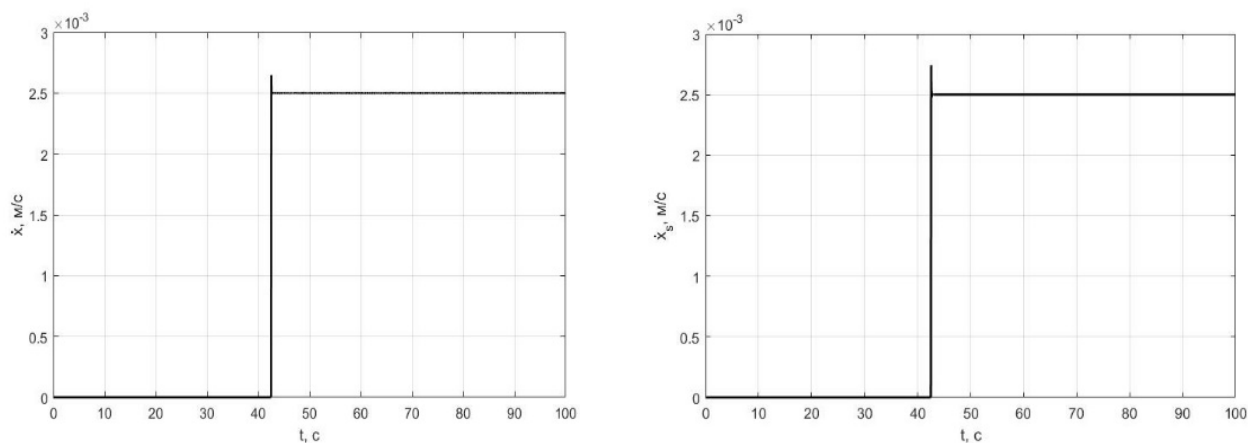


Рис. 2.36. Процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа)

Процессы показывают, что несмотря на малую амплитуду шероховатости A , которая приводит к почти незаметным изменениям процессов вертикальных координат носителя и инструмента, вертикальная упругая сила в датчике F_s в случае приближения частоты вынуждающего воздействия, обусловленного шероховатостью поверхности, к парциальной частоте системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», отклоняется фактически на 70% от своего регламентированного значения. Алгоритм борьбы с данным нежелательным явлением будет описан в Главе 4.

Вывод по второй главе

Во второй главе разработана математическая модель управляемого движения системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность». Сделанные гипотезы позволили упростить расчётную схему и исключить из рассмотрения моменты в зоне контакта инструмента с поверхностью. Разработанная система позиционно-силового управления позволяет обеспечить безударный выход системы на контакт инструмента с поверхностью с заданным уровнем силы вертикального прижатия. Показано влияние формы и шероховатости поверхности на динамику системы при движении носителя с заданной скоростью в режиме контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Глава 3. Моделирование автоколебательных процессов в системе «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность»

3.1 Моделирование релаксационных автоколебаний при шлифовании

При шлифовании и полировке съём материала осуществляется преимущественно за счёт сил трения. Характер зависимости сил трения от скорости относительного движения поверхностей контакта определяет динамику всей системы [3, 14, 36]. Падающий характер силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости относительного движения может приводить к «залипанию» инструмента или так называемому движению с остановками («stick-slip movement») на малых скоростях движения носителя [71, 91]. На рис. 3.1 представлена расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для процесса шлифования.

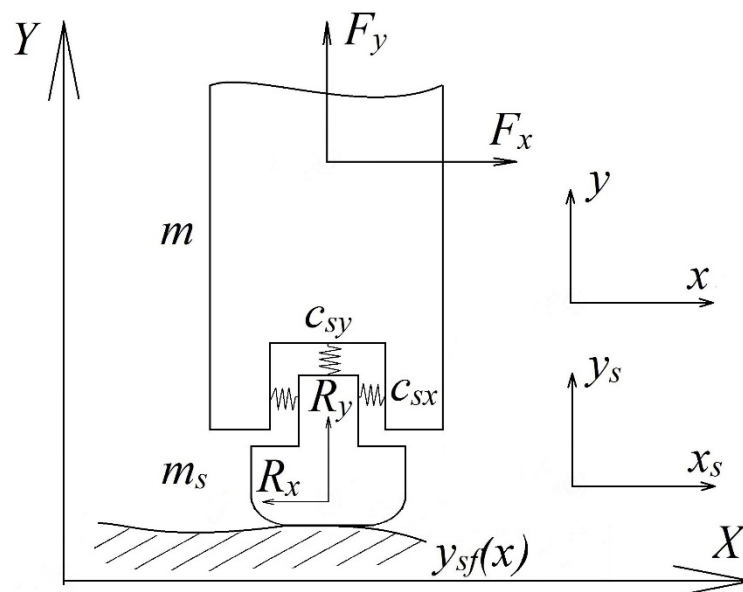


Рис. 3.1. Расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для процесса шлифования

Рассматривается плоская задача, то есть движение носителя и инструмента, а также сила контактного взаимодействия инструмента с поверхностью в направлении Z отсутствуют. Тогда движение системы будет описываться уравнениями

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) = F_y - mg,$$

$$y_s = y_{sf}(x),$$

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) = F_x,$$

$$m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) = R_x.$$

Сила вертикальной реакции R_y возникает в результате прижатия инструмента к поверхности и равна по модулю вертикальной упругой силе в датчике $F_s = c_s(y_s - y)$. Сила контактного взаимодействия R_x , действующая в горизонтальном направлении, определяется некоторой нелинейной характеристикой, зависящей от скорости движения инструмента \dot{x}_s . Считается, что на характеристике трения присутствует ниспадающий участок. Фактически данная модель повторяет модели И.В. Крагельского и А.И. Каширина. Отличием является то, что подпружиненная масса связана не с жёстким основанием, а с носителем, управление которым осуществляется по позиционно-силовому алгоритму.

Характеристика силы контактного взаимодействия R_x в зависимости от скорости инструмента \dot{x}_s при условии, что сила вертикального прижатия поддерживается системой позиционно-силового управления вертикальным движением носителя на уровне $R_y = 400$ Н, представлена на рис. 3.2.

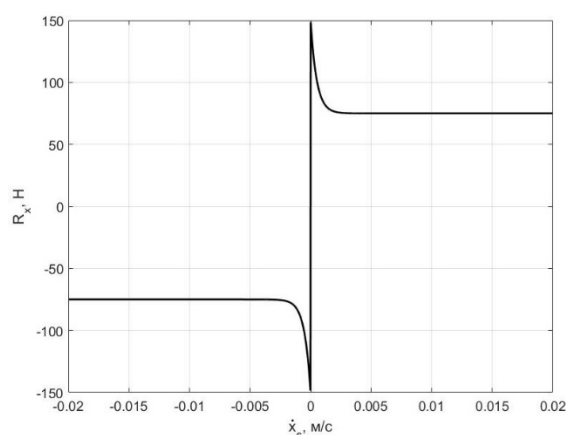


Рис. 3.2. Характеристика силы контактного взаимодействия R_x

Замкнутый цикл устойчивых релаксационных автоколебаний представлен на рис. 3.3.

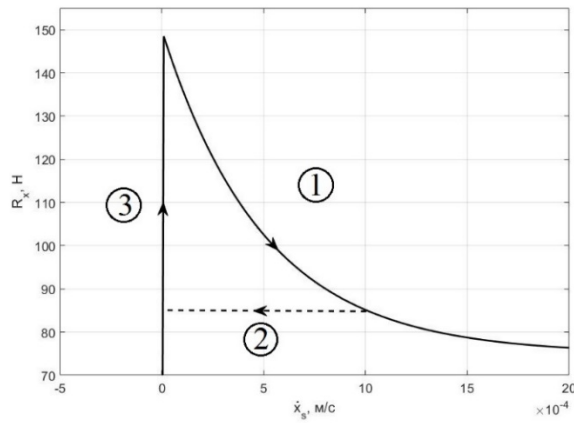


Рис. 3.3. Замкнутый цикл релаксационных автоколебаний

Возникновение автоколебаний происходит по следующему механизму. При движении носителя с малой скоростью сила контактного взаимодействия R_x превышает горизонтальную упругую силу в датчике, характерную для равномерного движения с данной скоростью $F_{sx} = b_s \dot{x}_s$. В результате происходит перескок на нулевую скорость (участок 2), то есть происходит полная остановка инструмента. Затем инструмент не движется относительно поверхности, а носитель продолжает движение, то есть горизонтальная упругая сила F_{sx} растёт (участок 3). Важно отметить, что при нулевой скорости инструмента сила контактного взаимодействия принимает любое значение в диапазоне $[-R_0; R_0]$, где R_0 – предельная сила сопротивления покоя. Когда величина горизонтальной упругой силы F_{sx} по модулю превышает величину силы сопротивления покоя R_0 , инструмент срывается с места и начинает движение (участок 1). Такой характер движения инструмента негативно сказывается на качестве механообработки.

Предполагается, что характеристика горизонтальной силы контактного взаимодействия определяется следующими условиями:

$$R_x = -\frac{R_0}{2} - \frac{R_0}{2} e^{\eta \dot{x}_s}, \quad \dot{x}_s < 0,$$

$$R_x = \frac{R_0}{2} + \frac{R_0}{2} e^{-\eta \dot{x}_s}, \quad \dot{x}_s > 0,$$

$$R_x = F_s \in [-R_0; R_0], \quad \dot{x}_s = 0.$$

Параметр η характеризует крутизну падения горизонтальной силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости движения инструмента \dot{x}_s . В настоящей работе принимались значения $R_0 = 150$ Н и $\eta = 2000$.

Моделируется ситуация, когда носитель движется с постоянной скоростью $\dot{x}^d = 0,001$ м/с. Система позиционно-силового управления вертикальным движением обеспечивает постоянный уровень силы прижатия инструмента к поверхности $F_s^d = 400$ Н. На рис. 3.4 представлены процессы горизонтальных координаты инструмента x_s (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа).

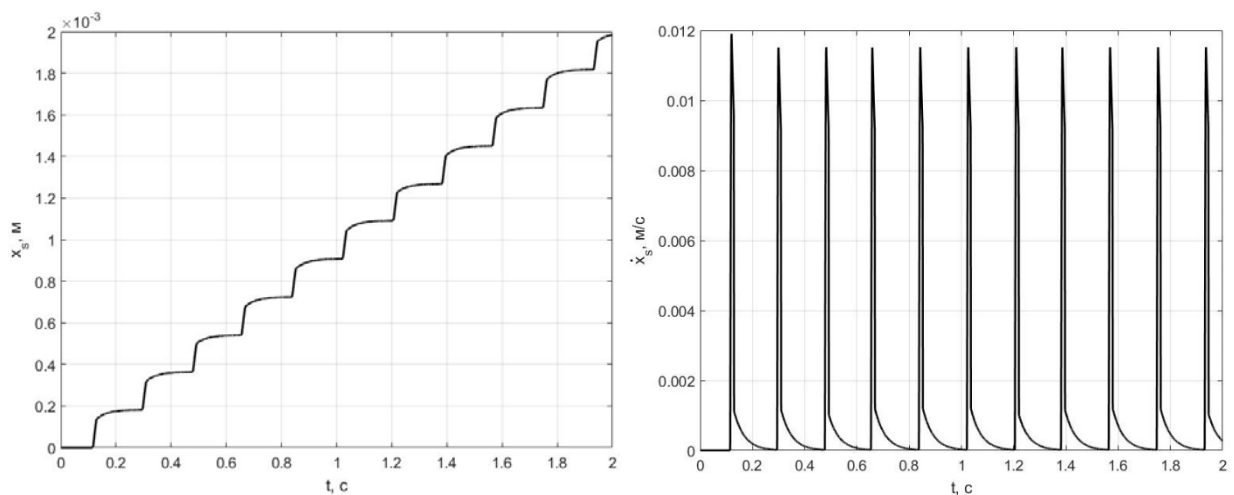


Рис. 3.4. Процессы горизонтальных координаты инструмента x_s (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа)

На рис. 3.5 представлены процессы горизонтальных упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью R_x (справа).

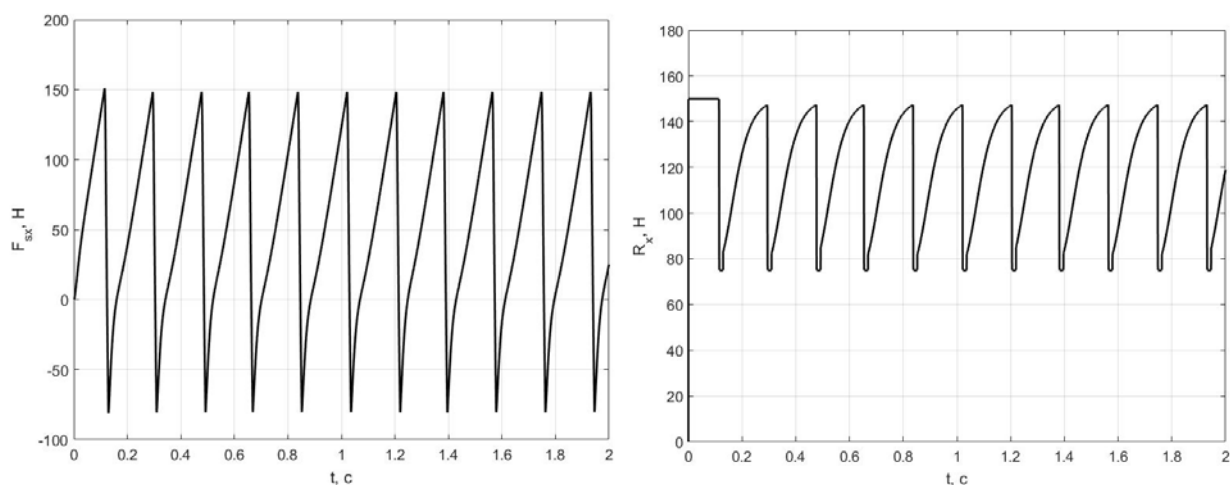


Рис. 3.5. Процессы горизонтальных упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и силы контактного взаимодействия R_x (справа)

Важно отметить, что горизонтальные координата инструмента x_s , скорость инструмента \dot{x}_s и сила контактного взаимодействия инструмента с поверхностью R_x являются чисто расчётными параметрами, которые невозможно измерить. Единственным источником информации о процессах в зоне контакта инструмента с поверхностью являются показания датчика горизонтальной упругой силы F_{sx} . Следовательно, идентификацию режима релаксационных автоколебаний необходимо производить по обработанному сигналу с датчика горизонтальной упругой силы. На рис. 3.6 представлен процесс F_{sx}^* , представляющий собой пропущенный через фильтр высоких частот процесс F_{sx} .

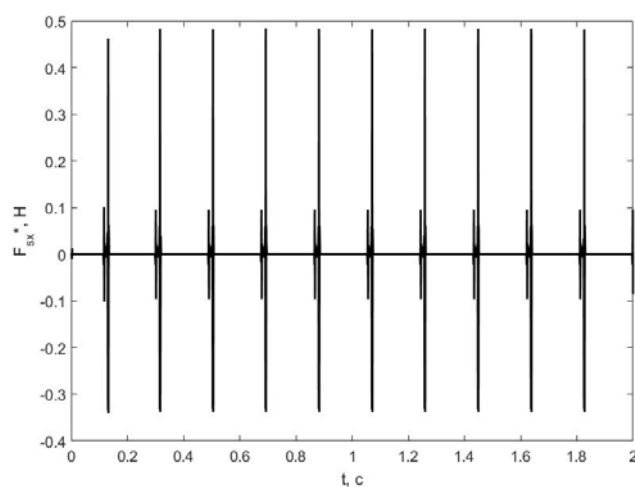


Рис. 3.6. Процесс F_{sx}^*

Представленные процессы показывают, что имеет место движение инструмента с остановками, то есть с определённой периодичностью скорость его движения падает до нуля, а на процессах координаты инструмента возникает горизонтальная «полка». Носитель продолжает движение, в результате чего горизонтальная упругая сила F_{sx} растёт, и, когда она достигает величины силы сопротивления покоя R_0 , инструмент срывается с места, в результате чего наблюдается скачок скорости инструмента.

Размер «полки» зависит от характеристики силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости движения инструмента \dot{x}_s . Если при выбранной характеристике снизить задание на скорость горизонтального движения носителя до $\dot{x}^d = 0,0005$ м/с, периоды «залипания» станут значительно больше. На рис. 3.7 представлены процессы горизонтальных координаты инструмента x_s (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа).

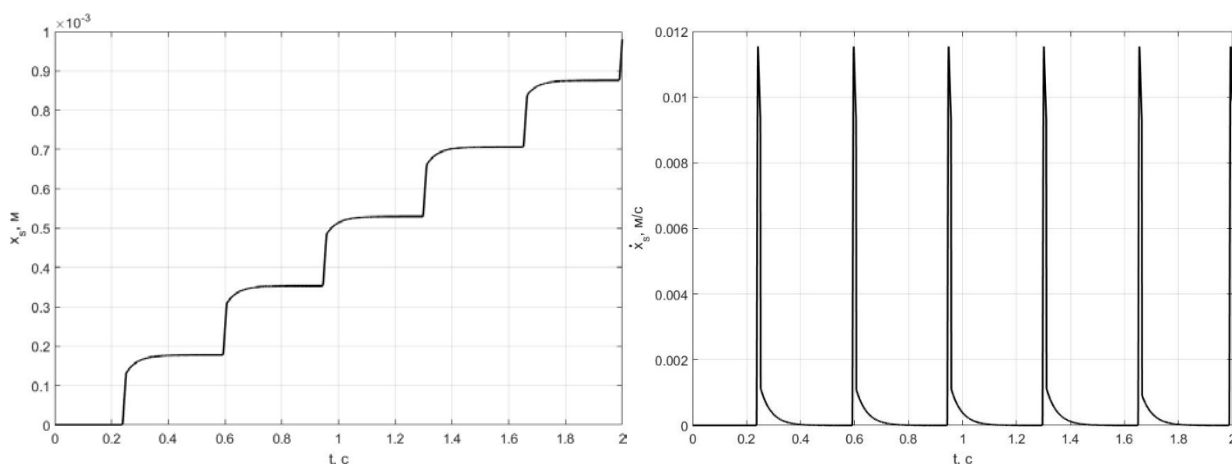


Рис. 3.7. Процессы горизонтальных координаты инструмента x_s (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа)

На рис. 3.8 представлены процессы горизонтальных упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью R_x (справа).

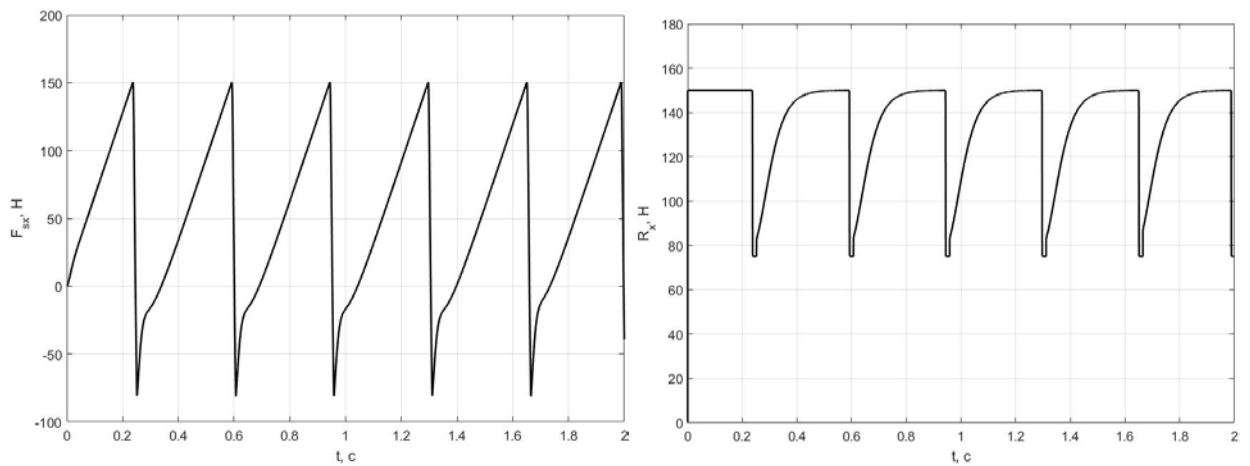


Рис. 3.8. Процессы горизонтальных упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и силы контактного взаимодействия R_x (справа)

На рис. 3.9 представлен процесс F_{sx}^* , представляющий собой пропущенный через фильтр высоких частот процесс F_{sx} .

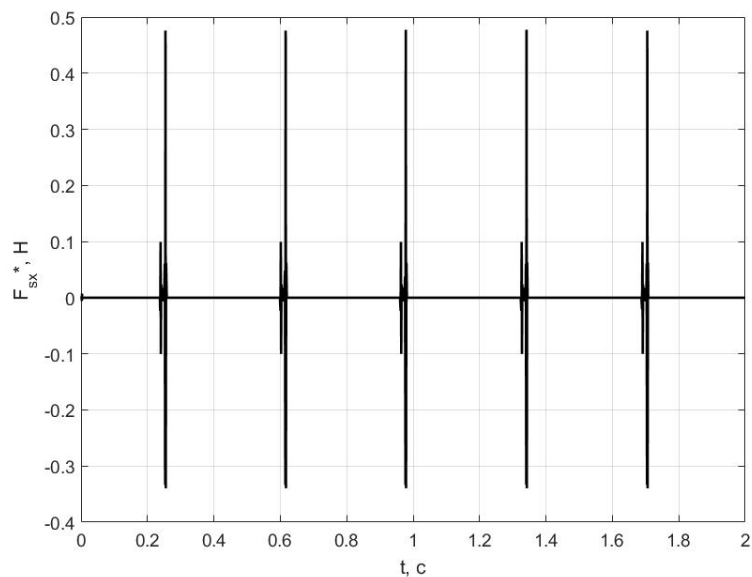


Рис. 3.9. Процесс F_{sx}^*

При большей горизонтальной скорости движения инструмента вдоль поверхности релаксационные автоколебания также могут возникать, однако они становятся более высокочастотными и менее выраженными. Пусть система управления горизонтальным движением носителя обрабатывает задание $\dot{x}^d = 0,002$ м/с. На рис. 3.10 представлены процессы горизонтальных координаты инструмента x_s (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа).

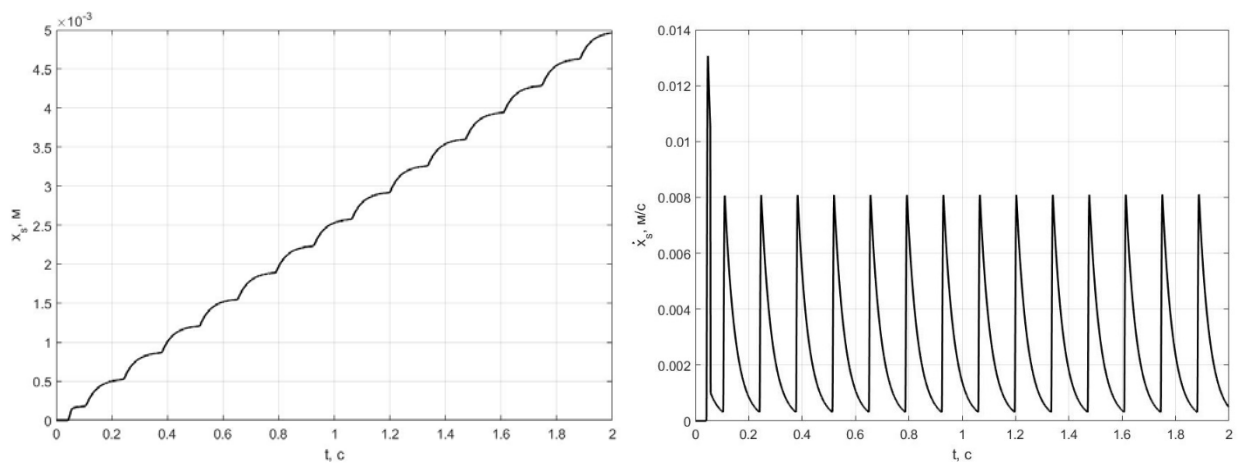


Рис. 3.10. Процессы горизонтальных координаты инструмента x_s (слева) и скорости инструмента \dot{x}_s (справа)

На рис. 3.11 представлены процессы горизонтальных упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью R_x (справа).

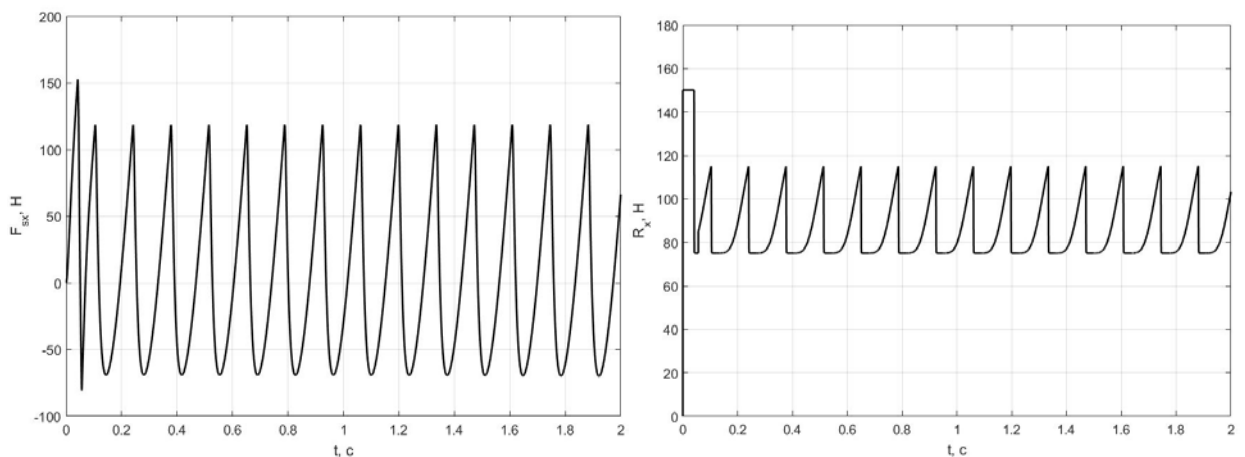


Рис. 3.11. Процессы горизонтальных упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и силы контактного взаимодействия R_x (справа)

На рис. 3.12 представлен процесс F_{sx}^* , представляющий собой пропущенный через фильтр высоких частот процесс F_{sx} .

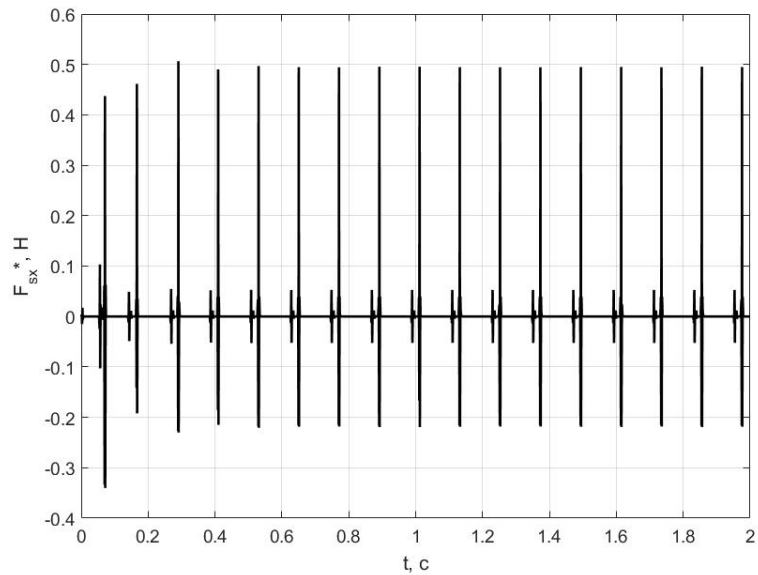


Рис. 3.12. Процесс F_{sx}^*

Результаты моделирования показывают, что возникновение нежелательного режима релаксационных автоколебаний возможно в некотором диапазоне «ползучих» скоростей движения носителя в горизонтальном направлении. Для идентификации такого режима могут быть использованы показания датчика горизонтальной упругой силы в датчике, пропущенные через фильтр высоких частот.

3.2 Моделирование автоколебаний при точении

Наиболее простым вариантом расчётной схемы, моделирование динамики которой позволяет получить эффект возникновения автоколебаний по механизму вторичного возбуждения или резания «по следу», является модель процесса точения, подразумевающая возможность колебаний инструмента вдоль одной оси. Расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для процесса точения представлена на рис. 3.13.

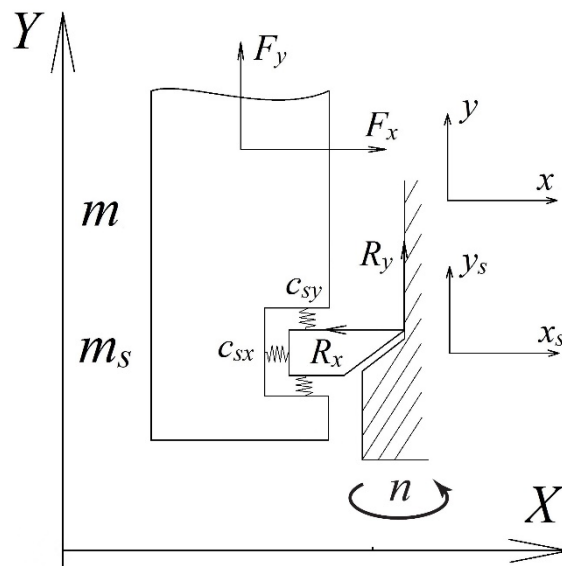


Рис. 3.13. Расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для процесса точения

Предполагается, что в вертикальном направлении система позиционно-силового управления вертикальным движением обеспечивает требуемую силу прижатия F_s^d , которая фактически определяет ширину снимаемой стружки и глубину резания a . В направлении X осуществляется движение с заданной скоростью \dot{x}^d , которая определяет подачу инструмента S . В направлении Z движение, а следовательно, и силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью, отсутствует. Скорость вращения заготовки n (в об/мин) задаётся технологом. Движение системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» при точении описывается уравнениями

$$\begin{aligned}
m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) &= F_y - mg, \\
y_s &= y_{sf}(x), \\
m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) &= F_x, \\
m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) &= R_x.
\end{aligned}$$

Сила контактного взаимодействия, действующая на инструмент со стороны обрабатываемой поверхности, формируется по закону, описанному в Главе 1, в виде

$$R_x = K_f ah(t),$$

где K_f – экспериментально определяемый коэффициент пропорциональности, a – глубина резания, h – толщина снимаемой стружки.

Толщина снимаемой стружки записывается в виде

$$h(t) = (h_0 - x_s(t) + x_s(t - T)),$$

где $h_0 = \frac{60S}{n}$ – постоянная составляющая толщины стружки, которая равна подаче на оборот и определяется горизонтальной подачей инструмента; $x_s(t) - x_s(t - T)$ – динамическая составляющая толщины стружки; $T = 60/n$ – период вращения заготовки.

Для рассматриваемой математической модели системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» при точении был применен метод анализа устойчивости, описанный в Главе 1. При этом передаточное соотношение между горизонтальной силой контактного взаимодействия R_x и координатой инструмента x_s записывалось в виде передаточной функции для полной замкнутой по скорости горизонтального движения носителя \dot{x} системы:

$$Q(p) = \frac{Q_1(p)}{Q_2(p)},$$

где

$$Q_1(p) = (m + k_{dx})p^2 + (b + k_{px})p + (c_s + k_{ix}),$$

$$Q_2(p) = m_s(m + k_{dx})p^4 + (m_s(b + k_{px}) + b_s(m + k_{dx}))p^3 + (m_s(c_s + k_{ix}) + c_s(m + k_{dx}) + b_s(b + k_{px}))p^2 + (c_s(b + k_{px}) + b_s(c_s + k_{ix}))p + c_s k_{ix}.$$

Для расчётов коэффициент пропорциональности, зависящий от материала, принимался $K_f = 10^8 \text{ Н/м}^2$. Лепестковая диаграмма устойчивости процесса точения представлена на рис. 3.14.

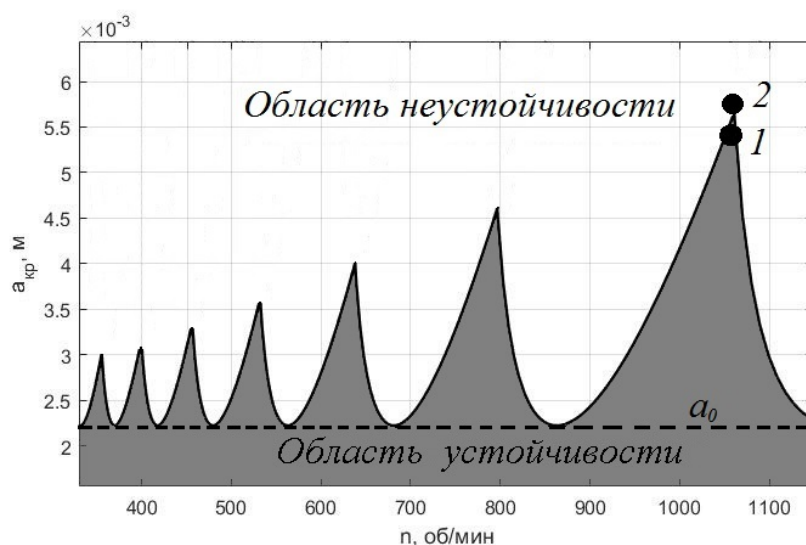


Рис. 3.14. Лепестковая диаграмма устойчивости процесса точения

Глубина резания, не превышающая $a_0 \approx 2,25 \text{ мм}$ позволяет получать устойчивый процесс точения на любых скоростях вращения заготовки. При этом по диаграмме видно, что главный лепесток, соответствующий максимальной глубине резания порядка 5,5 мм, которой можно добиться при точении для данной системы, соответствует скорости вращения заготовки $n = 1060 \text{ об/мин}$. За счёт попадания параметров режима точения в данный лепесток можно увеличить глубину резания, а значит и производительность процесса точения, приблизительно в два с половиной раза. Точки 1 и 2 соответствуют устойчивому и неустойчивому режимам в районе границы устойчивости на оптимальной скорости вращения шпинделя.

Моделируется ситуация, при которой сила вертикального прижатия инструмента к заготовке обеспечивает глубину резания $a = 0,0055 \text{ м}$. Скорость

горизонтального движения носителя поддерживается такой, что величина горизонтальной подачи $S = 0,0025$ м/с. Для наглядности из процессов координат инструмента и носителя исключена постоянная составляющая, определяемая подачей на оборот h_0 , и оставлена только вибрационная компонента.

Далее приведены результаты моделирования. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.15.

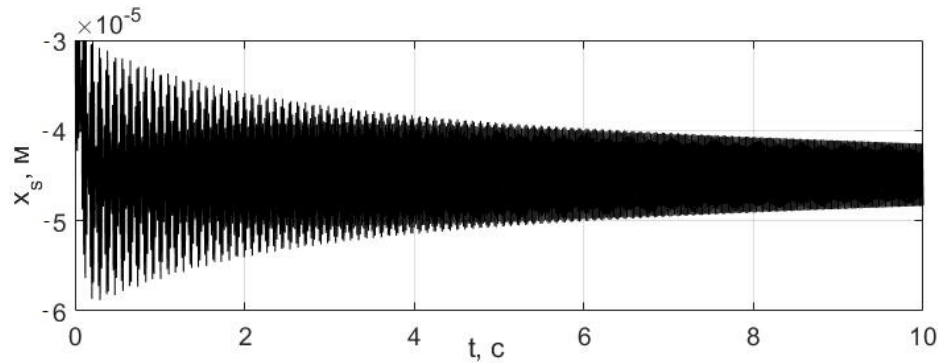


Рис. 3.15. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс горизонтальной координаты носителя x представлен на рис. 3.16.

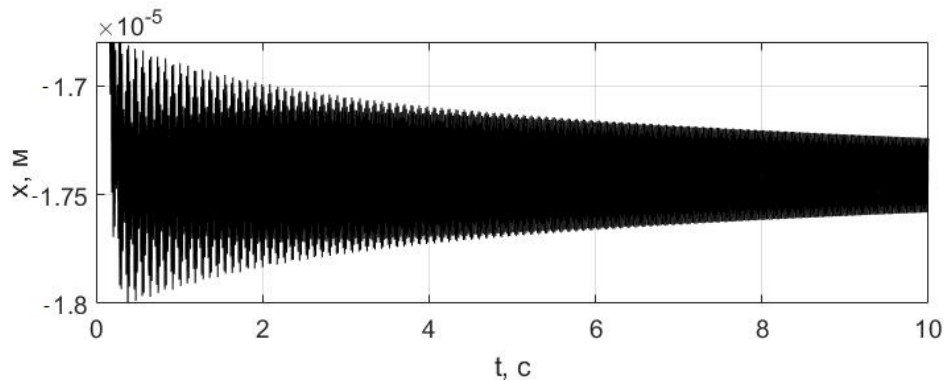


Рис. 3.16. Процесс горизонтальной координаты носителя x

Процесс упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} представлен на рис. 3.17.

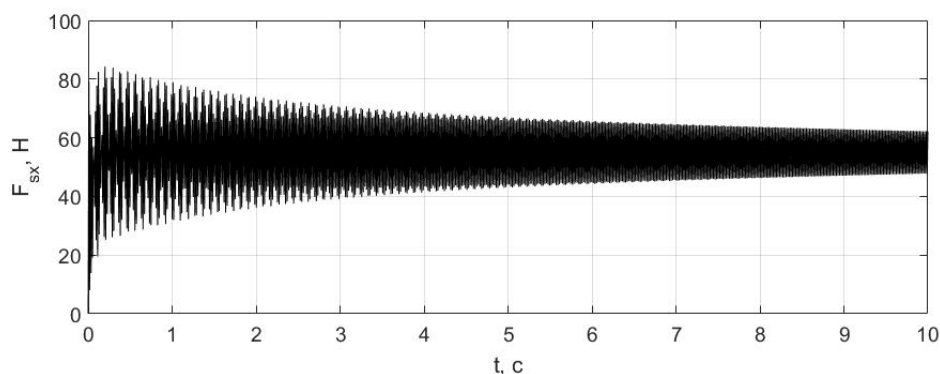


Рис. 3.17. Процесс горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Процессы показывают, что в начале движения наблюдается переходный процесс, связанный с выходом системы на установившийся режим резания, однако со временем процесс стабилизируется. Высокочастотные колебательные процессы удобно анализировать при помощи быстрого преобразования Фурье [79] от горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} . Для получения амплитудных спектров набирался отрезок сигнала длиной полсекунды. Эволюция амплитудных спектров горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} представлена на рис. 3.18.

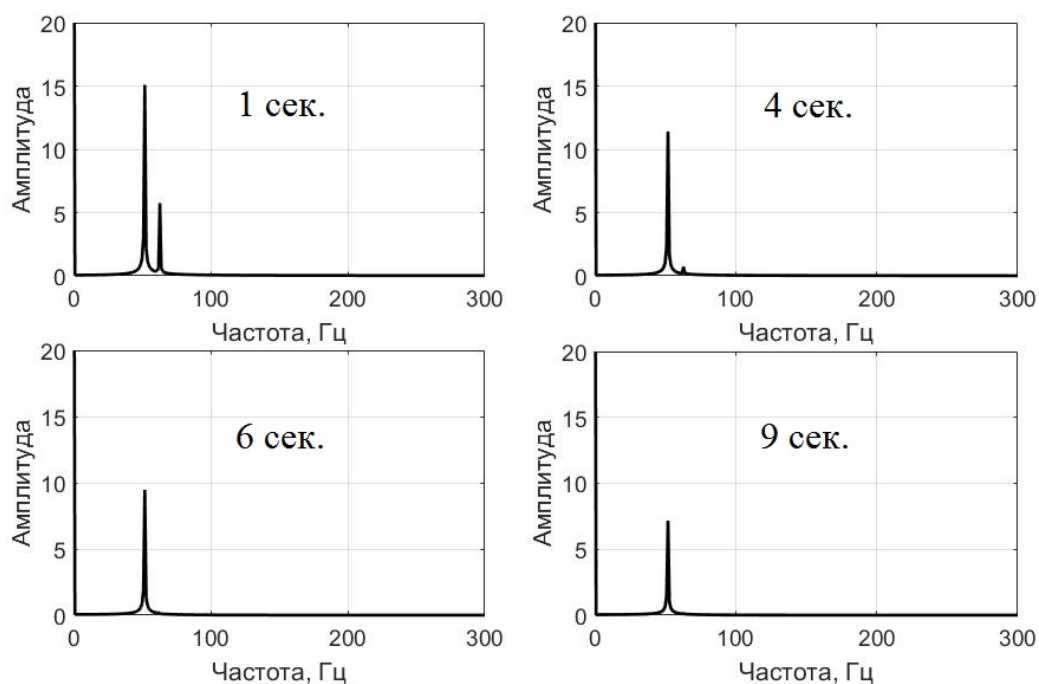


Рис. 3.18. Эволюция амплитудных спектров горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Эволюция амплитудных спектров показывает, что при нахождении системы в области устойчивости на спектрограмме выделяется главный пик, соответствующий парциальной частоте системы в горизонтальном направлении порядка 50 Гц. При этом видно, что со временем при стабилизации процесса точения величина пика снижается. Кроме того, во время переходного процесса (амплитудный спектр в момент времени 1 секунда) наблюдается дополнительный пик на частоте порядка 60 Гц, величина которого составляет практически треть от пика главного. На четвертой секунде дополнительный пик также различим, но его амплитуда уже на порядки меньше величины главного пика. На шестой секунде дополнительный пик уже незаметен.

Теперь моделируется ситуация, при которой сила вертикального прижатия инструмента к заготовке обеспечивает глубину резания $a = 0,0057$ м. Величина горизонтальной подачи инструмента по-прежнему $S = 0,002$ м/с. Далее приведены результаты моделирования.

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.19.

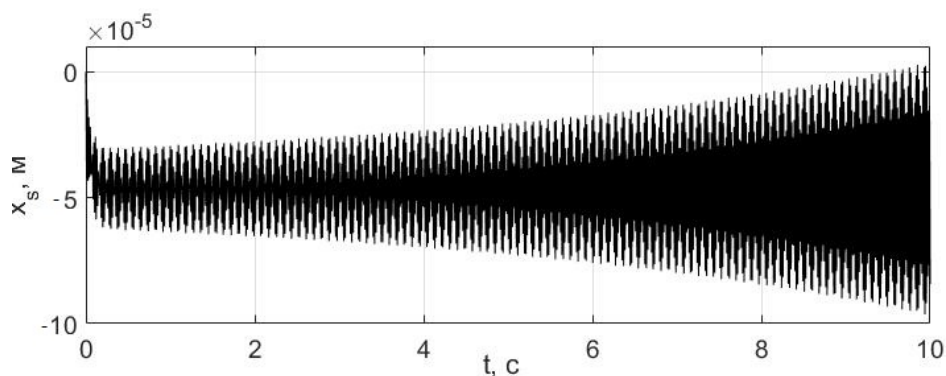


Рис. 3.19. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс горизонтальной координаты носителя x представлен на рис. 3.20.

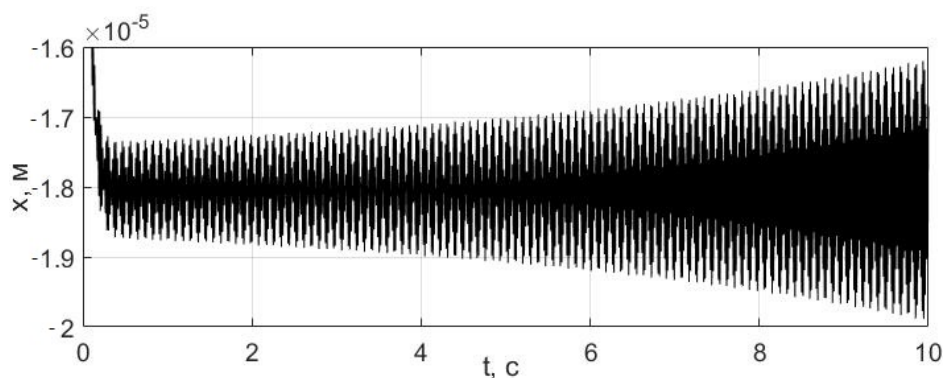


Рис. 3.20. Процесс горизонтальной координаты носителя x

Процесс упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} представлен на рис. 3.21.

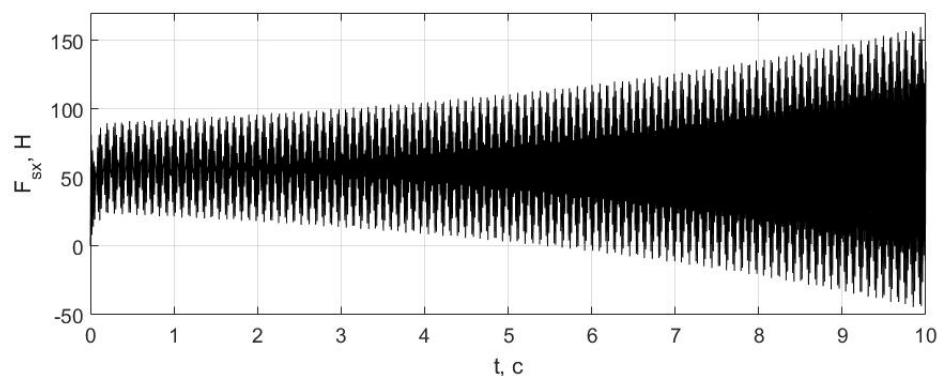


Рис. 3.21. Процесс горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Процессы показывают, что при нахождении параметров режима механообработки в точке 2 система теряет устойчивость, а амплитуда колебаний постоянно возрастает. Данные результаты были получены средствами численного решения системы дифференциальных уравнений с шагом интегрирования $1e-5$. Перед этим было проведено моделирование с шагами интегрирования $1e-3$, $1e-4$, $1e-5$ и $1e-6$, и было выяснено, что результаты решения с шагами $1e-3$, $1e-4$ дают замедленный рост амплитуды колебаний, а результаты для шагов интегрирования $1e-5$ и $1e-6$ практически идентичны. Таким образом, можно утверждать, что неограниченный рост амплитуды связан с потерей устойчивости математической модели, а не численного метода.

Эволюция амплитудных спектров горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} представлена на рис. 3.22.

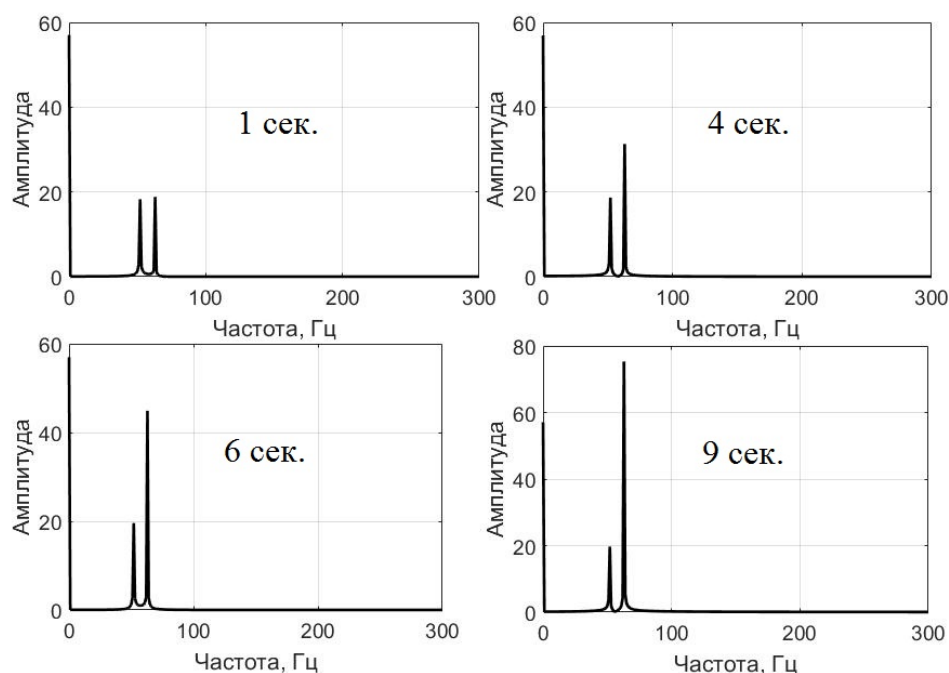


Рис. 3.22. Эволюция амплитудных спектров горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Эволюция амплитудных спектров горизонтальной упругой силы в датчике иллюстрирует процесс потери устойчивости. В результате попадания параметров режима течения в точку 2 уже на первой секунде величина пика, соответствующего парциальной частоте системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» порядка 50 Гц оказывается выше, чем на первой секунде при нахождении параметров режима в точке 1. При этом дополнительный пик на частоте 60 Гц оказывается соразмерим с пиком главным. На четвёртой, шестой и девятой секундах видно, что величина пика на парциальной частоте практически не растёт, зато на частоте порядка 60 Гц пик постоянно возрастает. Это обусловлено тем, что пик на частоте 50 Гц соответствует собственным колебаниям системы, а на частоте 60 Гц – неустойчивым автоколебаниям. Превышение дополнительным пиком на амплитудном спектре пика, соответствующего парциальной частоте системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» служит признаком, по которому может быть идентифицирован автоколебательный режим.

3.3 Моделирование автоколебаний при фрезеровании

Гипотезу о механизме вторичного возбуждения автоколебаний при резании можно применять для моделирования более сложных процессов. Основное отличие процесса фрезерования от рассмотренного ранее течения заключается в конечном числе зубов фрезы, которое вносит дополнительную нелинейность в характер силы контактного взаимодействия.

Расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для процесса фрезерования представлена на рис. 3.23.

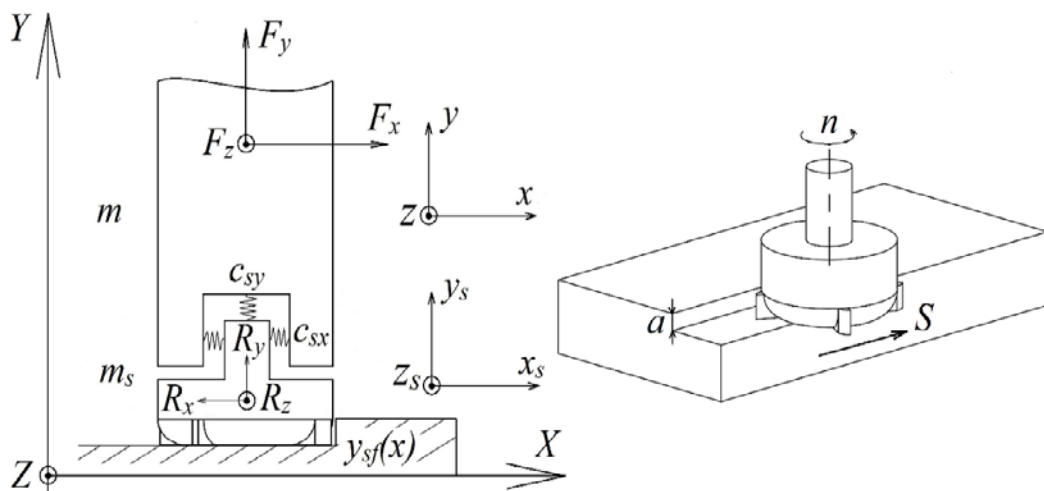


Рис. 3.23. Расчётная схема системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» для процесса фрезерования

Предполагается, что в вертикальном направлении система позиционно-силового управления вертикальным движением носителя обеспечивает требуемую силу прижатия инструмента к поверхности, которая фактически определяет глубину резания a . В направлении X система управления горизонтальным движением обрабатывает задание по скорости, которая определяет подачу инструмента S . В направлении Z система управления горизонтальным движением обрабатывает задание $\dot{z}^d = 0$, однако колебательные движения носителя и инструмента возможны. Скорость вращения фрезы n (в об/мин) задаётся технологом. Движение системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» в режиме фрезерования описывается уравнениями

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) = F_y - mg,$$

$$y_s = y_{sf}(x),$$

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) = F_x,$$

$$m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) = R_x,$$

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + c_{sz}(z - z_s) = F_z,$$

$$m_s\ddot{z}_s + b_s\dot{z}_s + c_{sz}(z_s - z) = R_z.$$

При фрезеровании инструмент (фреза) осуществляет колебательные движения вдоль осей X и Z . Расчётная схема фрезы представлена на рис. 3.24.

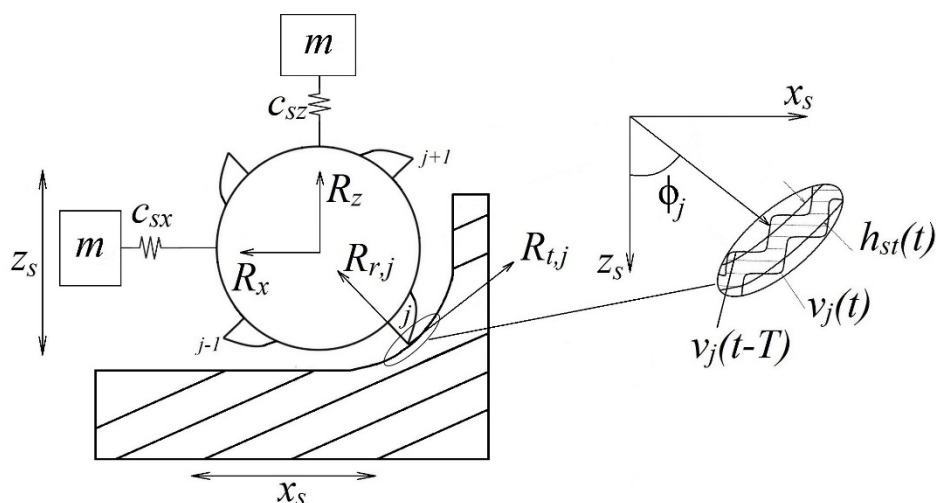


Рис. 3.24. Расчётная схема процесса фрезерования

На расчётной схеме введены следующие обозначения: $h_{st} = s_t \sin \phi_j$ – расчётная составляющая толщины стружки, зависящая от подачи на зуб $s_t = (60S)/(Nn)$; ϕ_j – угол поворота j -ого зуба; $v_j(t)$ и $v_j(t - T)$ – динамические перемещения инструмента на текущем и предыдущем проходах j -ого зуба фрезы в системе координат, связанной с углом поворота ϕ_j ; $T = 60/(Nn)$ – период врезания зубов фрезы в материал; n – скорость вращения фрезы (в об/мин); N – число зубов фрезы.

Реальная толщина снимаемой стружки зависит от целого ряда факторов, основным из которых является угол поворота фрезы ϕ_j [57, 60]. Помимо расчётной составляющей она содержит динамическую составляющую. В сумме они имеют вид

$$\begin{aligned}
h(\phi_j) &= (s_t \sin \phi_j + v_j(t - T) - v_j(t)) g(\phi_j) = \\
&= (s_t \sin \phi_j + (x_s(t) - x_s(t - T)) \sin \phi_j + (z_s(t) - z_s(t - T)) \cos \phi_j) g(\phi_j) = \\
&= (s_t \sin \phi_j + \Delta x_s \sin \phi_j + \Delta z_s \cos \phi_j) g(\phi_j), \\
g(\phi_j) &= 1, \text{ при } \phi_{st} < \phi_j < \phi_{ex}, \\
g(\phi_j) &= 0, \text{ при } \phi_j < \phi_{st} \text{ или } \phi_j > \phi_{ex},
\end{aligned}$$

где $g(\phi_j)$ – это функция, определяющая, режет ли материал в данный момент j -ый зуб или нет; ϕ_{st} и ϕ_{ex} – углы входа зуба в заготовку и выхода зуба из заготовки соответственно (при известной конструкции фрезы эти углы характеризуют ширину резания); $\Delta x_s = x_s(t) - x_s(t - T)$; $\Delta z_s = z_s(t) - z_s(t - T)$.

Считается [57], что тангенциальная и радиальная составляющие сил резания пропорциональны толщине снимаемой стружки $h(\phi_j)$:

$$R_{t,j} = K_t a h(\phi_j), R_{r,j} = K_r F_{t,j},$$

где K_t , K_r – постоянные резания; a – осевая глубина резания.

Спроецировав силы резания на оси X и Z , получим

$$R_{x,j} = -R_{t,j} \cos(\phi_j) - R_{r,j} \sin(\phi_j),$$

$$R_{z,j} = R_{t,j} \sin(\phi_j) - R_{r,j} \cos(\phi_j).$$

С учётом количества режущих кромок фрезы N окончательно получим

$$R_x = \sum_{j=0}^{N-1} R_{x,j}(\phi_j); R_z = \sum_{j=0}^{N-1} R_{z,j}(\phi_j).$$

В матричной форме получим выражение для сил резания [57]

$$\begin{Bmatrix} R_x \\ R_z \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} a K_t \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xz} \\ a_{zx} & a_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_s \\ \Delta z_s \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} a K_t [A] \{\Delta\},$$

где

$$a_{xx} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j (\sin(2\phi_j) + K_r (1 - \cos(2\phi_j))),$$

$$a_{xz} = \sum_{j=0}^{N-1} -g_j(1 + \cos(2\phi_j) + K_r \sin(2\phi_j)),$$

$$a_{zx} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j((1 - \cos(2\phi_j)) - K_r \sin(2\phi_j)),$$

$$a_{zz} = \sum_{j=0}^{N-1} g_j(\sin(2\phi_j) - K_r(1 + \cos(2\phi_j))).$$

Матрица $[A]$ описывает изменение направления векторов касательной и нормальной составляющих силы резания, которое происходит с периодом T .

При помощи разложения функции $g(\phi_j)$ в ряд Фурье можно перейти от функции, зависящей от времени к функции, зависящей только от частоты колебаний. Для расчётов использован метод «Zero-order solution», подразумевающий пренебрежение всеми гармониками, кроме нулевой [57] и являющийся наиболее распространённым способом построения лепестковых диаграмм устойчивости. Использование методов, учитывающих большее количество гармоник, таких как «Multi-frequency solution» и «Semi-discrete time domain solution» [59, 66], имеет смысл для систем с большим количеством собственных частот, а также для специфических режимов фрезерования, например, с очень малой шириной резания.

Упрощённая матрица $[A]$ примет вид

$$[A_0] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] dt = \frac{N}{2\pi} \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xz} \\ \alpha_{zx} & \alpha_{zz} \end{bmatrix},$$

где элементы матрицы можно определить как

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} (\cos(2\phi) - 2K_r \phi + K_r \sin(2\phi)) \begin{vmatrix} \phi_{ex} \\ \phi_{st} \end{vmatrix},$$

$$\alpha_{xz} = \frac{1}{2} (-\sin(2\phi) - 2\phi + K_r \cos(2\phi)) \begin{vmatrix} \phi_{ex} \\ \phi_{st} \end{vmatrix},$$

$$\alpha_{zx} = \frac{1}{2} (-\sin(2\phi) + 2\phi + K_r \cos(2\phi)) \begin{vmatrix} \phi_{ex} \\ \phi_{st} \end{vmatrix},$$

$$\alpha_{zz} = \frac{1}{2} (-\cos(2\phi) - 2K_r\phi - K_r\sin(2\phi)) \begin{vmatrix} \Phi_{ex} \\ \Phi_{st} \end{vmatrix}.$$

Учёт только нулевой гармоники ряда Фурье исключает из рассмотрения зависящие от времени составляющие компонентов матрицы. Вектор $\{\Delta\}$ является разницей векторов смещений инструмента в моменты времени t и $t - T$. Вектор $\{\Delta\}$ в пространстве частот может быть записан в виде

$$\{\Delta(i\omega)\} = [Q(i\omega)]\{R(\omega)\}(1 - e^{-i\omega T}),$$

где $[Q(i\omega)] = \begin{bmatrix} Q_{xx}(i\omega) & Q_{xz}(i\omega) \\ Q_{zx}(i\omega) & Q_{zz}(i\omega) \end{bmatrix}$ - матрица передаточных соотношений между силами резания и смещениями инструмента.

Тогда выражение для сил резания можно записать как

$$\{R(\omega)\} = \frac{1}{2} aK_t \{ [A_0](1 - e^{-i\omega T})[Q(i\omega)]\{R(\omega)\} \}.$$

Для определения критической глубины резания, при которой на частоте автоколебаний ω_c система находится на границе устойчивости, необходимо найти собственные значения определителя:

$$\det \left[[E] - \frac{1}{2} aK_t (1 - e^{-i\omega_c T}) [A_0] [Q(i\omega_c)] \right] = 0,$$

где $[E]$ – единичная матрица размерности два на два.

Собственные значения имеют вид [57]

$$\Lambda = -\frac{N}{4\pi} aK_t (1 - e^{-i\omega_c T}).$$

Раскрытие определителя превращает характеристическое уравнение в квадратное относительно собственного значения Λ вида

$$\lambda_0 \Lambda^2 + \lambda_1 \Lambda + 1 = 0,$$

где

$$\lambda_0 = Q_{xx}(i\omega_c) Q_{zz}(i\omega_c) (\alpha_{xx} \alpha_{zz} - \alpha_{xz} \alpha_{zx}),$$

$$\lambda_1 = \alpha_{xx} Q_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{zz} Q_{zz}(i\omega_c).$$

Q_{xx} и Q_{zz} – это передаточные соотношения между силами резания R_x и R_z и горизонтальными координатами инструмента x_s и z_s соответственно. В рамках принятой математической модели системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» перекрёстное влияние силы резания R_x на координату z_s и силы резания R_z на координату x_s отсутствует, то есть $Q_{xz} = Q_{zx} = 0$.

Учитывая, что корни характеристического уравнения Λ являются комплексными числами, можно выразить параметр осевой глубины резания a и определить его критическое значение $a_{кр}$ в виде

$$a_{кр} = -\frac{2\pi}{NK_t} \operatorname{Re}[\Lambda] \left(1 + \left(\frac{\operatorname{Im}[\Lambda]}{\operatorname{Re}[\Lambda]} \right)^2 \right).$$

Для построения диаграмм устойчивости необходимо определить соответствующую предельной глубине резания скорость вращения шпинделя n (об/мин), выразив её через период врезания зубов фрезы T (с). Обозначив фазовый сдвиг между предыдущей и текущей волнами, образующимися на срезаемой поверхности, как ε , а количество полных волн на поверхности резания как k , получим

$$T = \frac{1}{\omega_c} (\varepsilon + 2k\pi); \quad n = \frac{60}{NT},$$

$$\varepsilon = \pi - 2 \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im}[\Lambda]}{\operatorname{Re}[\Lambda]}.$$

Для замкнутой по скорости движения носителя системы передаточные функции примут вид:

$$Q_{xx}(p) = \frac{Q_1(p)}{Q_2(p)},$$

где

$$Q_1(p) = (m + k_{dx})p^2 + (b + k_{px})p + (c_s + k_{ix}),$$

$$Q_2(p) = m_s(m + k_{dx})p^4 + (m_s(b + k_{px}) + b_s(m + k_{dx}))p^3 + (m_s(c_s + k_{ix}) + c_s(m + k_{dx}) + b_s(b + k_{px}))p^2 + (c_s(b + k_{px}) + b_s(c_s + k_{ix}))p + c_s k_{ix}.$$

Передаточная функция Q_{zz} записывается аналогично. Принимается, что PID-регуляторы, управляющие горизонтальным движением носителя вдоль осей X и Z , настроены одинаково, то есть $Q_{xx} = Q_{zz}$. Постоянные резания принимались $K_t = 10^8 \text{ Н/м}^2$, $K_r = 0,6$. Число зубов фрезы $N = 4$.

Лепестковая диаграмма устойчивости процесса фрезерования представлена на рис. 3.25.

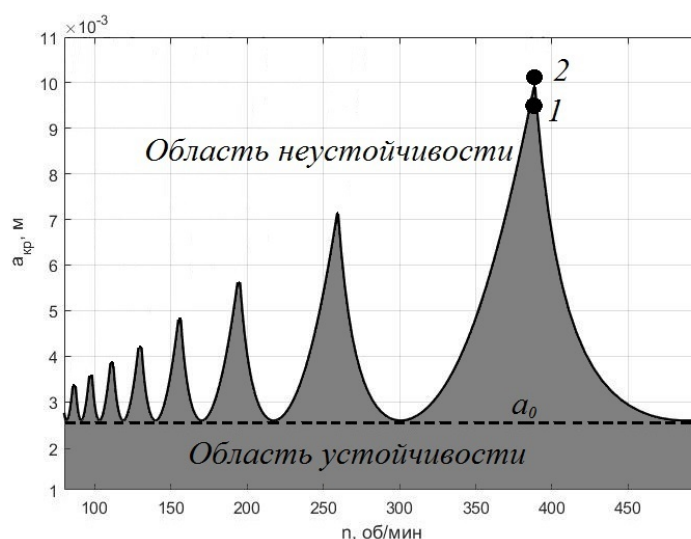


Рис. 3.25. Лепестковая диаграмма устойчивости процесса фрезерования

Лепестковая диаграмма выделяет область устойчивого фрезерования при $a < a_{кр}$. Видно, что существует осевая глубина резания a_0 , при которой устойчивость имеет место для любых скоростей вращения фрезы. Вместе с тем диаграмма показывает, что глубину резания можно устанавливать значительно больше a_0 , если настроиться на определённую скорость вращения фрезы (точка 1). Дальнейшее увеличение глубины резания (переход к точке 2) приводит к неустойчивости.

При моделировании скорость вращения фрезы выбиралась $n = 390 \text{ об/мин}$, углы входа зуба в заготовку и выхода зуба из заготовки принимались $\phi_{st} = 0$ и

$\phi_{ex} = \pi/2$. Считалось, что система управления скоростью горизонтального движения обеспечивает величину горизонтальной подачи фрезы $S = 0,0025$ м/с.

Точка 1 на предыдущем рисунке соответствует нахождению системы в области устойчивости. Считается, что система управления вертикальной силой прижатия обеспечивает глубину резания $a = 0,0009$ м. Далее представлены результаты моделирования. Для наглядности из процессов координат инструмента и носителя исключена постоянная составляющая, определяемая подачей инструмента на зуб s_t , и оставлена только вибрационная компонента.

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.26.

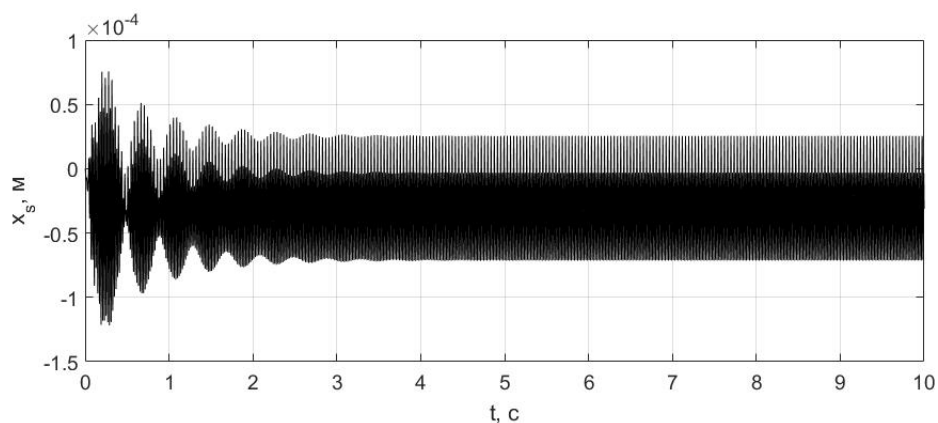


Рис. 3.26. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс горизонтальной координаты носителя x представлен на рис. 3.27.

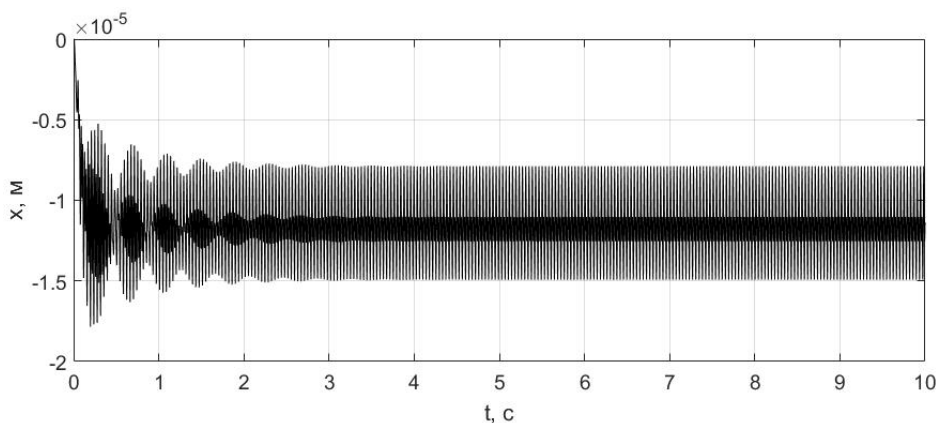


Рис. 3.27. Процесс горизонтальной координаты носителя x

Процесс горизонтальной координаты инструмента z_s представлен на рис. 3.28.

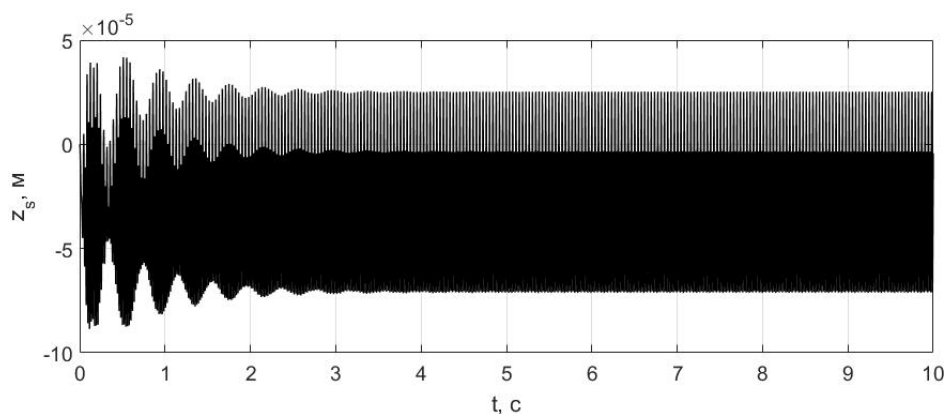


Рис. 3.28. Процесс горизонтальной координаты инструмента z_s

Процесс горизонтальной координаты носителя z представлен на рис. 3.29.

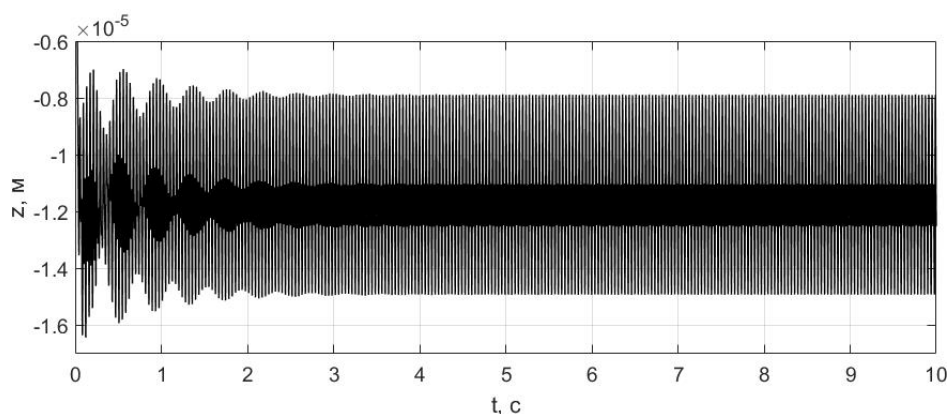


Рис. 3.29. Процесс горизонтальной координаты носителя z

Процессы показывают, что координаты инструмента x_s и z_s качественно ведут себя крайне схоже, а количественно отличаются друг от друга пропорционально K_r . Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике $F_{res} = \sqrt{F_{sx}^2 + F_{sz}^2}$ представлен на рис. 3.30.

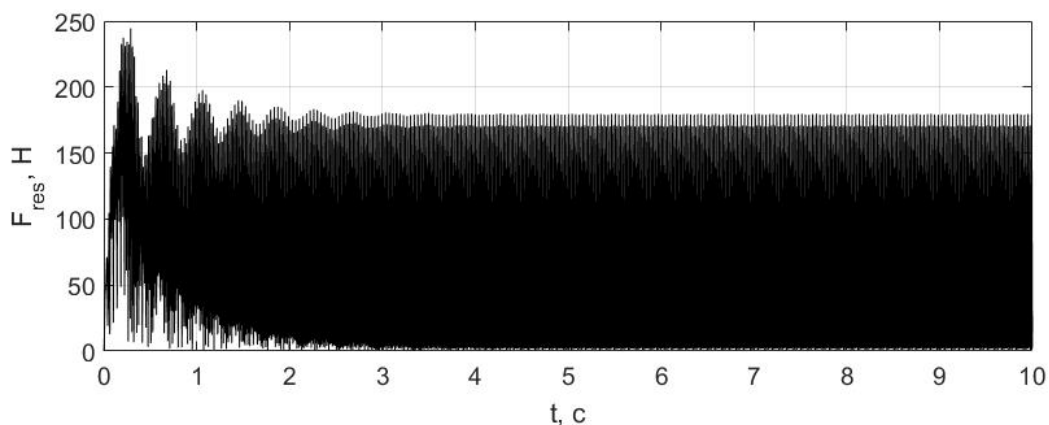


Рис. 3.30. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Для расчёта быстрого преобразования Фурье сигнала датчика силы накапливается отрезок сигнала длиной полсекунды. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} представлена на рис. 3.31.

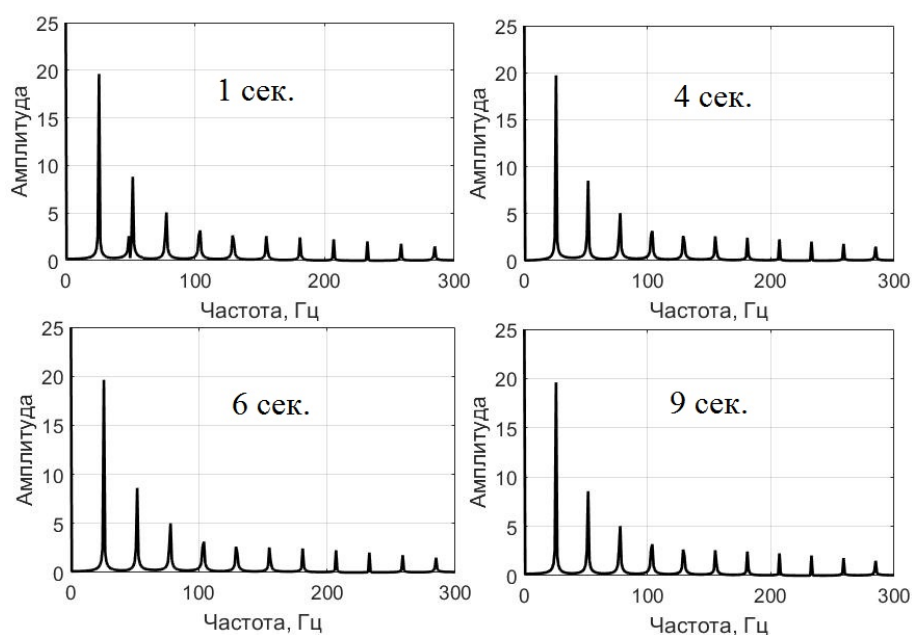


Рис. 3.31. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи показывает, что основные пики соответствуют частоте воздействия зубов фрезы, то есть частоте вынуждающего воздействия ω_b , а также кратных ей, то есть $2\omega_b$, $3\omega_b$ и т.д. Учитывая, что моделирование проводилось для

скорости вращения фрезы $n = 390$ об/мин, а количество зубов $N = 4$, частота вынуждающего воздействия $\omega_v = \frac{nN}{60} \cong 26$ Гц. При этом в момент времени 1 секунда наблюдается небольшой пик на частоте порядка 50 Гц, соответствующий парциальной частоте колебаний системы в направлении подачи. В следующие моменты времени данный пик незаметен, так как процесс стабилизируется.

Рассматривается снова точка 1, находящаяся в области устойчивости, но ближе к границе устойчивости. Вертикальная сила прижатия инструмента к поверхности поддерживается такой, чтобы обеспечить глубину резания $a = 0,0098$ м. Далее представлены результаты моделирования.

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.32.

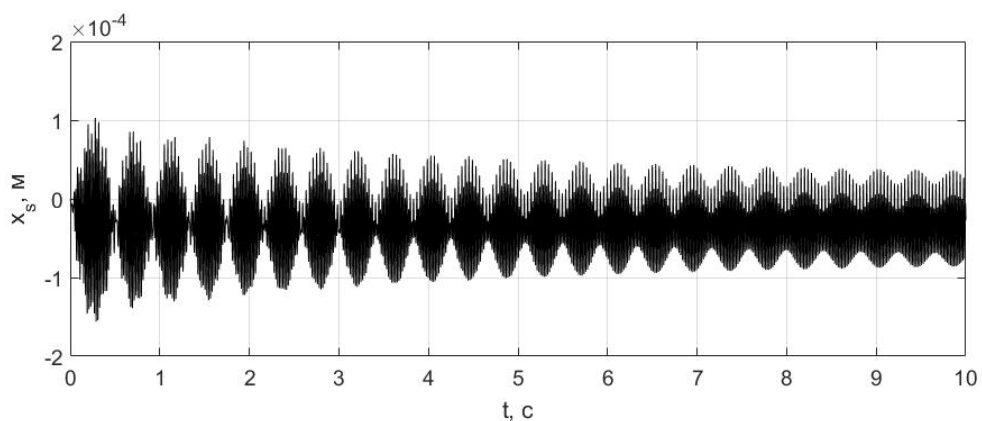


Рис. 3.32. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс горизонтальной координаты носителя x представлен на рис. 3.33.

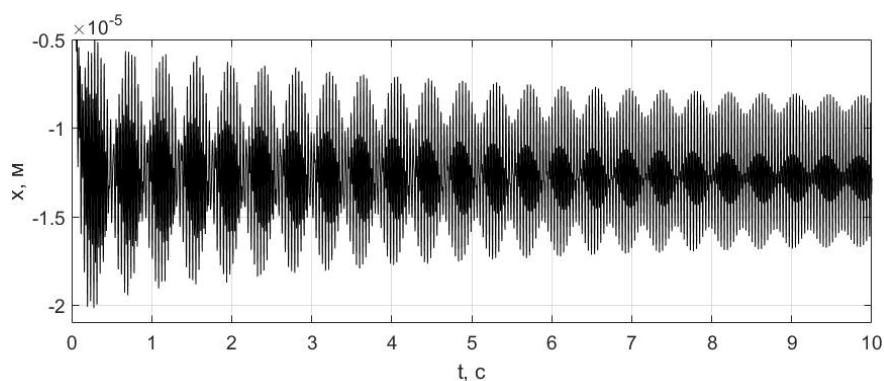


Рис. 3.33. Процесс горизонтальной координаты носителя x

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 3.34.

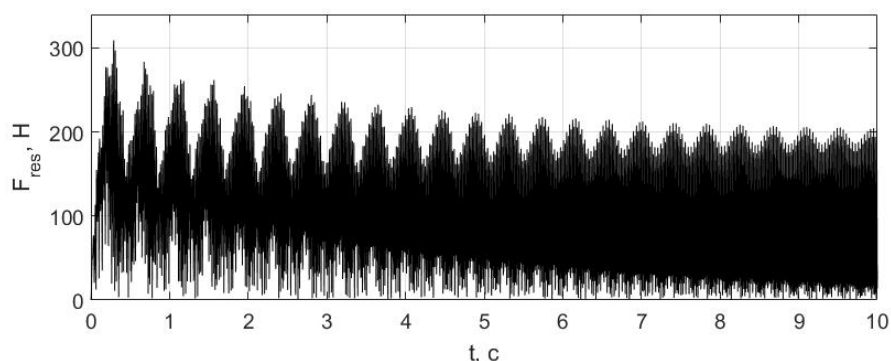


Рис. 3.34. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

При приближении системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» к границе устойчивости на процессах начинают наблюдаться биения, обусловленные увеличением фазового сдвига, определяющего форму стружки. Такой режим остаётся устойчивым, однако биения являются причиной возникновения волн на поверхности механообработки. Данный эффект был получен экспериментально, результаты были представлены в Главе 1. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} представлена на рис. 3.35.

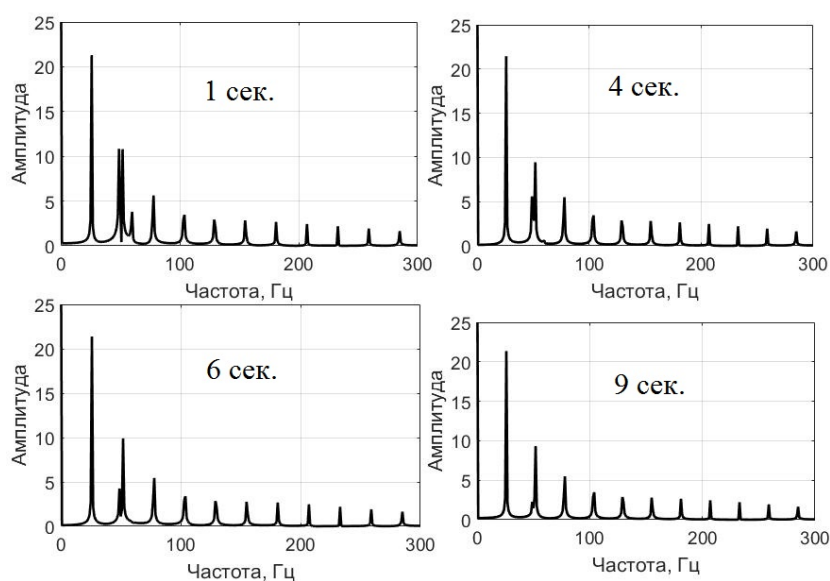


Рис. 3.35. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Эволюция амплитудного спектра показывает, что пик, соответствующий парциальной частоте колебаний системы в направлении подачи, со временем падает, однако, в отличие от результатов предыдущего моделирования, даже в момент времени 9 секунд немного заметен. Кроме того, на частоте порядка 60 Гц на первой секунде заметен дополнительный пик, соответствующий автоколебаниям, который впоследствии пропадает.

Точка 2 соответствует нахождению системы в области неустойчивости рядом с границей устойчивости. Система управления силой вертикального прижатия инструмента к поверхности обеспечивает глубину резания $a = 0,0101$ м. Далее представлены результаты моделирования. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.36.

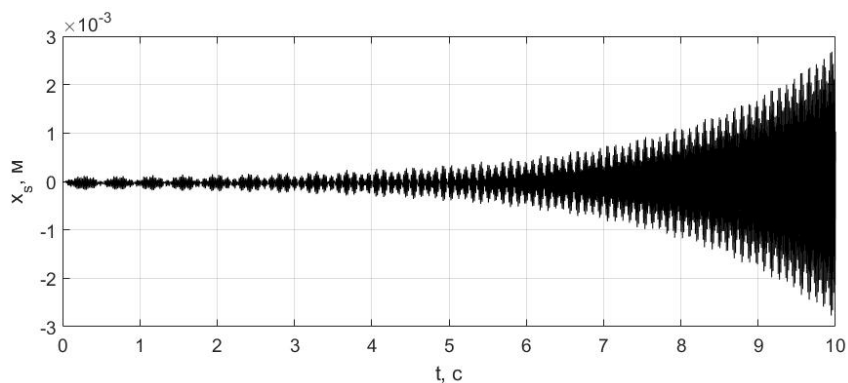


Рис. 3.36. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс горизонтальной координаты носителя x представлен на рис. 3.37.

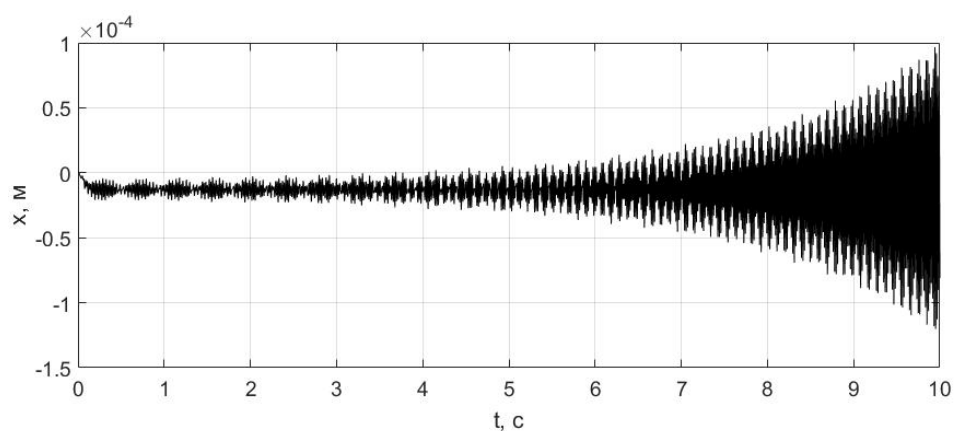


Рис. 3.37. Процесс горизонтальной координаты носителя x

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 3.38.

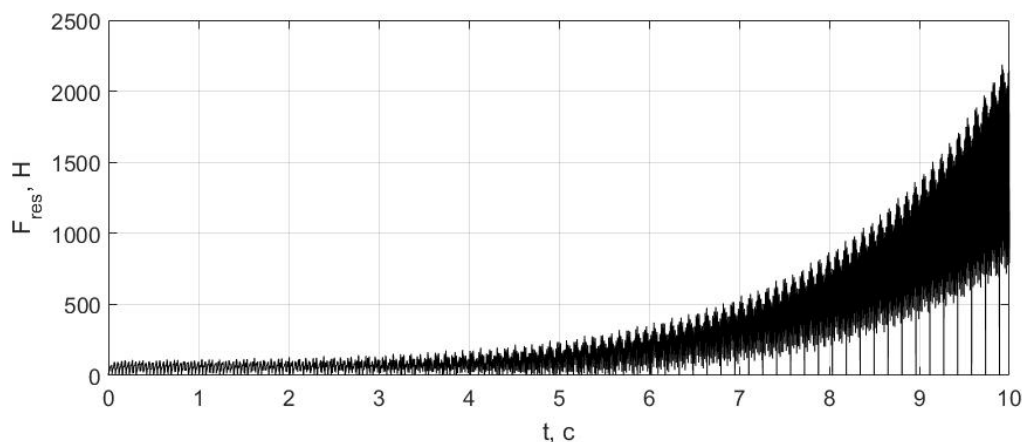


Рис. 3.38. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Процессы демонстрируют потерю устойчивости системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность». Данные результаты были получены средствами численного решения системы дифференциальных уравнений с шагом интегрирования $1e-5$. Перед этим было проведено моделирование с шагами интегрирования $1e-3$, $1e-4$, $1e-5$ и $1e-6$, и было выяснено, что результаты решения с шагами $1e-3$, $1e-4$ дают замедленный рост амплитуды колебаний, а результаты для шагов интегрирования $1e-5$ и $1e-6$ практически не отличаются. Таким образом, можно утверждать, что неограниченный рост амплитуды колебаний связан с потерей устойчивости математической модели системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», а не численного метода.

Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} представлена на рис. 3.39.

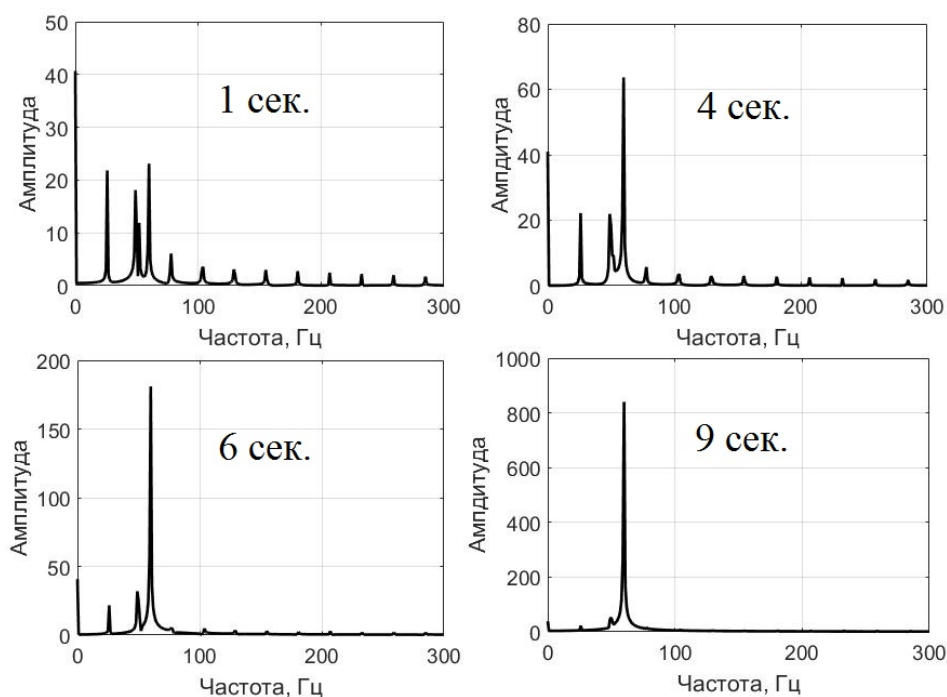


Рис. 3.39. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Эволюция амплитудного спектра показывает, что при потере устойчивости процесса фрезерования на частоте порядка 60 Гц возникает постоянно возрастающий пик, который соответствует автоколебаниям в системе. При этом пик на парциальной частоте собственных колебаний системы также растёт, но до некоторого предела, обусловленного вязким трением в системе. Амплитудный спектр в момент времени 1 сек. наглядно демонстрирует наличие в системе и собственных (на частоте 50 Гц), и вынужденных (на частотах 26 Гц, 52 Гц и т.д.), и автоколебаний (на частоте 60 Гц).

Процессы горизонтальных координат носителя x и инструмента x_s показывают, что при выбранном соотношении приведённых масс носителя m и инструмента m_s и настройках PID-регуляторов, управляющих горизонтальным движением носителя, по критерию ширины полосы рабочих частот, амплитуда колебаний инструмента многократно превышает амплитуду колебаний носителя. Это означает, что влияние колебаний инструмента на движение носителя при выбранных параметрах достаточно мало.

3.3.1 Учёт равномерного износа инструмента при фрезеровании

В предыдущих пунктах предполагалось, что динамика системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» определяется неизменными свойствами системы и параметрами режима фрезерования, которые обеспечиваются системой управления движением носителя. В таком случае устойчивость либо неустойчивость процесса фрезерования проявлялась в течение нескольких секунд. При этом в реальной системе всегда присутствуют факторы неопределённости, способные также влиять на её динамику.

Важным фактором, влияющим на качество обработанной поверхности и на устойчивость процесса фрезерования, является износ инструмента. Методы построения статистических моделей износа инструмента подразумевают проведение большого количества экспериментов для различных комбинаций инструментов и материалов заготовки.

В экспериментальных исследованиях принято измерять износ боковой поверхности резца через геометрический параметр VB , являющийся максимальным размером области износа на резце. Пример износа инструмента и измерения геометрического параметра износа VB представлен на рис. 3.40.

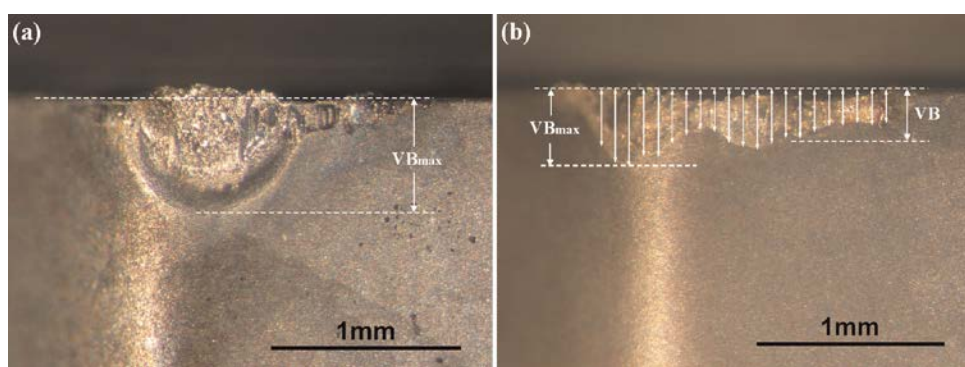


Рис. 3.40. Геометрические параметры износа инструмента [64]

Износ инструмента является длительным процессом. На практике износ режущих кромок может проявлять себя после многих часов работы обрабатывающего комплекса. В Главе 1 были представлены результаты эксперимента, показывающие, что износ режущих кромок может приводить к

увеличению амплитуд колебаний инструмента и даже потере устойчивости. В работе [92] представлены результаты эксперимента, демонстрирующие изменение размера геометрического параметра износа VB и амплитуды суммарных сил контактного взаимодействия от времени. Эти данные были оцифрованы, после чего методом линейной регрессии была получена зависимость амплитуды суммарной силы контактного взаимодействия от геометрического параметра износа вида $R_{рез} = 266,6 + 411,6VB$. На рис. 3.41 представлены графики изменения геометрического параметра износа и результирующей силы резания, полученной экспериментально и методом линейной регрессии, от времени.

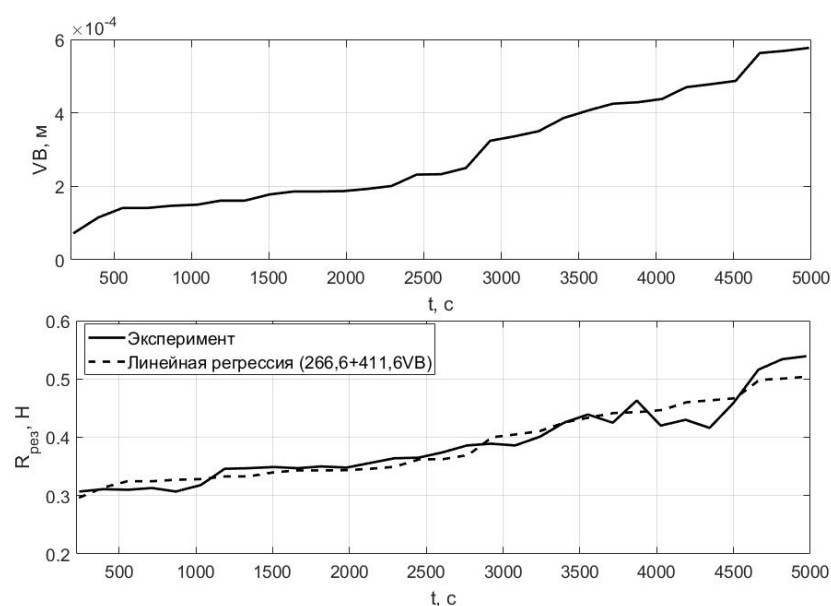


Рис. 3.41. Графики изменения геометрического параметра износа инструмента и суммарной силы контактного взаимодействия от времени [92]

Графики показывают, что характер изменения геометрического параметра износа от времени имеет практически линейный характер. При этом связь между геометрическим параметром износа и суммарной силой контактного взаимодействия также может быть приближённо считаться линейной. Тогда для моделирования процесса фрезерования с учётом равномерного износа необходимо реализовать линейный рост амплитуды сил контактного взаимодействия.

Движение системы в режиме фрезерования описывается уравнениями

$$\begin{aligned}
m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) &= F_y - mg, \\
y_s &= y_{sf}(x), \\
m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) &= F_x, \\
m_s\ddot{x}_s + b_s\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) &= R_x, \\
m\ddot{z} + b\dot{z} + c_{sz}(z - z_s) &= F_z, \\
m_s\ddot{z}_s + b_{sz}\dot{z}_s + c_{sz}(z_s - z) &= R_z.
\end{aligned}$$

Горизонтальные силы контактного взаимодействия, как было подробно показано ранее, при фрезеровке рассчитываются как

$$\begin{aligned}
R_t &= \tilde{K}_t ah(t), \quad R_r = K_r R_t, \\
R_x &= \sum_{j=0}^{N-1} R_{x,j}(t), \quad R_z = \sum_{j=0}^{N-1} R_{z,j}(t).
\end{aligned}$$

При этом считается, что линейный рост амплитуды сил контактного взаимодействия происходит за счёт соответствующего роста постоянной резания K_t :

$$\tilde{K}_t = K_t + at.$$

Постоянная резания K_t входит в качестве линейного коэффициента в силы контактного взаимодействия как в радиальном, так и в тангенциальном направлении.

Моделируется ситуация, при которой система управления силой вертикального прижатия инструмента к поверхности обеспечивает глубину резания $a = 0,0092$ м. Такая глубина резания выбрана исходя из результатов моделирования процесса фрезерования в предыдущем пункте как средняя величина, обеспечивающая максимальную производительность при недопущении биения. Все остальные параметры режима механообработки остались неизменными. При этом считается, что постоянная резания K_t изменяется по следующему закону:

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, \quad t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,001 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с.}$$

График изменения постоянной резания представлен на рис. 3.42.

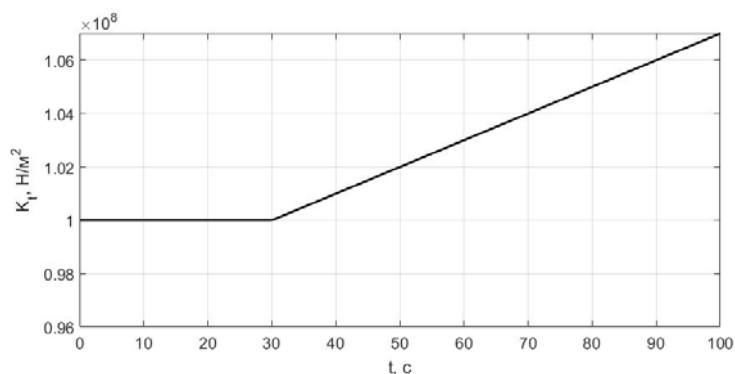


Рис. 3.42. График изменения постоянной резания

Далее представлены результаты моделирования. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.43.

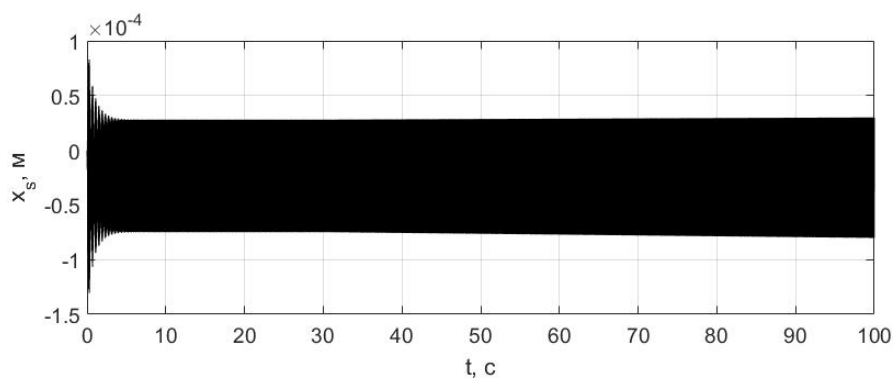


Рис. 3.43. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 3.44.

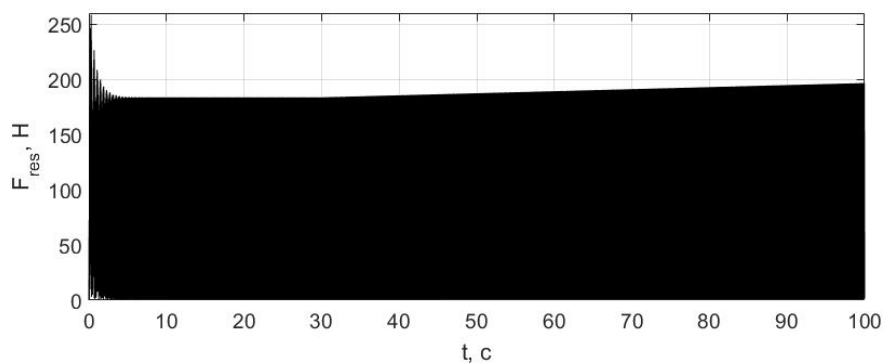


Рис. 3.44. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Процессы показывают, что амплитуда колебаний координаты инструмента и результирующей горизонтальной упругой силы в датчике нарастает по мере увеличения равномерного износа инструмента.

Далее угол наклона линейной характеристики возрастания постоянной резания увеличивается. Пусть

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,002 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с}.$$

График изменения постоянной резания представлен на рис. 3.45.

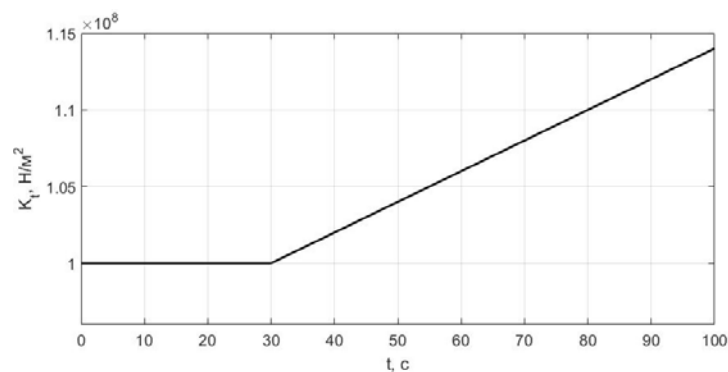


Рис. 3.45. График изменения постоянной резания

Далее представлены результаты моделирования. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.46.

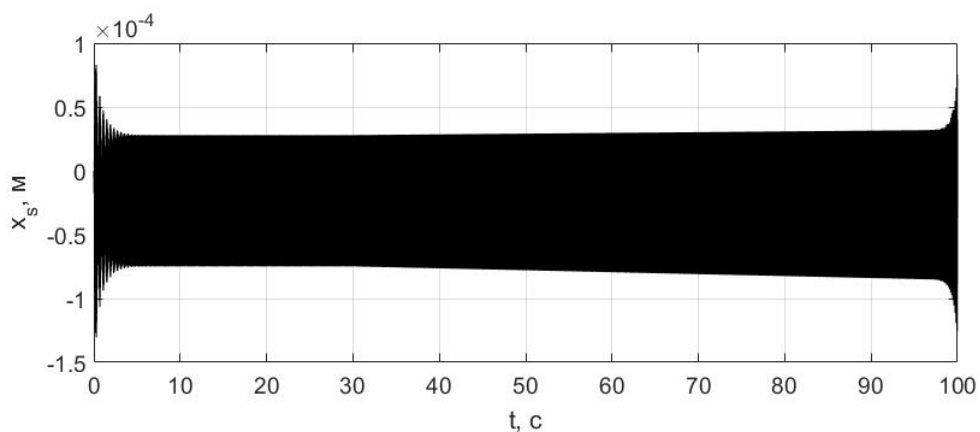


Рис. 3.46. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 3.47.

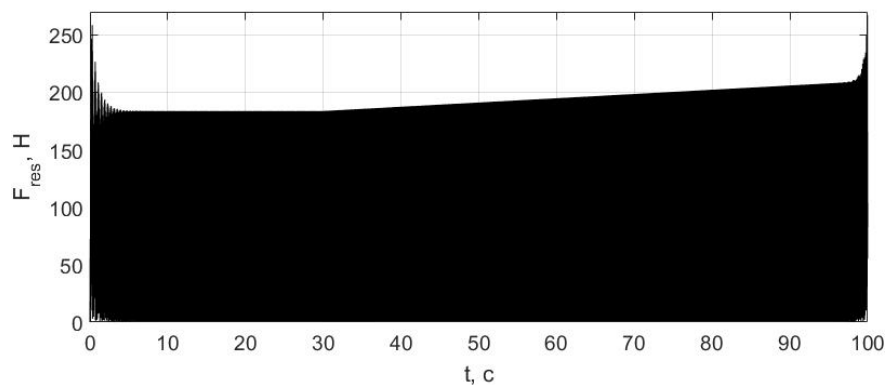


Рис. 3.47. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Процессы показывают, что амплитуды колебаний инструмента и суммарной силы контактного взаимодействия растут быстрее, и в конце концов процесс фрезерования теряет устойчивость. Таким образом, линейный рост постоянной резания позволяет качественно подтвердить результаты, полученные в результате эксперимента, описанного в первой Главе 1.

3.3.2 Учёт падающей характеристики силы контактного взаимодействия при износе

На практике наряду с ростом сил контактного взаимодействия инструмента с поверхностью в процессе фрезерования при износе наблюдается эффект, называемый в англоязычной литературе «process damping» [58, 68, 97]. Его суть заключается в том, что по мере износа инструмента между боковыми поверхностями резцов и материалом обрабатываемой поверхности возникает дополнительная диссипативная сила, имеющая падающую характеристику в зависимости от скорости прохождения зуба. Фактически эффект «process damping» в определённой степени является иллюстрацией правомерности модели А.И. Каширина. На рис. 3.48 представлен пример экспериментально полученных лепестковых диаграмм устойчивости для нового и изношенного инструментов.

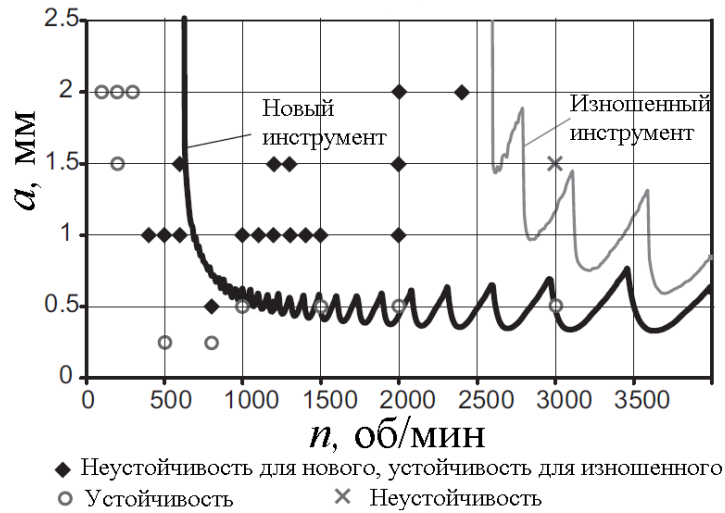


Рис. 3.48. Лепестковые диаграммы устойчивости для нового и изношенного инструментов [57]

По рисунку видно, что при малой скорости вращения инструмента диссипативная сила рассеивает значительную часть колебательной энергии, что приводит к расширению зоны устойчивости при износе инструмента. Эффект «process damping» не противоречит равномерному износу, рассмотренному в предыдущем пункте, а, напротив, имеет место одновременно с ним.

Движение системы в режиме фрезерования описывается уравнениями.

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + c_s(y - y_s) = F_y - mg,$$

$$y_s = y_{sf}(x),$$

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + c_{sx}(x - x_s) = F_x,$$

$$m_s\ddot{x}_s + \tilde{b}_{sx}\dot{x}_s + c_{sx}(x_s - x) = R_x,$$

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + c_{sz}(z - z_s) = F_z,$$

$$m_s\ddot{z}_s + \tilde{b}_{sz}\dot{z}_s + c_{sz}(z_s - z) = R_z.$$

Существует большое количество математических моделей, описывающих эффект «process damping». В настоящей работе он моделируется путём внесения в систему дополнительного демпфирования в инструменте. При этом дополнительное демпфирование считается прямо пропорциональным глубине резания a и коэффициенту диссипации C , а также обратно пропорциональным скорости вращения инструмента n .

$$\tilde{b}_{sx} = b_{sx} + C \frac{a}{n}; \tilde{b}_{sz} = b_{sz} + C \frac{a}{n}.$$

Такая модификация математической модели позволяет на качественном уровне получить эффект дополнительной диссипации энергии, который больше себя проявляет на малых скоростях вращения инструмента, и при этом нарастает при увеличении глубины резания, так как вместе с ней увеличивается поверхность соприкосновения зуба с материалом заготовки.

Моделируется ситуация, при которой коэффициент диссипации C линейно возрастает вместе с геометрическим параметром износа VB . Все параметры режима фрезерования идентичны используемым в предыдущем пункте. Пусть

$$C(t) = 0, t \leq 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 70 \cdot (t - 30), t > 30 \text{ с}.$$

График изменения коэффициента диссипации представлен на рис. 3.49.

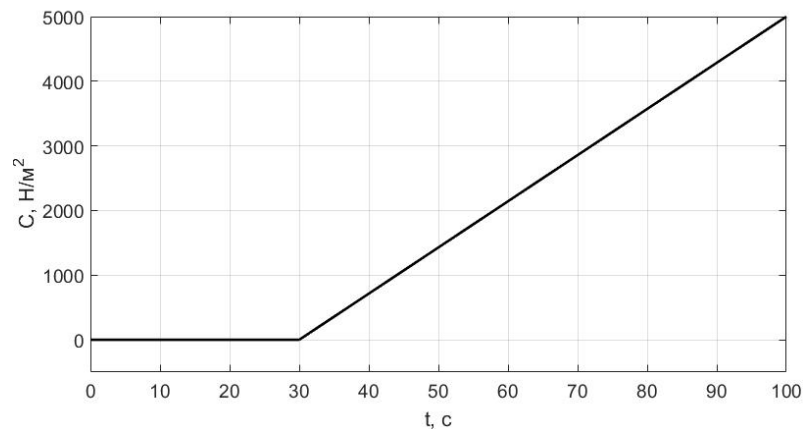


Рис. 3.49. График изменения коэффициента диссипации C

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.50.

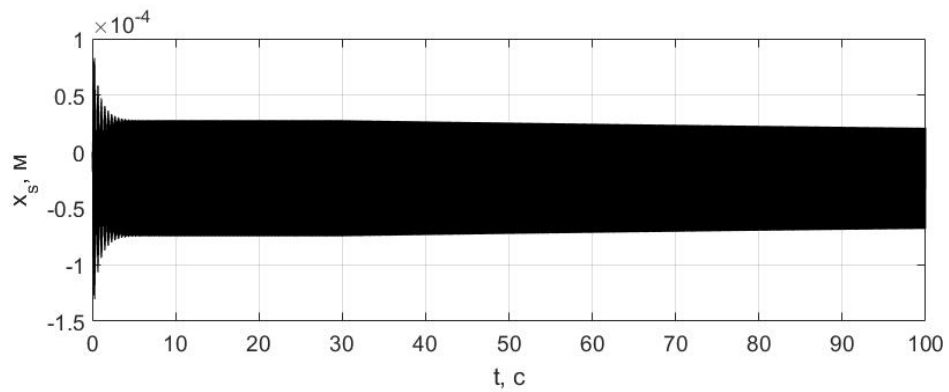


Рис. 3.50. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 3.51.

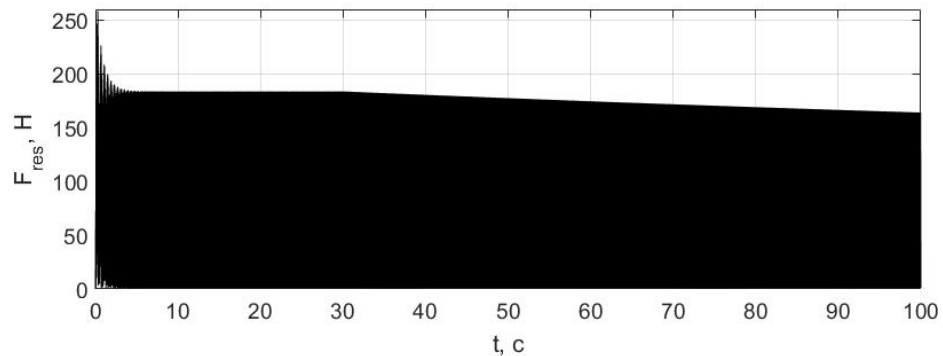


Рис. 3.51. Процесс результирующей горизонтальной силы в датчике F_{res}

Процессы показывают, что нарастание демпфирования инструмента со временем приводит к уменьшению амплитуды колебаний инструмента и суммарной горизонтальной упругой силы в датчике.

Теперь добавим в систему равномерный износ, описанный в предыдущем пункте, приводящий со временем к потере устойчивости процесса фрезерования. Пусть в дополнение к эффекту «process damping» при износе реализуется рост постоянной резания по закону

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,002 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с}.$$

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 3.52.

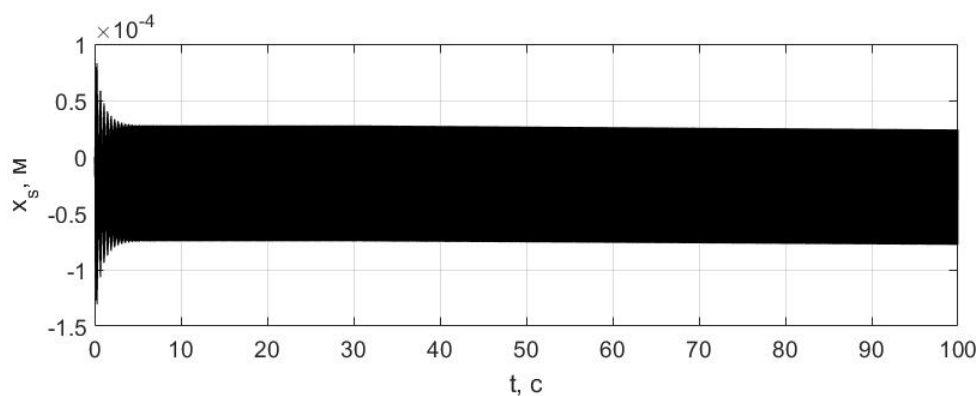


Рис. 3.52. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 3.53.

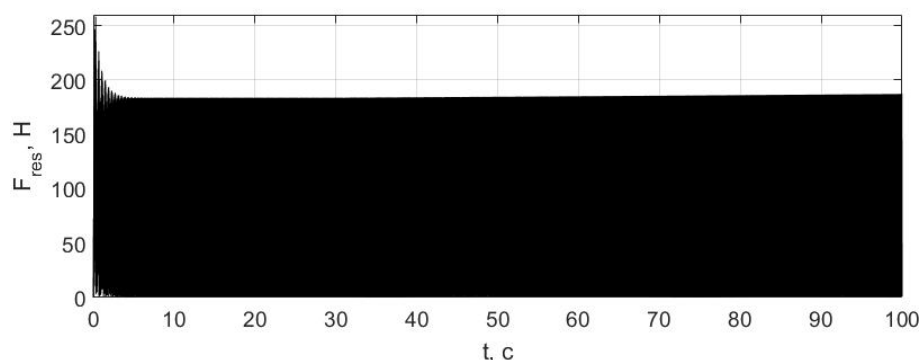


Рис. 3.53. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Процессы показывают, что эффекты равномерного роста постоянной резания и «process damping» могут иметь место одновременно и отчасти друг друга компенсировать.

Выводы по третьей главе

В третьей главе проведено математическое моделирование динамики системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» при шлифовке, точении и фрезеровании. Рассмотрены математические модели релаксационных автоколебаний и автоколебаний, возбуждающихся по механизму резания «по следу». Показана связь между возникновением данных явлений и параметров режима механообработки. Продемонстрирована возможность идентификации нежелательных эффектов по обработанному сигналу с датчика силы. Для задачи фрезерования рассмотрены две модели износа инструмента.

Глава 4. Подавление нежелательных динамических явлений при механообработке

4.1 Структура управляющей системы

Рассмотренные в предыдущих главах нежелательные динамические явления могут приводить к нарушению работы обрабатывающего комплекса. Для их подавления предлагается добавить к штатной системе позиционно-силового управления движением носителя дополнительную управляющую систему, обеспечивающую своевременную коррекцию параметров режима механообработки. На рис. 4.1 представлена структурная схема системы управления.

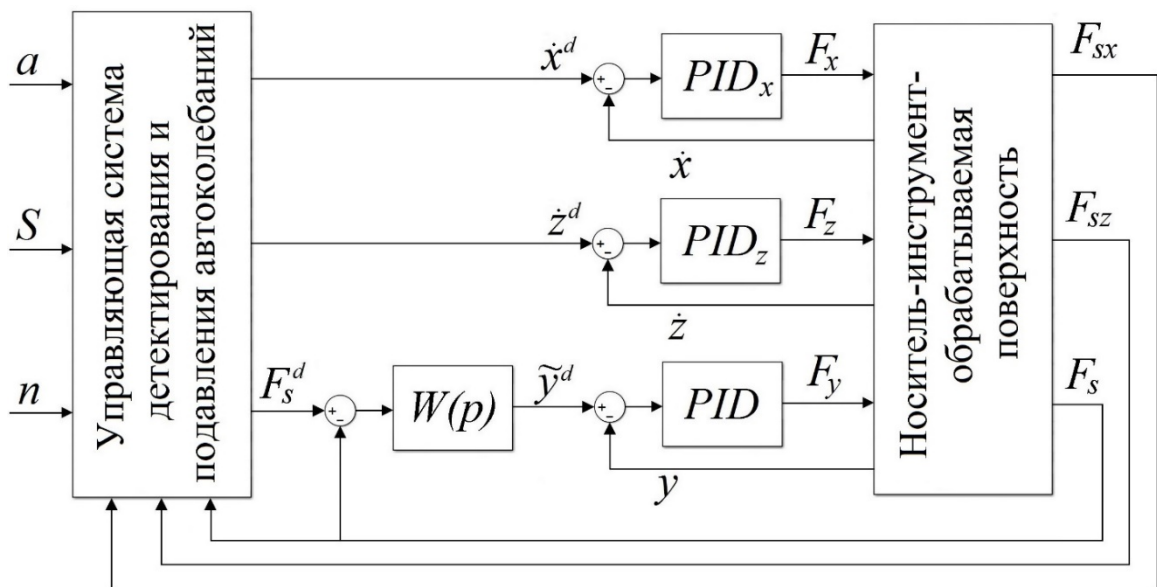


Рис. 4.1. Структурная схема системы управления

Информация о процессах в зоне контакта инструмента с поверхностью поступает в управляющую систему в виде показаний датчика силы F_{sx} , F_s , F_{sz} . Далее в отдельном блоке производится оценка показателей сигнала. Оценка поступает на вход логического переключающего устройства (ЛПУ), в котором производится принятие решение о коррекции параметров режима механообработки. Вектор параметров μ^d включает в себя глубину резания a , горизонтальную подачу S и скорость вращения шпинделя n

$$\mu^d = [a, S, n].$$

Вектор $\tilde{\mu}^d$ представляет собой вектор параметров режима механообработки, скорректированных в соответствии с решением логического переключающего устройства

$$\tilde{\mu}^d = [\tilde{a}, \tilde{S}, \tilde{n}].$$

Общая структурная схема управляющей системы детектирования и подавления нежелательных явлений при механообработке представлена на рис. 4.2.

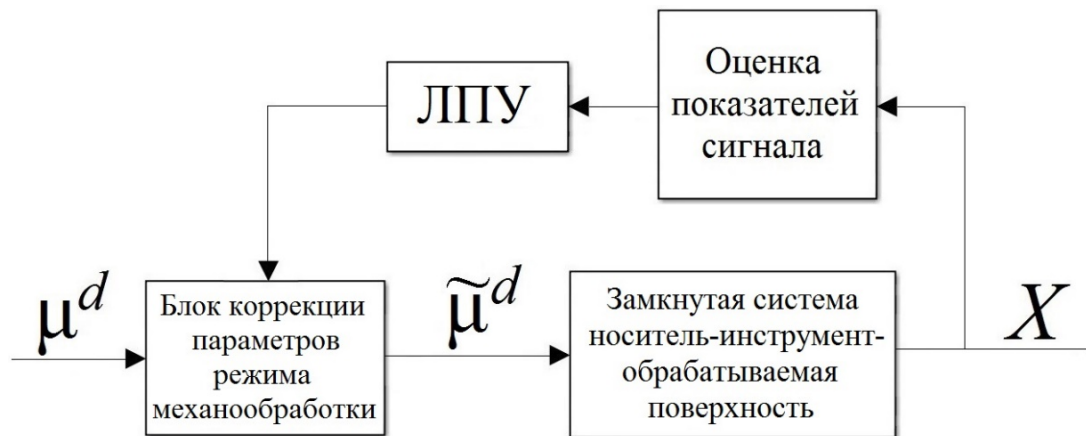


Рис. 4.2. Структурная схема системы управления

Вектор X – это вектор показаний датчика силы

$$X = [F_{sx}, F_s, F_{sz}].$$

Управляющая система адаптивной коррекции параметров режима механообработки позволяет подавлять нежелательные явления и выводить систему на нормальный режим работы по оценкам показателей сигнала датчика силы в режиме реального времени.

4.2 Адаптация с учётом характеристик поверхности

Во второй главе было показано, что форма и шероховатость поверхности контакта может оказывать негативное влияние на динамику системы и качество отработки заданий системой управления.

4.2.1 Адаптация к шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности может приводить к росту амплитуды колебаний вертикальной координаты носителя y и вертикальной упругой силы в датчике F_s . Моделируется движение носителя вдоль обрабатываемой поверхности с заданной силой прижатия к ней. Форма поверхности описывается как

$$y_{sf} = 0,1, t \leq 2 \text{ с},$$

$$y_{sf} = 0,1 + 0,0001 \sin(12000x), 2 < t < 5 \text{ с}$$

$$y_{sf} = 0,1 + 0,0001 \sin(34000x), t \geq 5 \text{ с}.$$

Как было показано во второй главе, движение вдоль участка поверхности, начинающегося с пятой секунды, с заданной скоростью $\dot{x}^d = 0,0025$ м/с приводит к возникновению резонанса между частотой вынуждающего воздействия и парциальной частотой системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность». В качестве показателя сигнала, по которому идентифицируется данный режим, выбрано быстрое преобразование Фурье от вертикальной упругой силы в датчике F_s , которое рассчитывается для отрезка сигнала длиной полсекунды. При превышении пиком на амплитудном спектре вертикальной упругой силы порогового значения α подача инструмента уменьшается. В случае дальнейшего превышения операция может повторяться. В результате формируется итерационная процедура

$$\dot{x}_{(i)}^d = \begin{cases} \dot{x}_{(i-1)}^d, & \forall k \ \xi_k \leq \alpha, \\ \mu \dot{x}_{(i-1)}^d, & \exists k \ \xi_k > \alpha. \end{cases}$$

Здесь ξ – это вектор всех пиков на амплитудном спектре вертикальной упругой силы в датчике. Таким образом, условием снижения задания на скорость горизонтального движения носителя в μ раз служит превышение хотя бы одним пиком на амплитудном спектре порогового значения α . Итеративность процедуры связана с тем, что по амплитудному спектру накопленного за $(i - 1)$ -ый временной отрезок сигнала определяется задание на скорость горизонтального движения носителя для i -го временного отрезка. Данная задача в настоящей работе

рассматривалась в плоской постановке, то есть движения носителя и инструмента в направлении Z отсутствовали.

Структурная схема системы автоматического подавления резонансных колебаний системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» представлена на рис. 4.3.

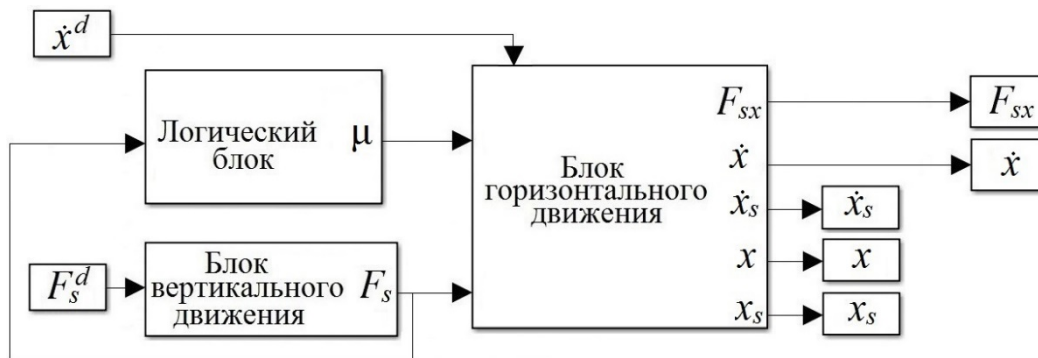


Рис. 4.3. Структурная схема системы управления

При моделировании принимались значения коэффициентов $\mu=0,7$, $\alpha = 100$. Считается, что система управления вертикальным движением носителя обрабатывает задание $F_s^d = 400$ Н, система управления горизонтальным движением носителя - $\dot{x}^d = 0,0025$ м/с. На рис. 4.4 представлены процессы вертикальных координат инструмента y_s (слева) и носителя y (справа).

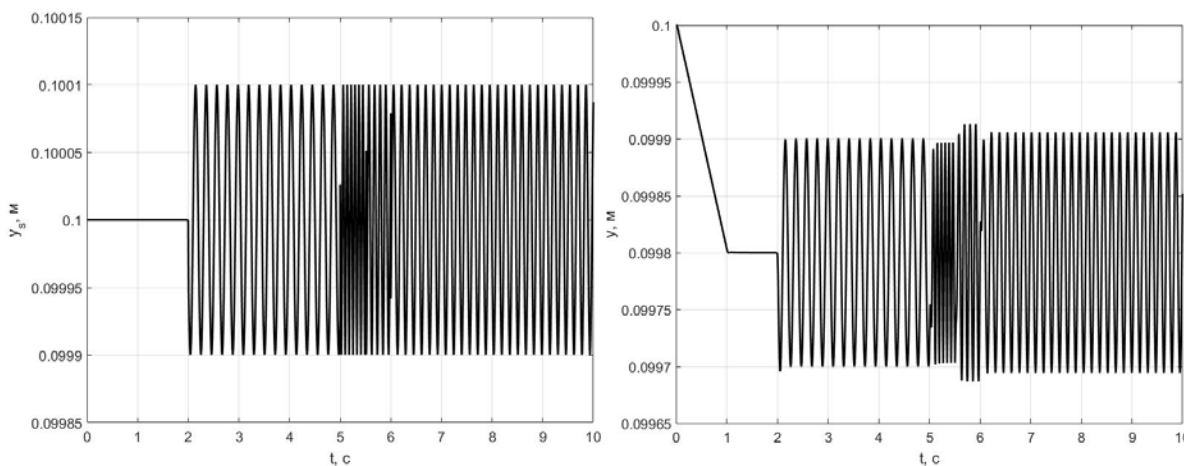


Рис. 4.4. Процессы вертикальных координат инструмента y_s (слева) и носителя y (справа)

На рис. 4.5 представлены процессы вертикальной упругой силы в датчике F_S (слева) и скорости горизонтального движения носителя \dot{x} (справа).

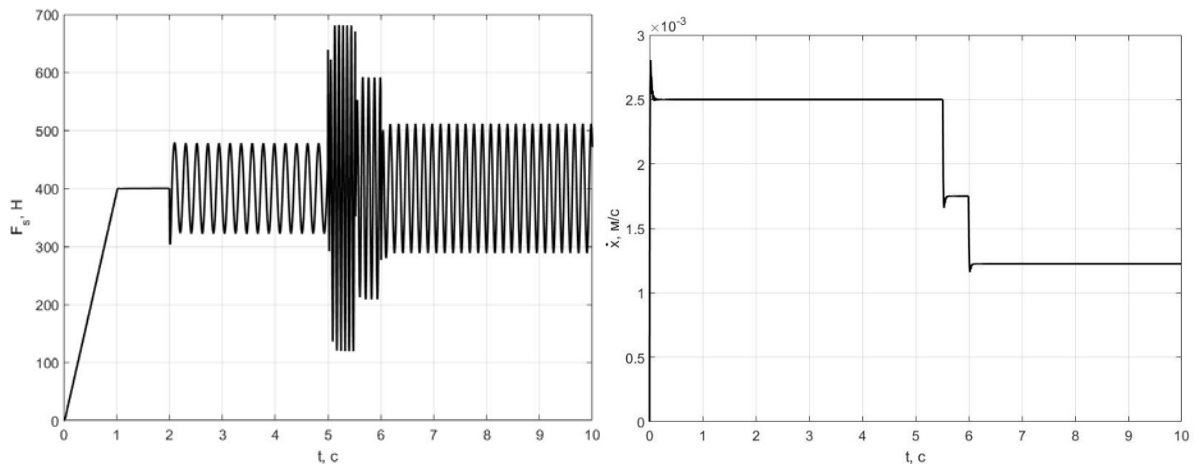


Рис. 4.5. Процессы вертикальной упругой силы F_S (слева) и горизонтальной скорости носителя \dot{x} (справа)

На рис. 4.6 представлена эволюция амплитудного спектра вертикальной упругой силы в датчике F_S .

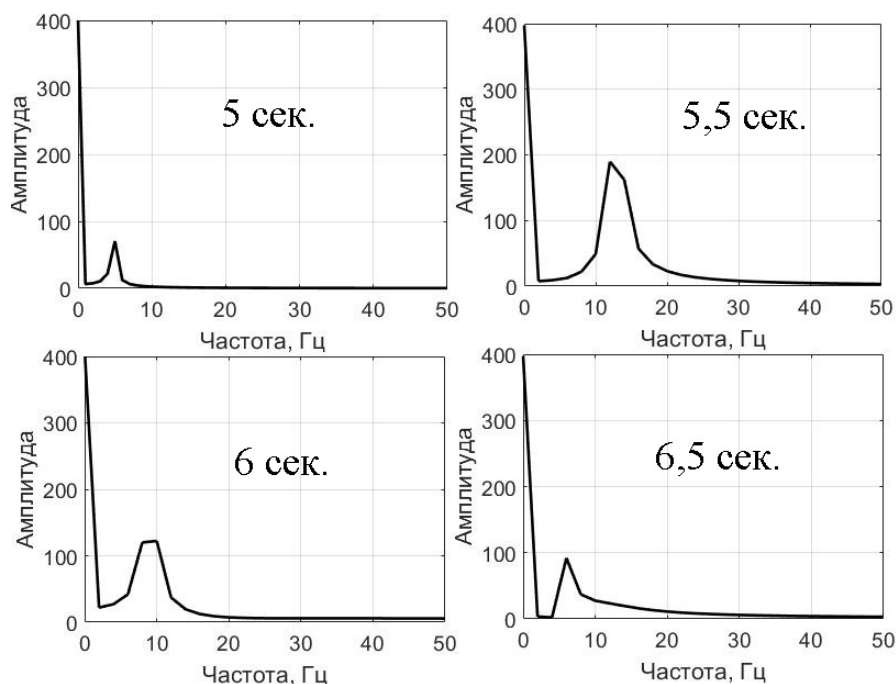


Рис. 4.6. Эволюция амплитудного спектра вертикальной упругой силы F_S

По процессам видно, что изменение частоты шероховатости в момент времени 5 секунд приводит к резкому росту амплитуды вертикальной упругой силы в датчике F_S . В момент времени 5,5 секунды управляющая система фиксирует,

что пик на амплитудном спектре на частоте порядка 13 Гц, то есть близкой к парциальной частоте в вертикальном направлении для режима контакта, превышает пороговое значение $\alpha = 100$, в результате чего логическое переключающее устройство уменьшает задание на скорость горизонтального движения носителя \dot{x}^d в $\mu=0,7$ раз. В момент времени 6 секунд эта операция повторяется, в результате чего амплитуда колебаний вертикальной упругой силы оказывается снижена до приемлемого значения.

4.2.2 Адаптация к форме поверхности

В настоящей работе предлагается два метода борьбы с отклонениями вертикальной силы прижатия инструмента к поверхности от регламентированного значения: обучение и компенсация.

1) Обучение

Для циклических операций механообработки, не подразумевающих серьёзного деформирования заготовки, таких как полировка и шлифовка, возможно использование процедуры обучения на пробном цикле движения [12]. Как показано ранее, при неплоской форме поверхности ошибка отработки задания на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности $e_F = F_S - F_S^d$ будет иметь характер, зависящий от формы поверхности контакта. Следовательно, предполагая, что от прохода к проходу инструмента форма обрабатываемой поверхности меняется мало, можно осуществить пробное движение, рассчитать начальную ошибку, и на следующем проходе скорректировать задание по силе вертикального прижатия, которое примет вид

$$\tilde{F}_S^d = F_S^d - \gamma e_F .$$

Параметр γ необходим для случая, когда пробный проход проводится с меньшей силой прижатия по сравнению с регламентированной. В нашем случае он принимался равным единице. Моделируется выход на контакт инструмента с гладкой поверхностью, форма которой описывается уравнением $y_{sf} = 0,1 + 0,02\sin(50x)$, с силой вертикального прижатия $F_S^d = 400$ Н и последующее

движение в режиме контакта с поверхностью со скоростью $\dot{x}^d = 0,0025$ м/с. На рис. 4.7 представлены процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа).

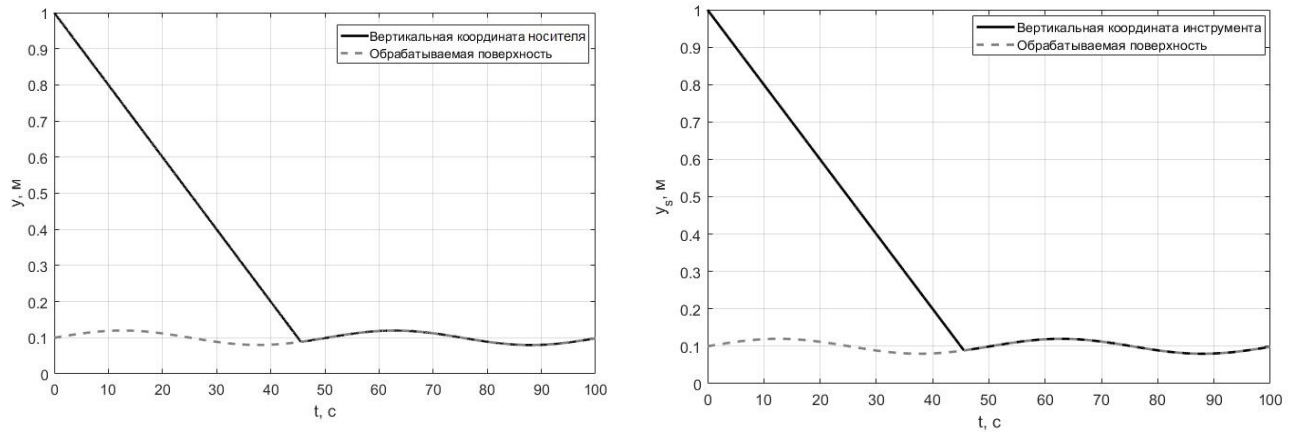


Рис. 4.7. Процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа)

На рис. 4.8 представлены процессы вертикальной упругой силы в датчике F_s (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа).

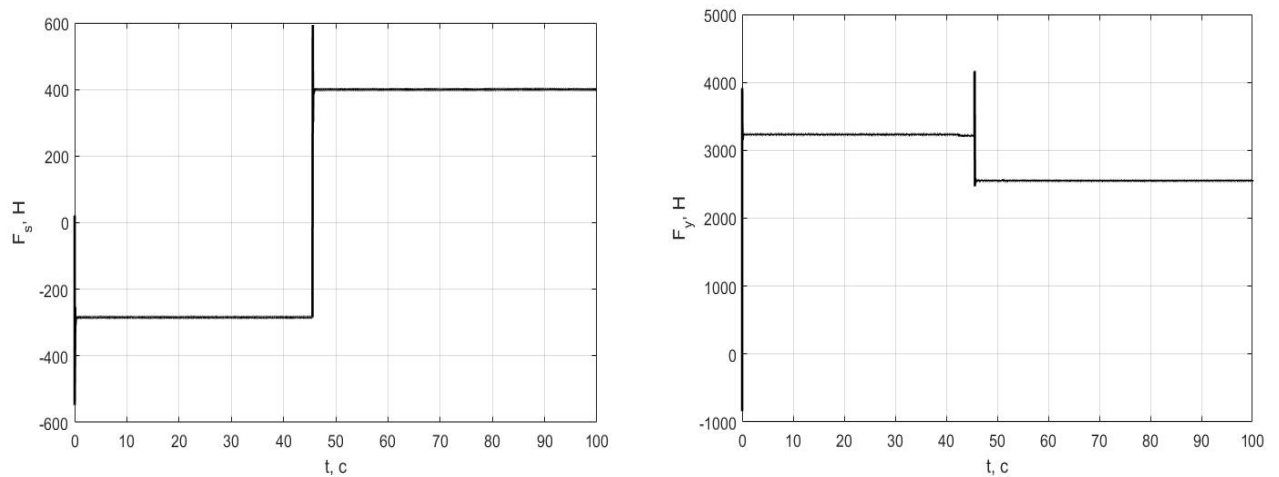


Рис. 4.8. Процессы вертикальной упругой силы F_s (слева) и вертикального управляющего воздействия F_y (справа)

На рис. 4.9 представлены процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа).

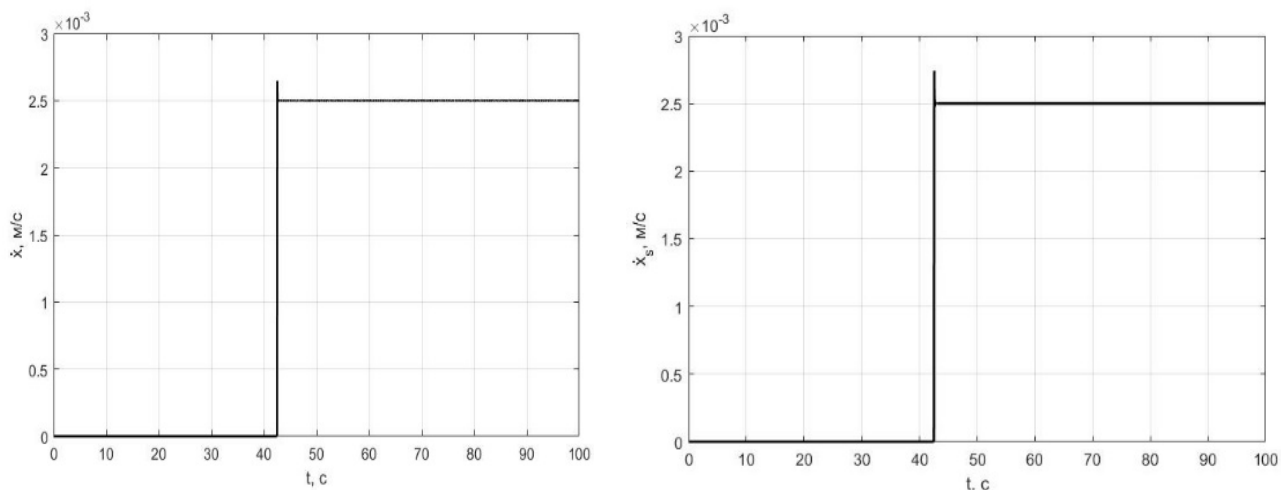


Рис. 4.9. Процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа)

Процессы показывают, что за счёт коррекции задания на силу вертикального прижатия по ошибке, рассчитанной в результате пробного прохода инструмента, удаётся полностью скомпенсировать нежелательную динамику системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность». Важно отметить, что при использовании итерационного метода обучения возможна потеря устойчивости процесса обучения, однако данная проблема в настоящей работе не рассматривалась.

2) Компенсация

При невозможности осуществления пробных движений предлагается использовать компенсацию нежелательной динамики по показаниям датчика вертикального усилия F_s . Отклонение силы вертикального прижатия от задания F_s^d рассчитывается в режиме online. Кроме того, рассчитывается производная силы вертикального прижатия. В результате коррекция задания на силу вертикального прижатия подразумевает компенсацию текущей и перспективной ошибок и имеет вид

$$\tilde{F}_s^d = F_s^d - \alpha e_F - \beta \frac{dF_s}{dt}.$$

Параметры могут быть подобраны экспериментально и в данной работе принимались равными $\alpha = 6,2$; $\beta = 0,25$. Моделируется выход на контакт

инструмента с гладкой поверхностью, форма которой описывается уравнением $y_{sf} = 0,1 + 0,02\sin(50x)$, с силой вертикального прижатия $F_s^d = 400$ Н и последующее движение в режиме контакта с поверхностью со скоростью $\dot{x}^d = 0,0025$ м/с. На рис. 4.10 представлены процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа).

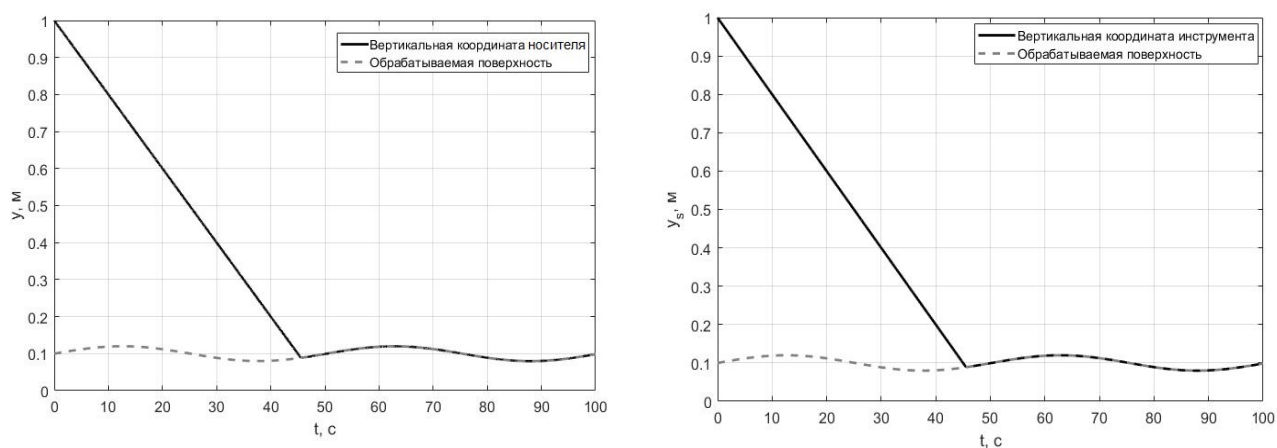


Рис. 4.10. Процессы вертикальных координат носителя y (слева) и инструмента y_s (справа)

На рис. 4.11 представлены процессы вертикальных упругой силы в датчике F_s (слева) и управляющего воздействия F_y (справа).

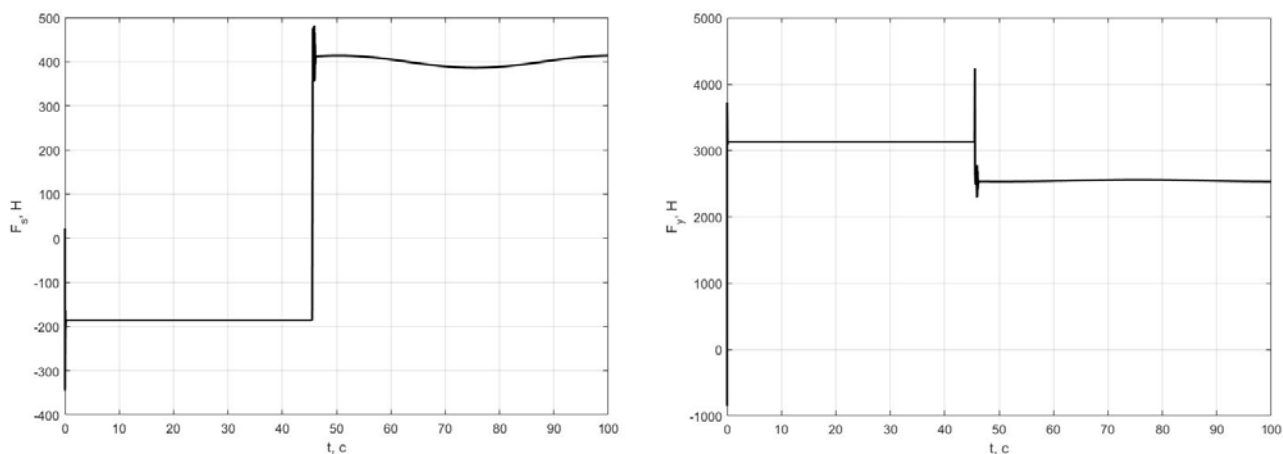


Рис. 4.11. Процессы вертикальных упругой силы F_s (слева) и управляющего воздействия F_y (справа)

На рис. 4.12 представлены процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа).

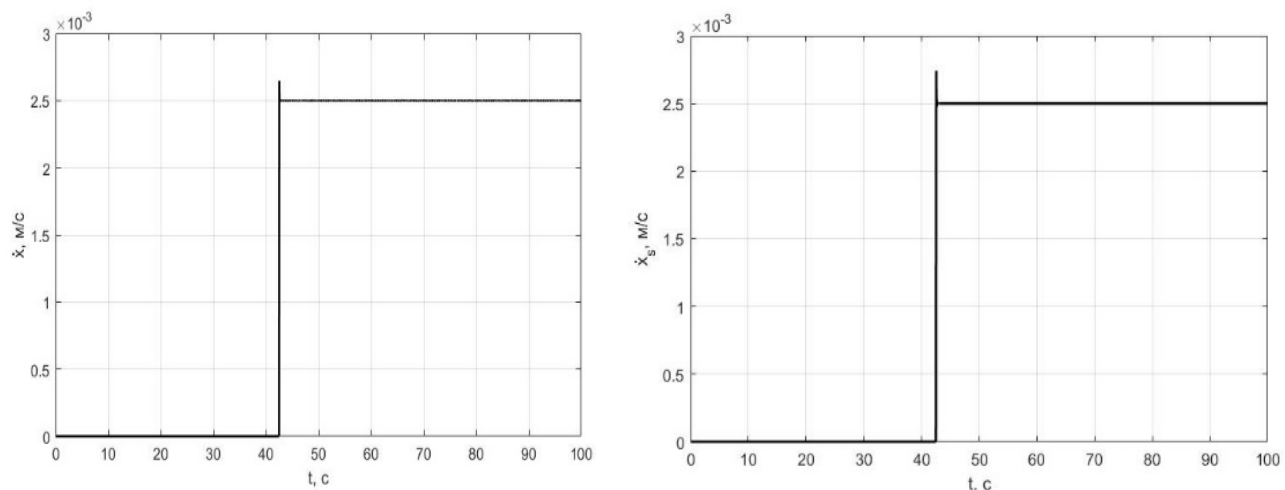


Рис. 4.12. Процессы горизонтальных скоростей носителя \dot{x} (слева) и инструмента \dot{x}_s (справа)

Процессы показывают, что за счёт компенсации нежелательной динамики через коррекцию задания на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности F_s удаётся снизить её отклонение от регламентированного значения до 2-3 %.

4.3 Подавление релаксационных автоколебаний

Для подавления релаксационных автоколебаний использовался метод импульсного сглаживания [6]. После обнаружения низкочастотных автоколебаний по превышению сигналом горизонтальной упругой силы в датчике, пропущенным через фильтр высоких частот F_{sx}^* , порогового значения α , к заданию на скорость горизонтального движения \dot{x}^d , определяющего подачу инструмента S , прибавляется дополнительное импульсное слагаемое, имеющее вид

$$v_{ex} = \begin{cases} B \sin(\omega_{imt}), v_{ex} > 0 \\ 0, v_{ex} \leq 0 \end{cases}.$$

Далее представлены результаты моделирования. Считается, что система управления горизонтальным движением носителя обрабатывает задание $\dot{x}^d = 0,001$ м/с. Система позиционно-силового управления вертикальным движением обеспечивает постоянный уровень силы прижатия инструмента к поверхности $F_S^d = 400$ Н. Характеристика горизонтальной силы контактного взаимодействия R_x в зависимости от горизонтальной скорости инструмента \dot{x}_s идентична рассматриваемой в Главе 3. Рассматривается плоская постановка задачи, то есть движение инструмента и носителя в направлении Z отсутствует. На рис. 4.13 представлен процесс горизонтальной упругой силы в датчике, пропущенной через фильтр высоких частот (ФВЧ) F_{sx}^* .

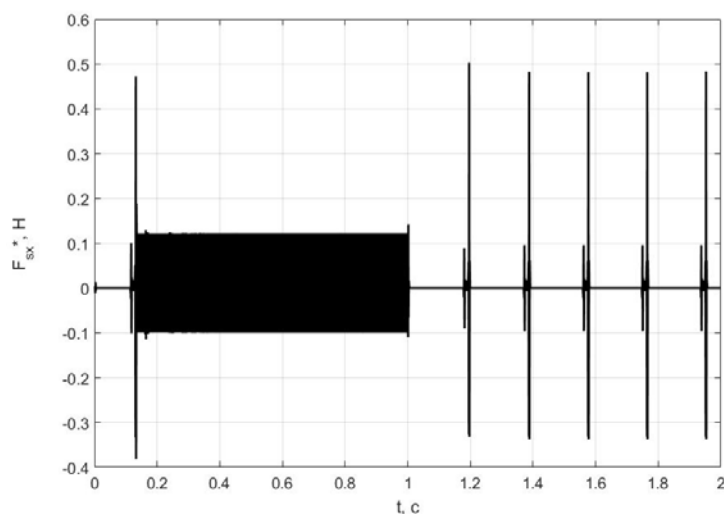


Рис. 4.13. Процесс F_{sx}^*

На рис. 4.14 представлены процессы горизонтальных координаты x_s (слева) и скорости \dot{x}_s (справа) инструмента.

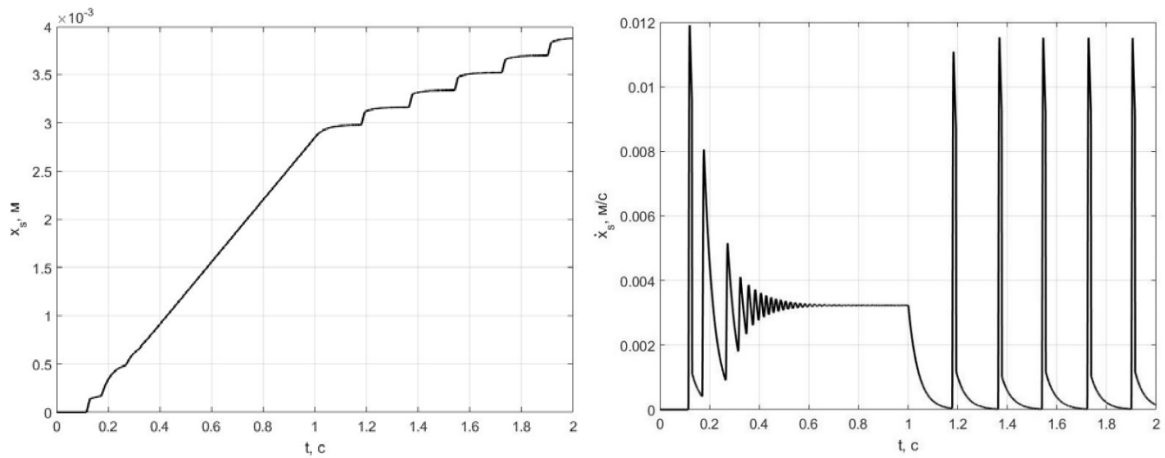


Рис. 4.14. Процессы горизонтальных координаты x_s (слева) и скорости \dot{x}_s (справа) инструмента

На рис. 4.15 представлены процессы горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и задания по скорости горизонтального движения носителя \dot{x}^d (справа).

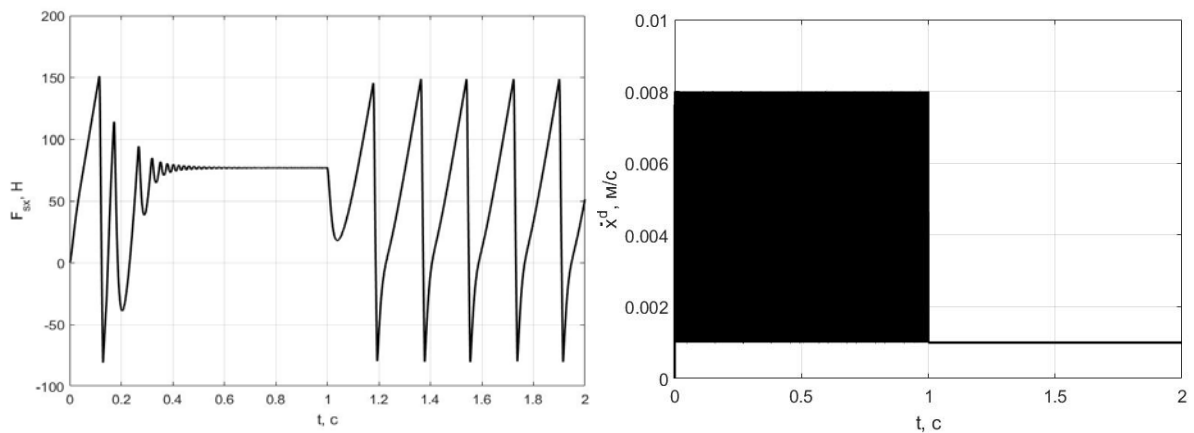


Рис. 4.15. Процессы горизонтальных упругой силы F_{sx} (слева) и задания по скорости движения носителя \dot{x}^d (справа)

Процессы показывают, что по превышению параметром F_{sx}^* порогового значения $\alpha = 0,3$ в момент времени порядка 0,16 секунды происходит обнаружение релаксационных автоколебаний. К заданию по скорости горизонтального движения носителя подаётся прибавка v_{ex} , в результате чего релаксационные автоколебания подавляются. Параметры $\omega_{im} = 800$ Гц, $B = 0,007$ м/с выбирались исходя из того, что импульсное воздействие должно иметь частоту, на порядок

превышающую горизонтальную парциальную частоту системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», и при этом обеспечивать значительное увеличение скорости движения инструмента, чтобы вывести его из зоны ниспадающей характеристики силы контактного взаимодействия. В момент времени 1 секунда импульсное воздействие снимается. Процессы демонстрируют, что это приводит к возобновлению релаксационных автоколебаний. Для недопущения возобновления автоколебаний предлагается после снятия импульсного воздействия увеличить задание на скорость горизонтального движения носителя. В результате алгоритм подавления релаксационных автоколебаний может быть записан в виде

$$\tilde{\dot{x}}^d = \begin{cases} \dot{x}^d, & F_{sx}^* \leq \alpha, \\ \dot{x}^d + v_{ex}, & F_{sx}^* > \alpha, \\ \dot{x}^d + \mu B, & F_{sx}^* \leq \alpha. \end{cases}$$

При превышении пропущенным через фильтр высоких частот сигналом горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}^* порогового значения α к заданию по скорости горизонтального движения носителя прибавляется импульсная составляющая v_{ex} , обеспечивающая быстрое подавление релаксационных автоколебаний. После того, как F_{sx}^* перестаёт превышать пороговое значение α , импульсное воздействие снимается, а вместо него задание на скорость горизонтального движения носителя увеличивается на величину, пропорциональную амплитуде импульсного воздействия B с коэффициентом μ .

Структурная схема системы автоматического подавления релаксационных автоколебаний системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» представлена на рис. 4.16.

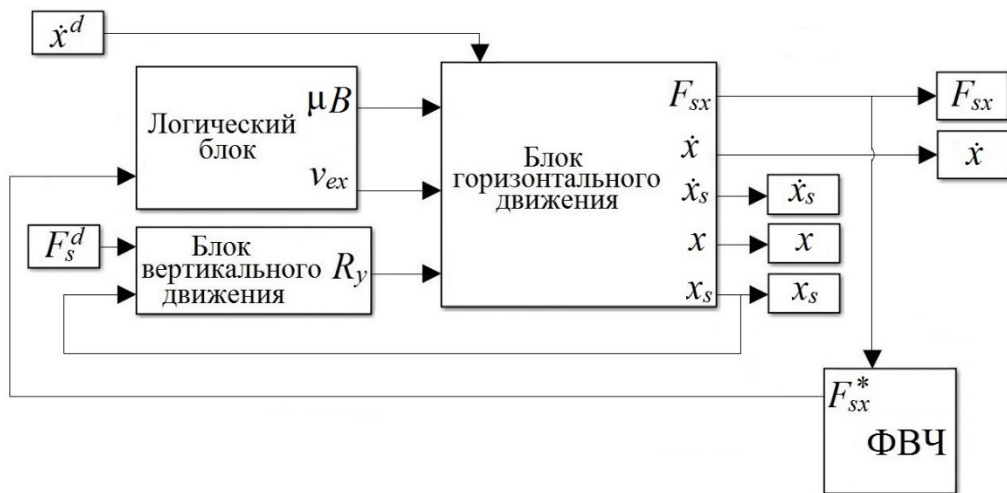


Рис. 4.16. Структурная схема системы автоматического подавления
релаксационных автоколебаний

Далее представлены результаты моделирования. Все параметры идентичны моделированию без увеличения подачи. Параметр $\mu = 0,25$ принимался исходя из того, чтобы увеличение задания на скорость горизонтального движения носителя повышало подачу инструмента не менее, чем вдвое. На рис. 4.17 представлен процесс F_{sx}^* .

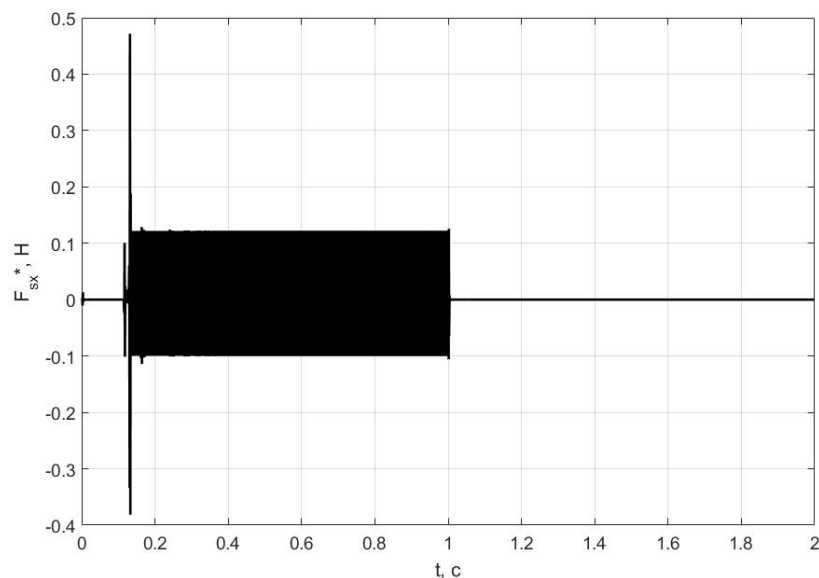


Рис. 4.17. Процесс F_{sx}^*

На рис. 4.18 представлены процессы горизонтальных координаты x_s (слева) и скорости \dot{x}_s (справа) инструмента.

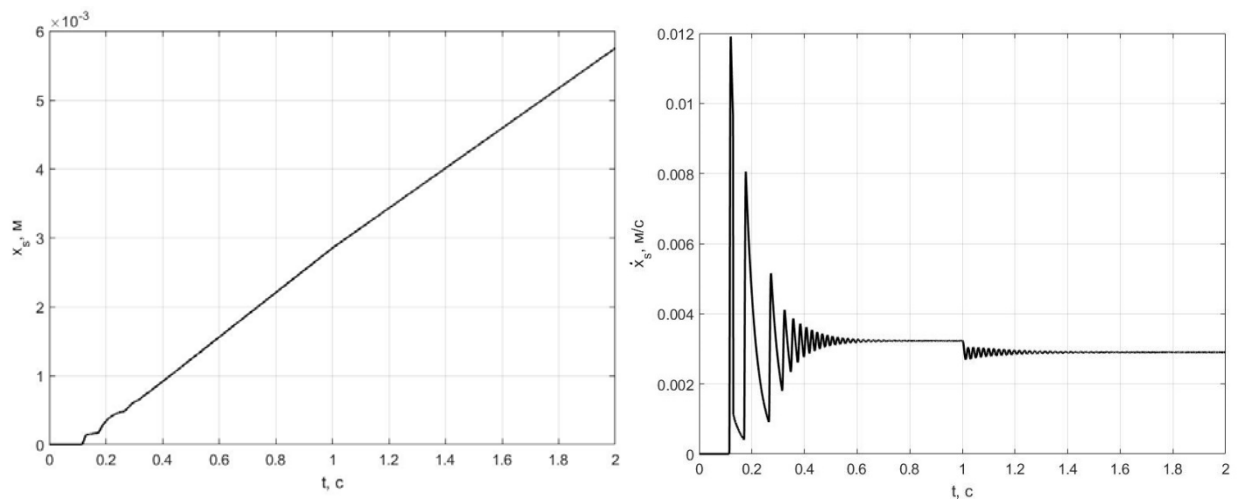


Рис. 4.18. Процессы горизонтальных координаты x_s (слева) и скорости \dot{x}_s (справа) инструмента

На рис. 4.19 представлены процессы горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} (слева) и задания по скорости горизонтального движения носителя \dot{x}^d (справа).

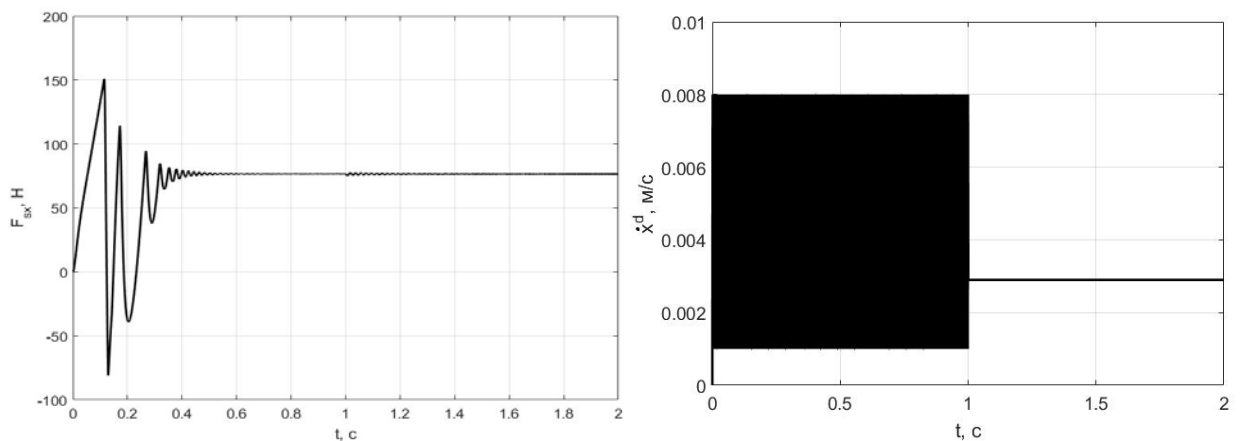


Рис. 4.19. Процессы горизонтальных упругой силы F_{sx} (слева) и задания по скорости движения носителя \dot{x}^d (справа)

Процессы показывают, что комбинирование импульсного сглаживания и увеличения подачи инструмента после его снятия позволяет подавлять релаксационные автоколебания и не допускать их возобновления. Подбор параметров ω_{im} , A , μ и α необходимо производить для конкретной системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», так как правильный выбор зависит от собственных частот системы и характеристики силы контактного взаимодействия в зависимости от скорости движения инструмента.

4.4 Подавление автоколебаний при точении

Моделирование автоколебаний при точении показало, что при определённой комбинации глубины резания a , определяемой силой вертикального прижатия инструмента к поверхности F_s и скорости вращения заготовки n возможна потеря устойчивости процесса точения. Для обнаружения данного явления используется быстрое преобразование Фурье от горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} , которое рассчитывается для некоторого отрезка сигнала. Для устойчивого процесса точения характерно наличие на амплитудном спектре одного главного пика на парциальной частоте системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность». При возникновении автоколебаний появляется второй пик, который при нарастании их амплитуды превосходит главный. Именно это было выбрано в качестве критерия срабатывания логического переключающего устройства [44]. Как только на амплитудном спектре возникает второй пик, и его величина превосходит величину главного пика, логический блок выдаёт команду на снижение силы вертикального прижатия. Считается, что это снижение приводит к пропорциональному уменьшению глубины резания. В результате алгоритм автоматического подавления автоколебаний при точении можно записать в виде итерационной процедуры

$$F_{s(i)}^d = \begin{cases} F_{s(i-1)}^d, & \forall k \quad \xi_k \leq \xi_s, \\ \mu F_{s(i-1)}^d, & \exists k \quad \xi_k > \xi_s. \end{cases}$$

Здесь ξ – это вектор всех пиков на амплитудном спектре горизонтальной упругой силы в датчике. Таким образом, условием снижения задания по силе вертикального прижатия инструмента к поверхности в μ раз служит превышение хотя бы одним пиком на амплитудном спектре величины пика на частоте в районе парциальной частоты системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» ξ_s . Итеративность процедуры связана с тем, что по амплитудному спектру накопленного за $(i - 1)$ -ый временной отрезок сигнала определяется задание на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности для i -го временного отрезка. Данная задача в настоящей работе рассматривалась в плоской

постановке, то есть движения носителя и инструмента в направлении Z отсутствовали.

Структурная схема системы автоматического подавления автоколебаний системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» при точении представлена на рис. 4.20.

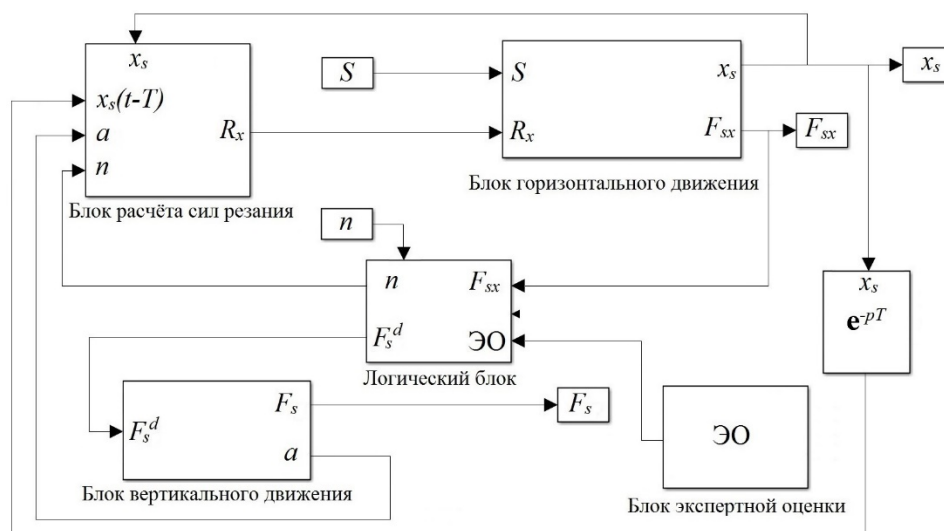


Рис. 4.20. Структурная схема системы автоматического подавления автоколебаний при точении

В настоящей работе принималось, что быстрое преобразование Фурье рассчитывается для участка сигнала горизонтальной упругой силы в датчике длиной полсекунды, а $\mu = 0,98$, то есть снижение задания на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности F_s^d происходит на 2 %. Предполагается наличие экспертной оценки (ЭО), включающей в себя информацию о границах устойчивости процесса точения, полученную аналитически. При неточности экспертных оценок система оказывается в зоне неустойчивости, но вблизи границы устойчивости, поэтому незначительной коррекции глубины резания оказывается достаточно. Учитывая итеративность описанного алгоритма подавления автоколебаний, с некоторой дискретизацией, обусловленной длиной накапливаемого для получения амплитудного спектра участка сигнала, задание на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности может снижаться до тех пор, пока процесс точения не стабилизируется.

Предполагается, что сила вертикального прижатия обеспечивает глубину резания $a = 0,0058$ м, а скорость вращения заготовки составляет $n = 1060$ об/мин. Считалось, что система управления скоростью горизонтального движения обеспечивает величину горизонтальной подачи инструмента $S = 0,0025$ м/с. Коэффициент пропорциональности $K_f = 10^8$ Н/м². В Главе 3 представлены результаты моделирования динамики системы «носитель-инструмент-обрабатываемая» поверхность для данных параметров режима точения без системы подавления автоколебаний. Далее приведены результаты моделирования процесса подавления автоколебаний при точении. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} представлена на рис. 4.21.

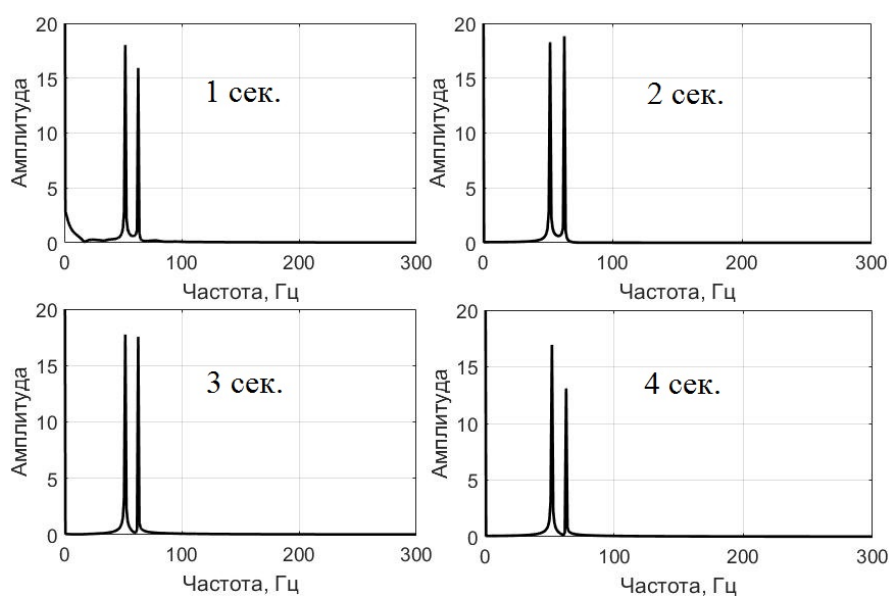


Рис. 4.21. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы F_{sx}

На рис. 4.22 представлен процесс горизонтальной координаты инструмента x_s .

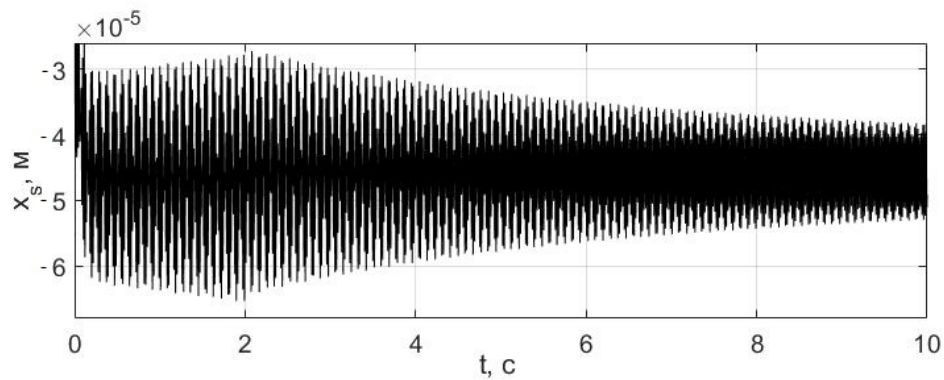


Рис. 4.22. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

На рис. 4.23 представлен процесс горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} .

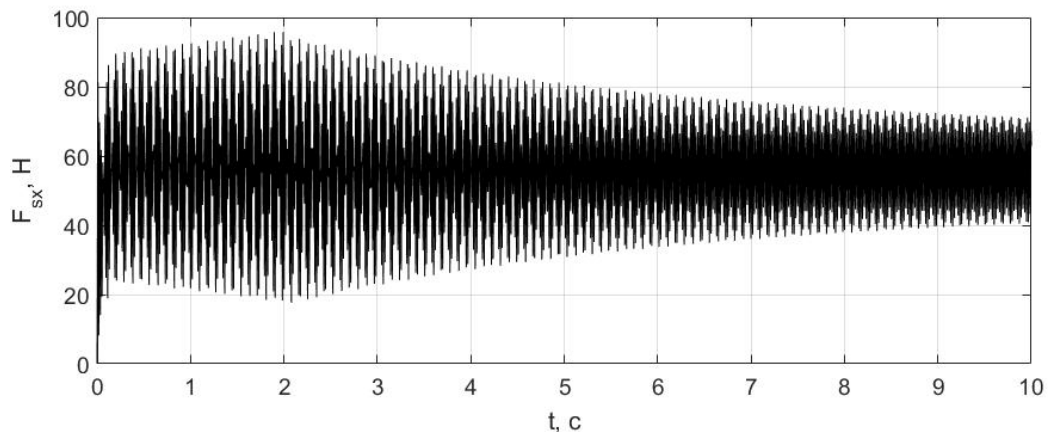


Рис. 4.23. Процесс горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx}

Процессы показывают, что в начале движения наблюдаются расходящиеся колебания. На первой секунде амплитудный спектр демонстрирует наличие двух пиков. На второй секунде второй пик на частоте порядка 60 Гц уже превосходит главный пик на парциальной частоте системы 50 Гц. В этот момент происходит уменьшение задания на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности на 2%, и в результате к третьей секунде рост амплитуды колебаний прекращается, а на четвёртой секунде второй пик уже сильно меньше главного пика. Таким образом, описанный алгоритм позволяет быстро идентифицировать и подавить автоколебания при точении, не допуская потери устойчивости.

4.5 Подавление автоколебаний при фрезеровании

При схожести механизма возникновения автоколебаний процесс фрезерования является более сложным по сравнению с процессом точения. Подавление автоколебаний при фрезеровании также предлагается производить по быстрому преобразованию Фурье от горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} [46, 88], которое рассчитывается для отрезка сигнала длиной полсекунды. При фрезеровании на амплитудном спектре помимо пиков на парциальной частоте системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» и частоте автоколебаний возникают пики, соответствующие частоте вынуждающего воздействия и кратным ей. Главным пиком при устойчивом фрезеровании является пик на частоте вынуждающего воздействия ω_B . Его превышение пиком на частоте автоколебаний является критерием для срабатывания логического переключающего устройства, снижающего задание на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности. Считается, что это снижение приводит к пропорциональному уменьшению глубины резания. В результате алгоритм автоматического подавления автоколебаний при фрезеровании можно записать в виде итерационной процедуры

$$F_{s(i)}^d = \begin{cases} F_{s(i-1)}^d, & \forall k \quad \xi_k \leq \xi_B, \\ \mu F_{s(i-1)}^d, & \exists k \quad \xi_k > \xi_B. \end{cases}$$

Здесь ξ – это вектор всех пиков на амплитудном спектре горизонтальной упругой силы в датчике. Таким образом, условием снижения задания по силе вертикального прижатия инструмента к поверхности в μ раз служит превышение хотя бы одним пиком на амплитудном спектре величины пика на частоте вынуждающего воздействия ξ_B . Итеративность процедуры связана с тем, что по амплитудному спектру накопленного за $(i - 1)$ -ый временной отрезок сигнала определяется задание на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности для i -го временного отрезка.

Структурная схема системы автоматического подавления автоколебаний системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность» при фрезеровании представлена на рис. 4.24.

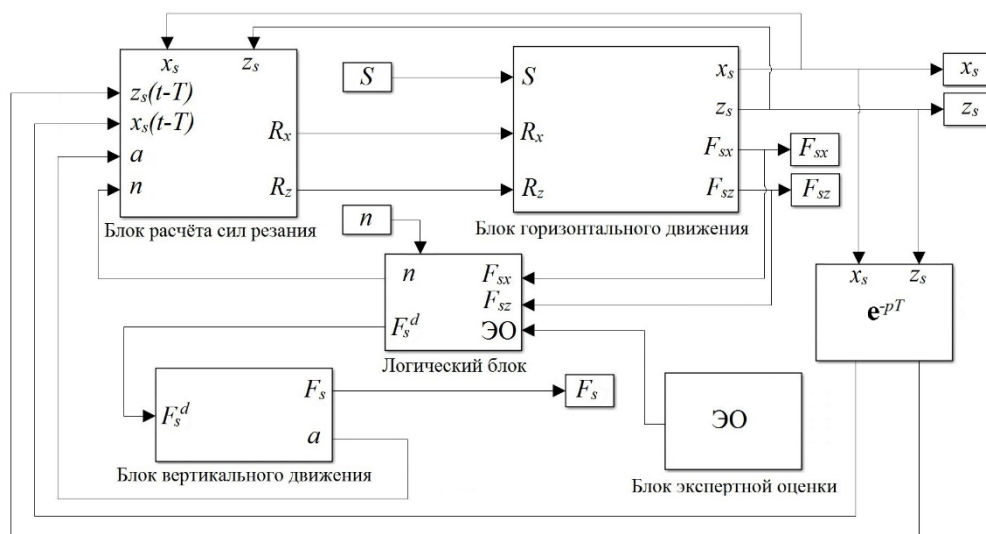


Рис. 4.24. Структурная схема управляющей системы

В настоящей работе принималось, что быстрое преобразование Фурье рассчитывается для участка сигнала горизонтальной упругой силы в датчике длиной полсекунды, а $\mu = 0,98$, то есть снижение задания на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности F_s^d происходит на 2 %. Предполагается наличие экспертной оценки (ЭО), включающей в себя информацию о границах устойчивости процесса фрезерования, полученную аналитически. При неточности экспертных оценок система может оказаться в зоне неустойчивости, но вблизи границы устойчивости, поэтому незначительной коррекции глубины резания оказывается достаточно. Учитывая итеративность описанного алгоритма подавления автоколебаний, с некоторой дискретизацией, обусловленной длиной накапливаемого для расчёта амплитудного спектра участка сигнала, задание на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности может снижаться до тех пор, пока процесс фрезерования не стабилизируется.

Предполагается, что задание на силу вертикального прижатия инструмента к поверхности обеспечивает глубину резания $a = 0,0101$ м, а скорость вращения инструмента составляет $n = 390$ об/мин. Считалось, что система управления

скоростью горизонтального движения носителя обеспечивает величину горизонтальной подачи фрезы $S = 0,0025$ м/с в направлении X . В направлении Z подача отсутствует. Постоянные резания $K_t = 10^8$ Н/м², $K_r = 0,6$. Число зубов фрезы $N = 4$. Углы входа зуба фрезы в заготовку и выхода зуба из заготовки принимались $\phi_{st} = 0$ и $\phi_{ex} = \pi/2$. В Главе 3 представлены результаты моделирования динамики системы «носитель-инструмент-обрабатываемая» поверхность для данных параметров режима фрезерования без системы подавления автоколебаний. Далее приведены результаты моделирования процесса подавления автоколебаний при фрезеровании. Эволюция амплитудного спектра горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} представлена на рис. 4.25.

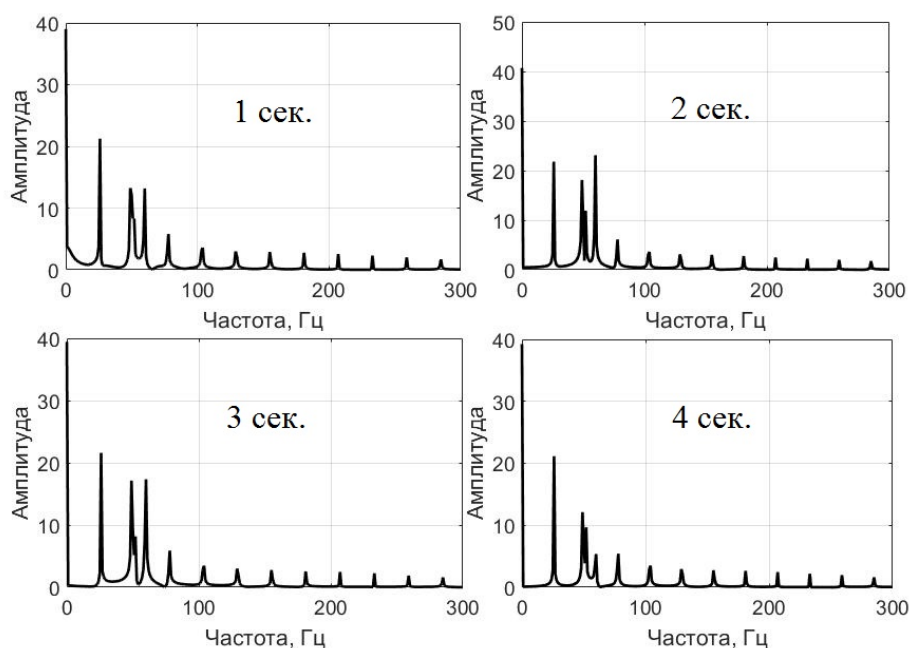


Рис. 4.25. Эволюция амплитудных спектров горизонтальной упругой силы в направлении подачи

На рис. 4.26 представлен процесс горизонтальной координаты инструмента x_s .

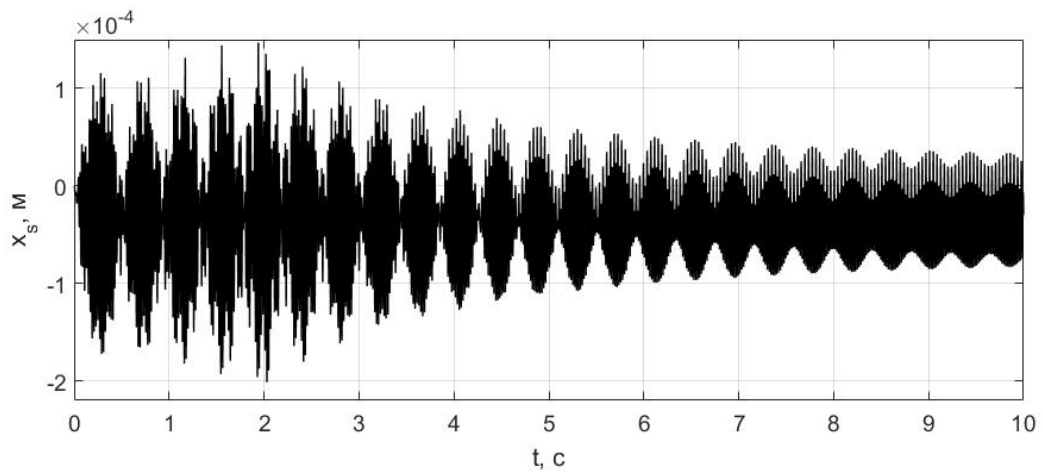


Рис. 4.26. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

На рис. 4.27 представлен процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} .

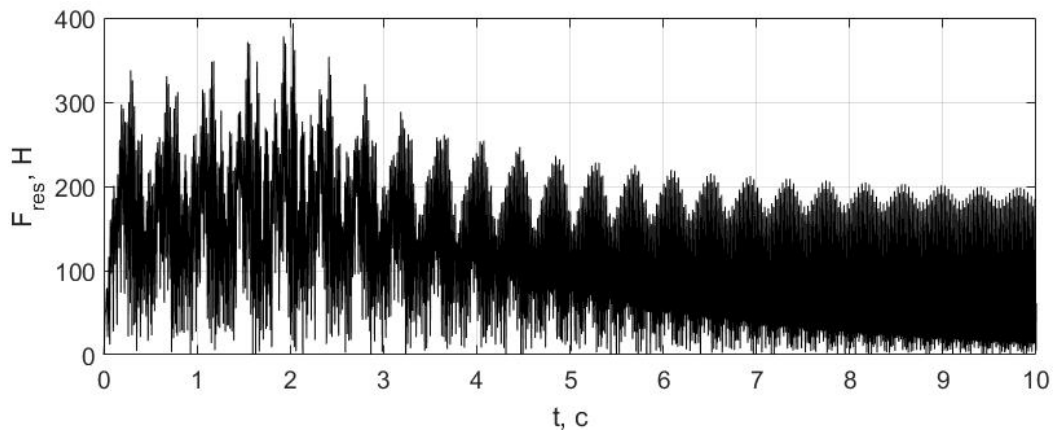


Рис. 4.27. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Эволюция амплитудного спектра показывает, что в районе второй секунды пик на частоте автоколебаний порядка 60 Гц превышает по величине пик, соответствующий частоте вынуждающего воздействия порядка $\omega_B = 26$ Гц. В этот момент срабатывает логическое переключающее устройство, уменьшающее задание по силе вертикального прижатия F_s^d на 2%. В результате пик в районе 60 Гц начинает уменьшаться (третья секунда) и к четвёртой секунде амплитудный спектр нормализуется.

Выводы по четвёртой главе

В четвёртой главе описана управляющая система, позволяющая компенсировать и подавлять нежелательные динамические явления, характерные для контактных задач механообработки. Для всех задач характерна неизменность базового позиционно-силового алгоритма управления движением носителя. Все алгоритмы подавления нежелательных режимов реализуются исключительно за счёт изменения параметров режима механообработки. Изменение задания по силе вертикального прижатия инструмента к поверхности обеспечивает коррекцию глубины резания, а изменение задания на скорость горизонтального движения носителя – коррекцию подачи инструмента. Скорость вращения шпинделя влияет на динамику системы, однако в алгоритмах подавления нежелательных явлений её коррекция в данной работе не используется.

Глава 5. Адаптация к износу инструмента на базе искусственных нейронных сетей

5.1 Структура управляющей системы на базе искусственных нейронных сетей

Использование искусственных нейронных сетей (ИНС) является одним из путей расширения возможностей адаптивных систем управления [19, 76]. В области механообработки нейронные сети могут использоваться для своевременного обнаружения нежелательных явлений в условиях неопределённости параметров системы [78]. Большое количество параметров системы, влияющих на устойчивость процесса механообработки, затрудняют использование аналитических подходов к определению границ его устойчивости.

В большом количестве научных работ исследуется возможность использования ИНС для диагностики процесса механообработки [73, 74]. Как правило речь идёт о прогнозировании потери устойчивости. По результатам оценки показателей процесса механообработки могут приниматься решения о внесении изменений в характер управления системой [54]. В настоящей работе фактически ИНС является дополнением логических переключающих устройств, описанных в предыдущей главе.

Учитывая, что износ инструмента является одним из наиболее сложно прогнозируемых факторов, влияющих на процесс механообработки, проблема использования ИНС для его идентификации является весьма актуальной [89]. В настоящей работе предлагается построение управляющей системы на базе ИНС для своевременного детектирования износа инструмента и коррекции параметров режима фрезерования для обеспечения требуемого качества обработанной поверхности и недопущения повреждения конструкции. Общая схема системы управления идентична описанной в Главе 4. Структурная схема управляющей системы на базе ИНС представлена на рис. 5.1.

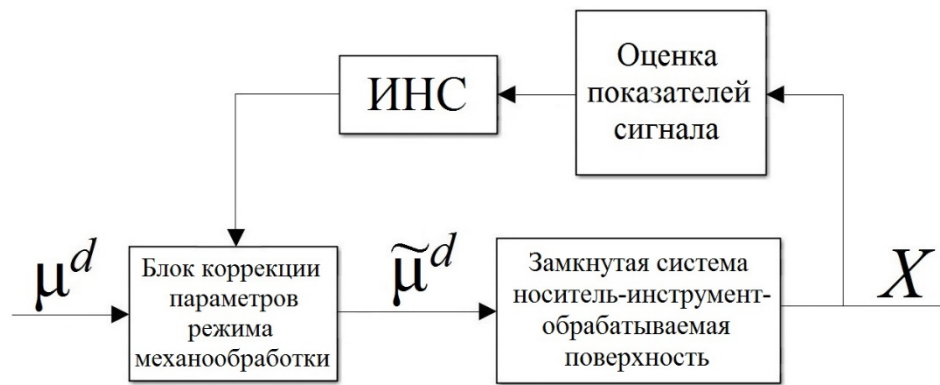


Рис. 5.1. Структурная схема управляющей системы на базе ИНС

Вектор параметров μ^d включает в себя глубину резания a , горизонтальную подачу S и скорость вращения шпинделя n

$$\mu^d = [a, S, n].$$

Вектор $\tilde{\mu}^d$ представляет собой вектор параметров режима механообработки, скорректированных в соответствии с решениями ИНС

$$\tilde{\mu}^d = [\tilde{a}, \tilde{S}, \tilde{n}].$$

Вектор X – это вектор показаний датчика силы

$$X = [F_{sx}, F_s, F_{sz}].$$

В отличие от управляющей системы, описанной в предыдущей главе и построенной на базе логических переключающих устройств, которые срабатывали в случае обнаружения нежелательного режима, управляющая система на базе ИНС предназначена для более тонкой коррекции параметров режима механообработки в соответствии с экспертными оценками, накопленными ранее.

5.2 Обучение искусственных нейронных сетей

Нейронные сети являются средством накопления информации. Для моделирования работы управляющей системы на базе ИНС использовались многослойные нейронные сети прямого распространения, реализованные в пакете Matlab/Simulink [80]. Подобные сети имеют односторонние соединения от входных до выходных слоев нейронов. Их удобно использовать для прогнозирования и

аппроксимации нелинейных функций. На рис. 5.2 представлена структура нейронной сети, реализованной в Matlab.

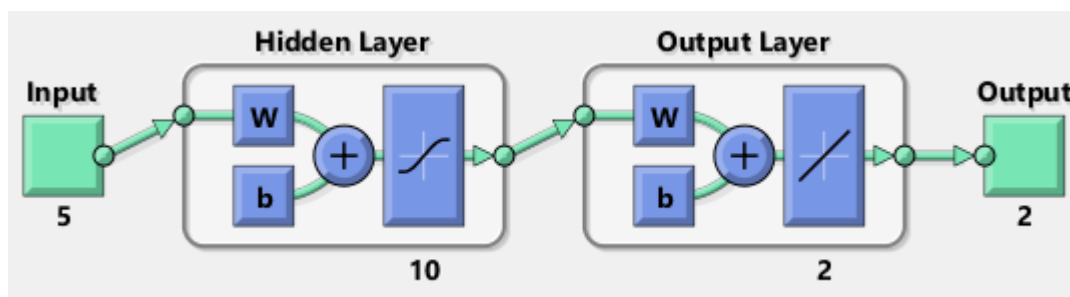


Рис. 5.2. Схема нейронной сети в Matlab

Обучение нейронной сети производилось учителем. Для обучения использовался метод обратного распространения ошибки с Байесовой регуляризацией [32, 39]. В качестве учителя выступает эксперт, оценивающий процесс механообработки с точки зрения некоторого критерия и принимающий решение о том, удовлетворяет ли процесс технологическим требованиям.

В настоящей работе рассматриваются два варианта обучения ИНС: по критерию качества обрабатываемой поверхности и по критерию прочности конструкции. В обоих случаях делается предположение о том, что управляющая система, описанная в Главе 4, не допускает возникновение нежелательных режимов. Поэтому задачей ИНС является детектирование и компенсация медленно прогрессирующих отклонений параметров системы от регламентированного состояния, обусловленных износом инструмента и помехами в датчиках.

В Главе 3 были рассмотрены два эффекта, имеющих место при износе инструмента: рост амплитуды силы контактного взаимодействия и внесение в систему дополнительного демпфирования, расширяющего область устойчивости процесса фрезерования на малых скоростях вращения инструмента и приводящего к диссипации части колебательной энергии. Два данных эффекта могут частично компенсировать друг друга. В связи с этим для обучения нейронной сети разумно выбрать более консервативный вариант, при котором износ инструмента приводит к росту постоянной резания K_t .

В рамках принятой модели считается, что возбуждение автоколебаний происходит из-за фазового сдвига между текущей и предыдущей волнами, оставляемыми инструментом на поверхности резания. Тангенциальная составляющая силы контактного взаимодействия формируется по закону

$$R_t = K_t ah(t) = \gamma h(t),$$

то есть она линейно зависит от постоянной резания K_t и глубины резания a . Параметром γ обозначено их произведение. Таким образом, тангенциальная составляющая силы контактного взаимодействия прямо пропорциональна параметру γ . Радиальная составляющая связана с ней линейно через коэффициент K_r .

Для обучения нейронной сети необходимо провести серию экспериментов, варьируя параметр γ и снимая показания с датчика силы. Можно добиться изменения параметра γ путём проведения прямого длительного эксперимента по фрезерованию однотипных заготовок. Периодически необходимо замерять геометрический параметр износа инструмента VB и оценивать соответствующий такому износу сигнал с датчика силы. Таким образом могут быть сформированы данные для обучения нейронной сети. Понятно, что такие эксперименты весьма дороги и занимают много времени.

Альтернативным способом может стать варьирование параметра γ за счёт изменения глубины резания a . Если считать, что силы контактного взаимодействия линейно зависят и от постоянной резания K_t , и глубины резания a , можно вместо длительного изменения постоянной резания варьировать глубину резания, которая отрабатывается системой управления силой вертикального прижатия инструмента к поверхности. Тогда для нового инструмента, то есть с практически неизменной постоянной резания K_t , можно провести несколько опытов с разной глубиной резания, снимая показания с датчика силы, и получить данные для обучения нейросети. Структурная схема обучения нейронной сети приведена на рис. 5.3.



Рис. 5.3. Схема обучения ИНС

На вход нейросети подаётся информация о сигнале датчика силы в направлении подачи, а её выходом являются значение a^* и бинарная экспертная оценка (ЭО), дающаяся учителем, обучающим нейросеть в виде 0 – выполнение критерия/1 – невыполнение критерия. Значение a^* является оценкой глубины резания, которой соответствует текущий сигнал с датчика силы в предположении, что постоянная резания K_t фиксирована. Таким образом при фактическом росте \tilde{K}_t в результате износа инструмента растёт и $\gamma = \tilde{K}_t a$, что приводит к изменению сигнала с датчика, поступающего на вход нейросети. В результате меняется и выход нейросети a^* .

Учитывая, что целью внедрения новых управляющих систем является обеспечение высокого качества обрабатываемой поверхности при максимальной производительности процесса фрезерования, эксперименты разумно проводить в районах главных лепестков на диаграмме устойчивости. На рис. 5.4 красными линиями обозначены зоны лепестковой диаграммы устойчивости процесса фрезерования, на которых имеет смысл, варьируя глубину резания a , получать экспериментальные данные для обучения нейронной сети.

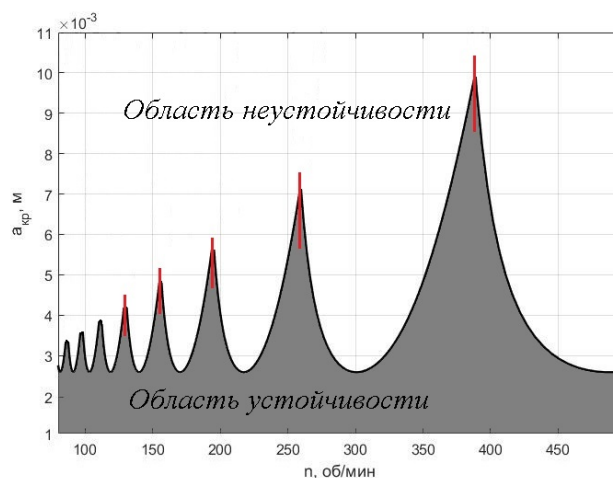


Рис. 5.4. Зоны лепестковой диаграммы устойчивости для обучения ИНС

В зависимости от критерия оценки качества процесса фрезерования могут меняться входные показатели сигнала силового датчика, поступающие на вход нейросети.

5.2.1 Обучение нейронной сети по экспертным оценкам качества обработанной поверхности

Первым из рассмотренных вариантов входа нейросети является использование статистических показателей горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} [79]. Разные авторы предлагают использовать для оценки отрезка сигнала различное количество статистических параметров [75]. В настоящей работе предлагается использовать пять наиболее часто встречающихся показателей: mean (математическое ожидание), var (дисперсия), rms (корень квадратный из среднеквадратичного значения), peak2rms (отношение максимального значения к rms) и peak2peak (отношение максимума к минимуму). Данный набор параметров характеризует и интегральный разброс сигнала, и максимальный размах, и его среднее значение. Таким образом на вход нейронной сети подаётся вектор из пяти значений [mean; var; rms; peak2rms; peak2peak]. Данные параметры рассчитывают для некоторого накопленного участка сигнала. В качестве экспертной оценки выступает решение эксперта о выполнении (0) или невыполнении (1) критерия качества обработанной поверхности.

Главный лепесток на диаграмме устойчивости соответствует скорости вращения шпинделя $n = 390$ об/мин. В связи с этим численные эксперименты проводились вдоль вертикальной линии на этом значении для глубины резания от 0,009 м до 0,0099 м с шагом 0,00005 м, то есть на данном промежутке было сделано девятнадцать экспериментов. Для каждого опыта после выхода процесса фрезерования на стационарный режим накапливался полусекундный отрезок сигнала, и для него оценивались пять статистических параметров. Выходом являлись известное значение глубины резания a , которое при обучении трактовалась как a^* , и бинарная экспертная оценка. Постоянная резания при обучении считалась неизменной $K_t = 10^8$ Н/м², а подача инструмента,

обеспечиваемая системой управления горизонтальным движением носителя $S = 0,0025$ м/с. Все прочие параметры режима механообработки идентичны используемым в предыдущей главе. Важно отметить, что, как было показано в Главе 3, в данном диапазоне глубин резания процесс фрезерования остаётся устойчивым, то есть разработанные ранее алгоритмы подавления автоколебаний на базе логических переключающих устройств срабатывать не будут. Принималось, что эксперт сообщал о проблемах с качеством обработанной поверхности начиная с глубины резания $a = 0,0095$ м. В таблице 5.1 приведены данные для обучения нейронной сети по критерию качества обработанной поверхности.

Таблица 5.1. Данные для обучения ИНС по критерию качества обработанной поверхности

Вход					Выход	
mean	var	rms	peak2rms	peak2peak	a^* , мм	ЭО
51,42	624,49	57,17	1,42	81,16	9	0
51,71	631,46	57,49	1,42	81,62	9,05	0
51,99	638,47	57,81	1,42	82,07	9,1	0
52,28	645,53	58,13	1,42	82,52	9,15	0
52,57	652,62	58,44	1,42	82,98	9,2	0
52,85	659,75	58,76	1,42	83,43	9,25	0
53,14	666,91	59,08	1,42	83,88	9,3	0
53,42	674,12	59,40	1,42	84,34	9,35	0
53,71	681,37	59,71	1,42	84,79	9,4	0
53,99	688,65	60,03	1,42	85,24	9,45	0
54,28	695,98	60,35	1,42	85,69	9,5	1
54,57	703,34	60,67	1,42	86,15	9,55	1
54,85	710,74	60,99	1,42	86,60	9,6	1
55,14	718,18	61,30	1,42	87,05	9,65	1
55,42	725,66	61,62	1,42	87,51	9,7	1
55,71	733,18	61,94	1,42	87,96	9,75	1
55,99	740,73	62,26	1,42	88,41	9,8	1
56,28	748,33	62,57	1,42	88,87	9,85	1
56,57	756,14	62,89	1,42	89,41	9,9	1

Моделируется ситуация, при которой износ инструмента реализуется по механизму роста постоянной резания:

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,001 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с}.$$

При моделировании для наглядности результатов расчёт входных параметров нейронной сети проводился один раз в две секунды по отрезку сигнала горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} длиной полсекунды, то есть частота дискретизации была ниже возможной. Предполагалось, что система управления вертикальной силой прижатия инструмента к поверхности обеспечивает глубину резания $a = 0,0092$ м. Все прочие параметры режима фрезерования идентичны использованным при обучении. Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлены на рис. 5.5.

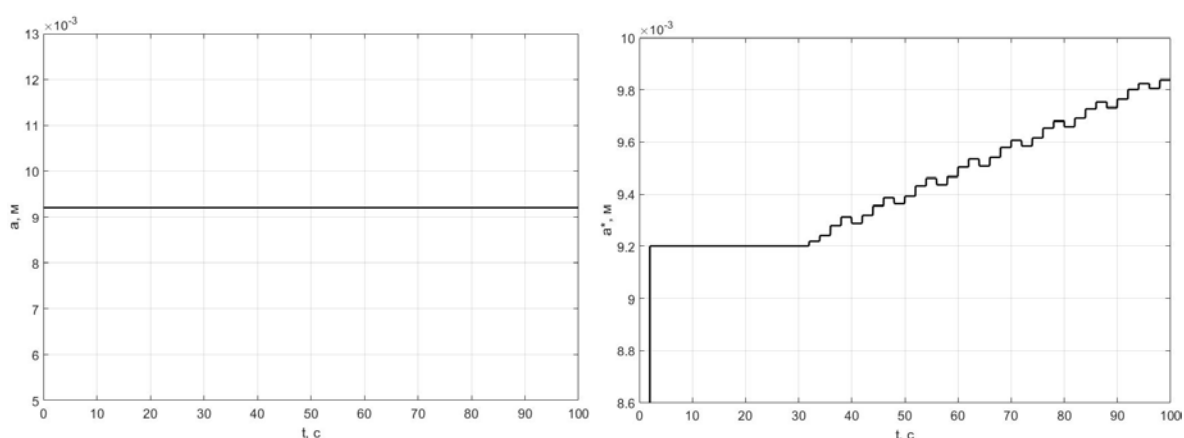


Рис. 5.5. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.6.

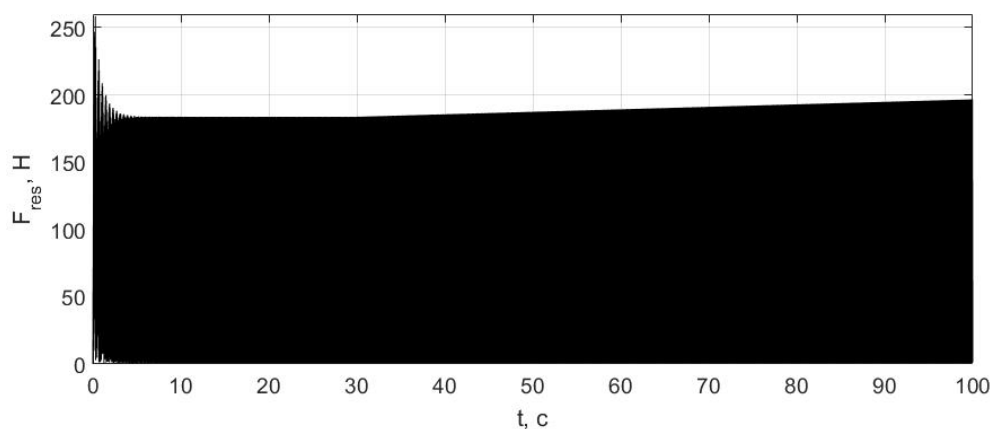


Рис. 5.6. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res}

Процессы показывают, что при фиксированной глубине резания a и растущей постоянной резания \tilde{K}_t нейросеть возвращает постоянно увеличивающуюся оценку глубины резания a^* , таким образом однозначно идентифицируя изменение параметров механообработки.

5.2.2 Обучение нейронной сети по результатам прочностного анализа конструкции

Вторым из рассмотренных вариантов обучения нейронной сети является обучение по критерию прочности конструкции. По результатам той же самой серии экспериментов могут быть получены количественные показатели сигнала, а в качестве экспертной оценки будет выступать результат проведения прочностного расчёта в виде выполнения (0) либо невыполнения (1) критерия прочности. В качестве количественных показателей сигнала горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} выбирались значения спектра отклика по ускорению системы «носитель-инструмент-обрабатываемая поверхность», соответствующие шести главным различным собственным частотам реальной конструкции обрабатывающего комплекса, полученным по результатам модального анализа. Принималось, что они равны $f_1 = 13$ Гц, $f_2 = 50$ Гц, $f_3 = 159$ Гц, $f_4 = 165$ Гц, $f_5 = 172$ Гц, $f_6 = 393$ Гц. Последние четыре собственные частоты обусловлены жёсткостью элементов обрабатывающего комплекса, не менее, чем на порядок превышающей жёсткость силового датчика. Пример спектра отклика конструкции [10] на действие сил контактного взаимодействия и его огибающая [45] приведены на рис. 5.7.

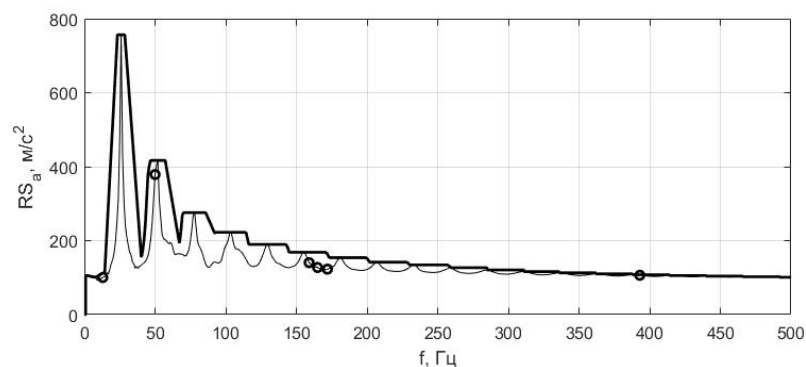


Рис. 5.7. Спектр отклика конструкции и его огибающая

Значения спектра отклика, соответствующие собственным частотам конструкции, отмечены на рисунке кружками. Значение спектра отклика по ускорению представляет собой максимальное ускорение единичного осциллятора, имеющего интересующую частоту. В качестве воздействия на осциллятор используется горизонтальная упругая сила в датчике F_{sx} . Таким образом, фактически в управляющей системе постоянно производится расчёт реакции шести единичных осцилляторов на данное воздействие. Длина процесса ускорения осцилляторов для расчёта значения спектра отклика составляла полсекунды. В отличие от полноценного прочностного анализа расчёт шести подобных величин можно производить в режиме онлайн.

В результате на вход нейронной сети поступает вектор из шести значений $[RS_a(f_1, \zeta), RS_a(f_2, \zeta), RS_a(f_3, \zeta), RS_a(f_4, \zeta), RS_a(f_5, \zeta), RS_a(f_6, \zeta)]$, где RS_a – это спектр отклика по ускорению, а $\zeta = 2\%$ – безразмерный коэффициент демпфирования. На выходе нейронная сеть при обучении имеет известное значение глубины резания a , которое при обучении трактуется как a^* , и бинарную экспертную оценку. Все прочие параметры идентичны используемым при обучении по критерию качества обработанной поверхности. В таблице 5.2 приведены данные для настройки нейронной сети по показателям прочности конструкции.

Таблица 5.2. Данные для обучения ИНС по показателям прочности конструкции

Вход						Выход	
$RS_a(f_1, \zeta)$	$RS_a(f_2, \zeta)$	$RS_a(f_3, \zeta)$	$RS_a(f_4, \zeta)$	$RS_a(f_5, \zeta)$	$RS_a(f_6, \zeta)$	a^* , мм	ЭО
109,11	354,85	146,54	124,51	124,35	114,85	9	0
109,72	356,80	147,35	125,21	125,04	115,49	9,05	0
110,33	358,76	148,16	125,91	125,73	116,13	9,1	0
110,94	360,74	148,97	126,60	126,42	116,77	9,15	0
111,54	362,72	149,79	127,30	127,11	117,41	9,2	0
112,15	364,72	150,62	128,00	127,81	118,05	9,25	0
112,76	366,72	151,44	128,69	128,50	118,70	9,3	0
113,37	368,74	152,28	129,39	129,19	119,34	9,35	0
113,98	370,77	153,11	130,09	129,88	119,98	9,4	0
114,59	372,81	153,96	130,79	130,57	120,62	9,45	0
115,20	374,86	154,80	131,49	131,26	121,26	9,5	1
115,81	376,92	155,65	132,18	131,95	121,90	9,55	1
116,41	378,99	156,51	132,88	132,64	122,54	9,6	1
117,02	381,08	157,37	133,58	133,33	123,18	9,65	1
117,63	383,17	158,24	134,28	134,02	123,82	9,7	1
118,24	385,28	159,11	134,98	134,71	124,46	9,75	1
118,85	387,40	159,98	135,68	135,41	125,10	9,8	1
119,46	389,53	160,86	136,39	136,12	125,75	9,85	1
120,17	391,67	161,75	137,32	137,05	126,50	9,9	1

Пусть износ инструмента реализуется по механизму роста постоянной резания:

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,001 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с}.$$

При моделировании для наглядности результатов расчёт входных параметров нейронной сети проводился один раз в две секунды по отрезку сигнала горизонтальной упругой силы в датчике в направлении подачи F_{sx} длиной полсекунды, то есть частота дискретизации была ниже возможной. Предполагалось, что система управления вертикальной силой прижатия инструмента к поверхности обеспечивает глубину резания $a = 0,0092$ м. Все прочие параметры режима фрезерования идентичны использованным при обучении. Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлен на рис. 5.8.

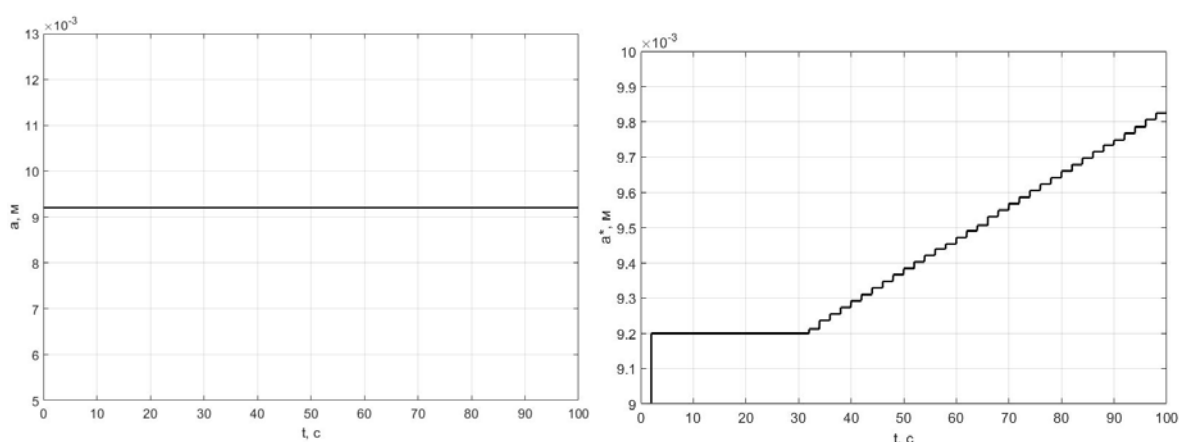


Рис. 5.8. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.9.

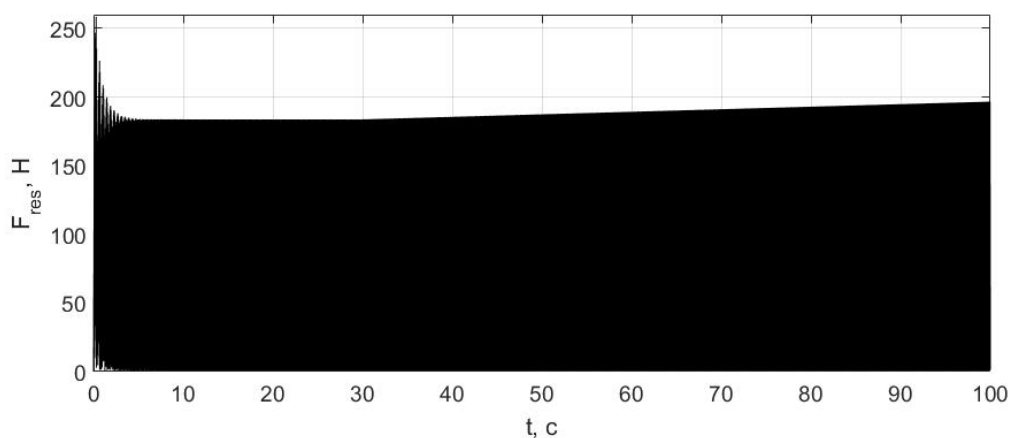


Рис. 5.9. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res}

Процессы показывают, что при фиксированной глубине резания a и растущей постоянной резания \tilde{K}_t нейросеть возвращает постоянно увеличивающуюся оценку глубины резания a^* , таким образом однозначно идентифицируя изменение параметров резания.

5.3 Нейросетевая адаптация с учётом износа инструмента и помех в датчиках при фрезеровании

Алгоритм нейросетевой адаптации состоит в следующем. Управляющая система постоянно накапливает отрезок сигнала горизонтальной упругой силы в датчике F_{sx} , длина которого принята равной половине секунды. Для этого отрезка рассчитываются показатели, поступающие на вход нейронной сети. Нейронная сеть выдаёт оценку глубины резания a^* и значение экспертной оценки, которая принимает значение от нуля до единицы. Далее в случае, если оценка a^* оказывается больше, чем текущая задаваемая глубина резания a , а экспертная оценка превышает некоторое пороговое значение ψ , осуществляется компенсация за счёт коррекции глубины резания. В результате алгоритм компенсации влияния факторов неопределённости можно записать в виде итерационной процедуры

$$a_i = \begin{cases} a_{i-1}, & \exists 0 \leq \alpha \cap a^* \leq a_{i-1}, \\ \frac{a_{reg} \cdot a_{i-1}}{a_{i-1}^*}, & \exists 0 > \alpha \cup a^* > a_{i-1}. \end{cases}$$

где a_{i-1} – глубина резания, задаваемая технологически в предыдущий период дискретизации; a_i – глубина резания, которая будет задаваться в следующий период дискретизации; a_{i-1}^* – оценка глубины резания за последний период дискретизации, выдаваемая нейронной сетью; a_{reg} – регламентированная глубина резания, которая задавалась изначально при неизношенном инструменте, то есть $a_{reg} = a_0$. При моделировании считалось, что $a_{reg} = 0,0092$ м. Пороговое значение экспертной оценки принималось равным $\alpha = 0,2$. Все прочие параметры режима фрезерования идентичны используемым ранее. Проверка условий срабатывания алгоритма по умолчанию производится один раз в две секунды.

5.3.1 Адаптация с учётом экспертных оценок качества обрабатываемой поверхности

Моделируется работа управляющей системы на базе нейронной сети, настроенной по показателям качества обработанной поверхности. Пусть износ инструмента реализуется по механизму роста постоянной резания:

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,002 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с}.$$

Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлены на рис. 5.10.

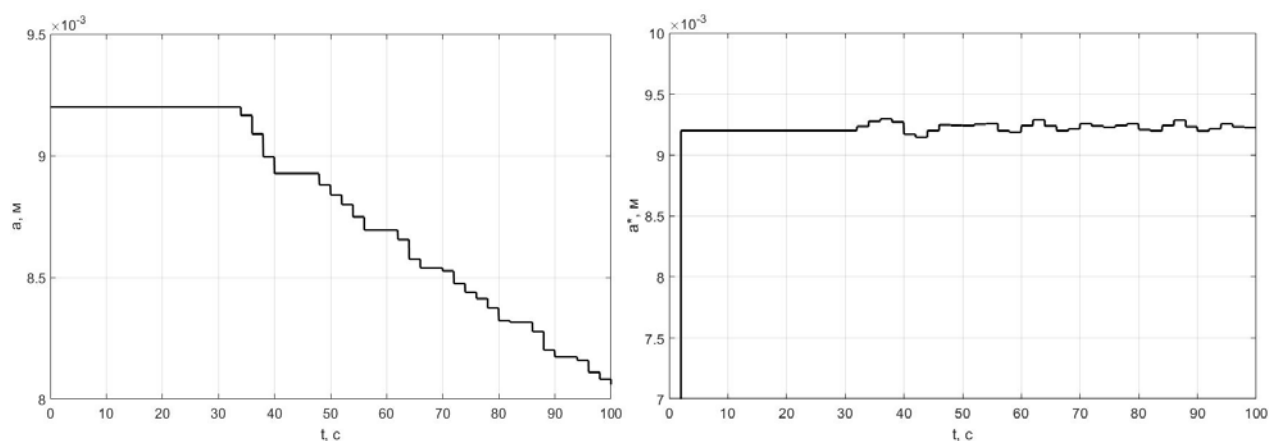


Рис. 5.10. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.11.

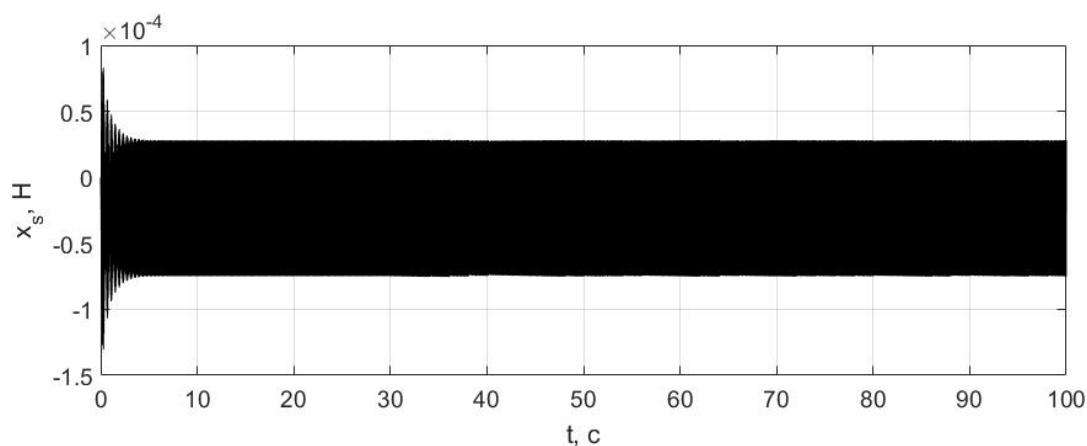


Рис. 5.11. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.12.

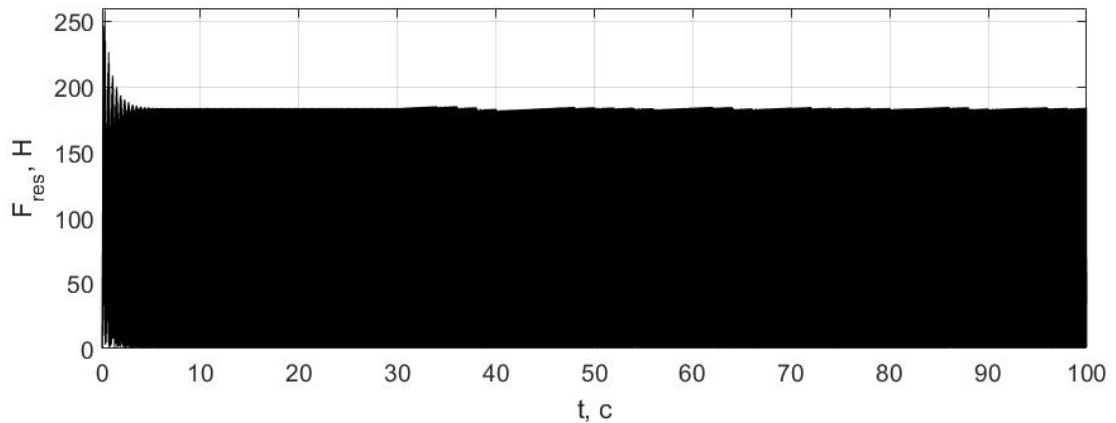


Рис. 5.12. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Пусть износ инструмента реализуется по механизмам роста постоянной резания и внесения дополнительного демпфирования

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,005 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 0, t \leq 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 70 \cdot (t - 30), t > 30 \text{ с}.$$

Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлены на рис. 5.13.

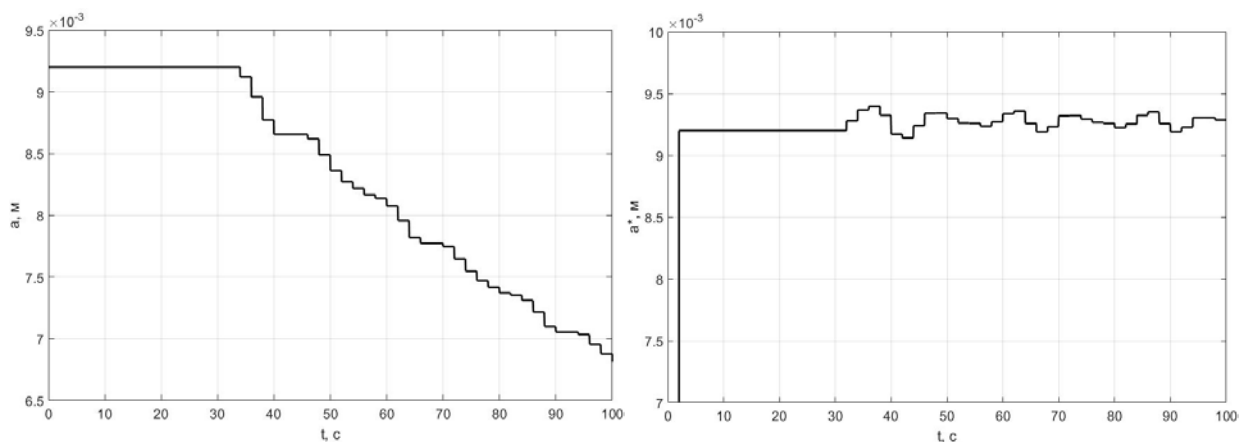


Рис. 5.13. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.14.

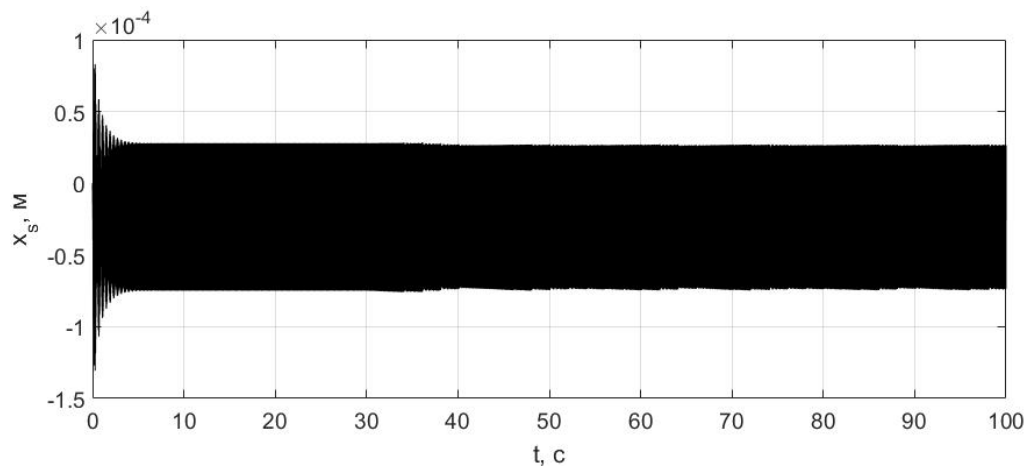


Рис. 5.14. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.15.

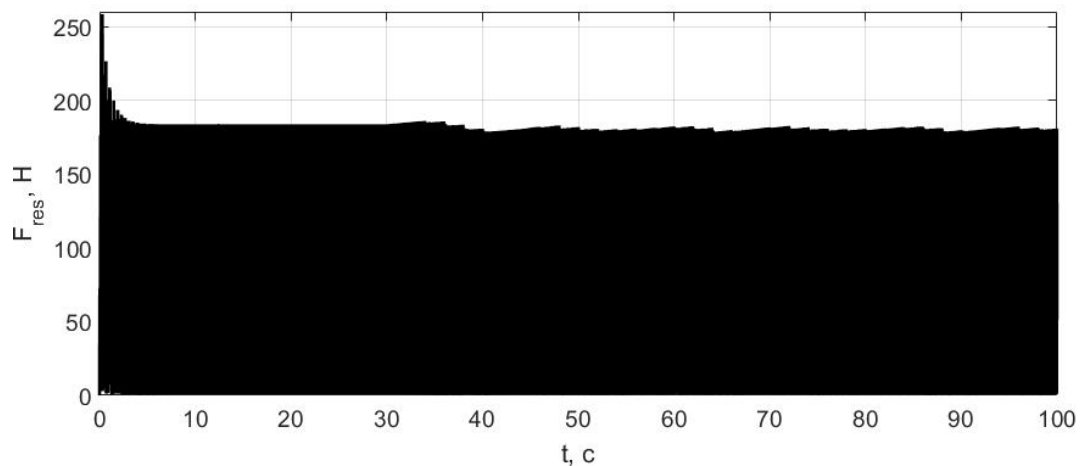


Рис. 5.15. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Пусть износ инструмента реализуется по механизму роста постоянной резания и внесения дополнительного демпфирования

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,005 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 0, t \leq 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 70 \cdot (t - 30), t > 30 \text{ с.}$$

Дополнительно к износу инструмента в результате накопления ошибок в датчиках скорости горизонтального движения носителя и силы вертикального прижатия инструмента к поверхности формируются ошибки по подаче и глубине резания:

$$S(t) = S, t \leq 30 \text{ с,}$$

$$S(t) = S + \Delta S(t) = S + 0,000001 \cdot (t - 30), t \geq 30 \text{ с,}$$

$$a(t) = a, t \leq 30 \text{ с,}$$

$$a(t) = a + \Delta a(t) = a + 0,000001 \cdot (t - 30), t \geq 30 \text{ с.}$$

Процессы глубины резания a (слева) и a^* (справа) представлен на рис. 5.16.

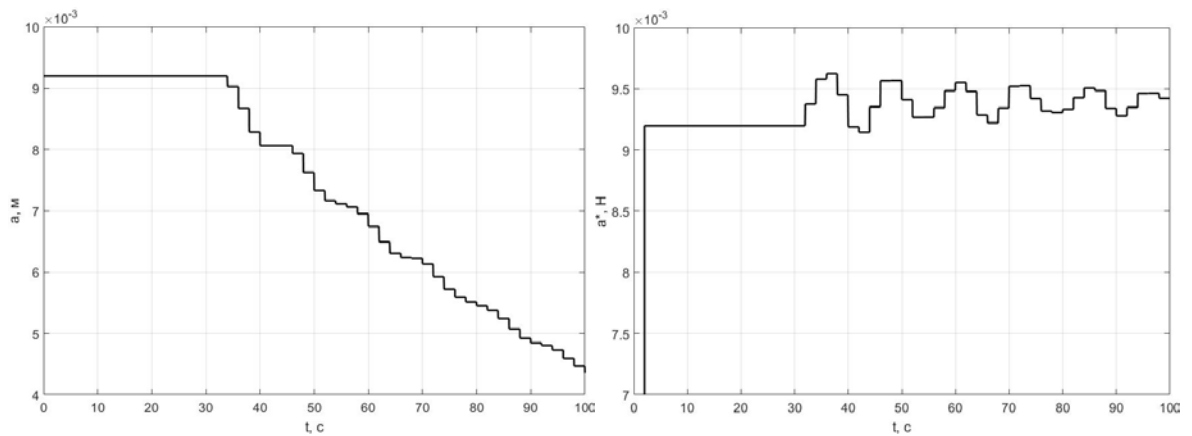


Рис. 5.16. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.17.

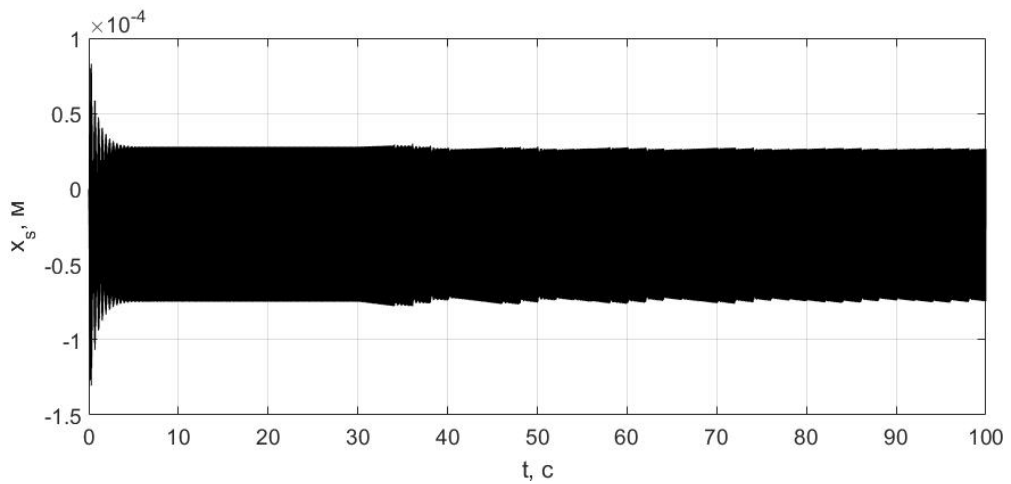


Рис. 5.17. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.18.

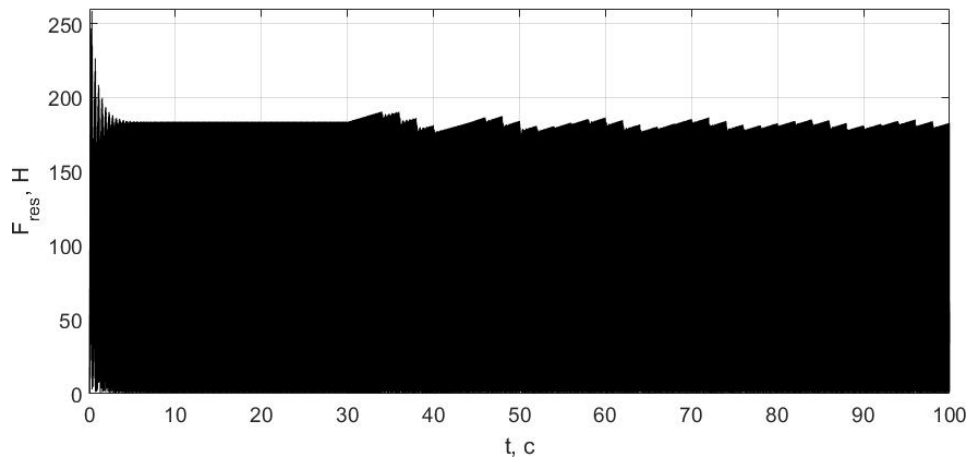


Рис. 5.18. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Представленные результаты показывают, что за счёт изменения задаваемой глубины резания a удаётся скомпенсировать изменения динамики процесса фрезерования, вызванные износом инструмента и помехами в датчиках. Видно, что процессы горизонтальной координаты инструмента x_s и результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} удаётся поддерживать на практически постоянном уровне.

Важно понимать, что при моделировании скорость износа подобрана так, чтобы в течение ста секунд сила контактного взаимодействия возрастала практически вдвое. На практике такой износ может реализовываться гораздо дольше. Период

проверки выполнения условий срабатывания алгоритма две секунды позволяет наглядно продемонстрировать процессы в системе. За счёт его уменьшения, а также изменения порогового значения экспертной оценки α можно значительно уменьшить отклонения процессов от нормы.

Далее представлены результаты моделирования при том же характере износа инструмента и роста ошибки в датчиках, но с периодом проверки выполнения условий срабатывания алгоритма компенсации не две секунды, а одна. Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлен на рис. 5.19.

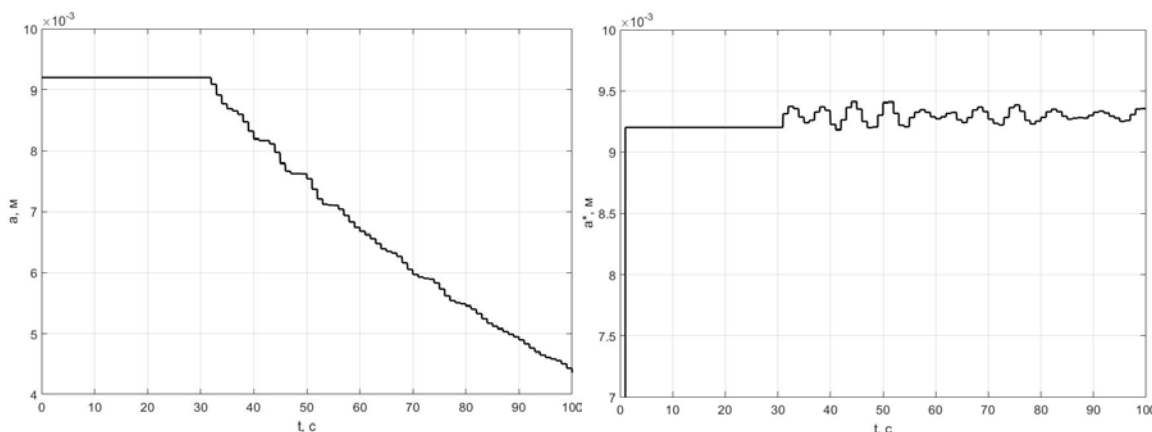


Рис. 5.19. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.20.

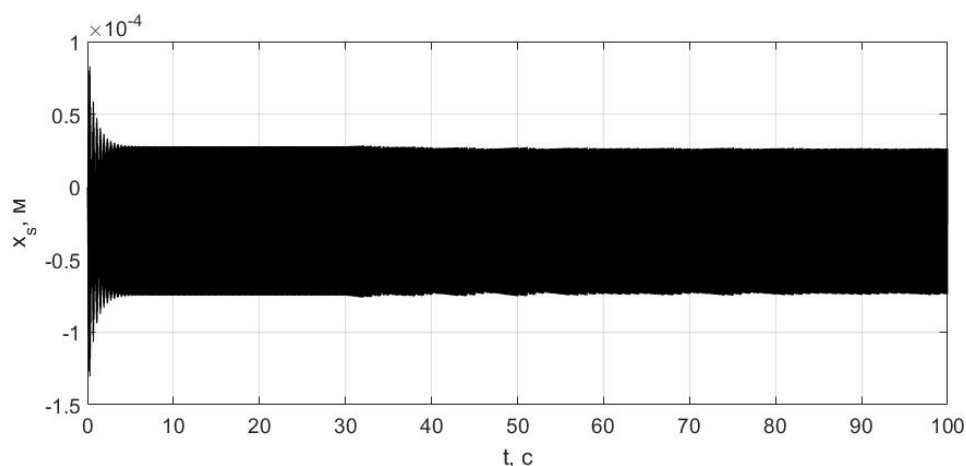


Рис. 5.20. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.21.

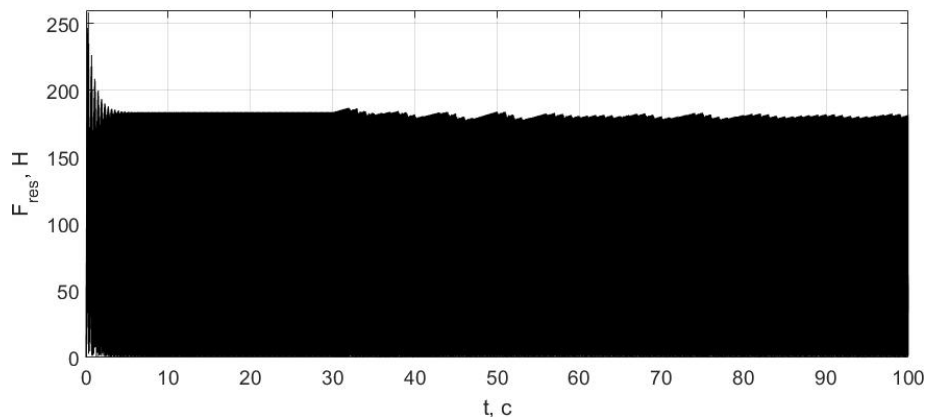


Рис. 5.21. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Процессы показывают, что за счёт уменьшения периода проверки выполнения условий срабатывания алгоритма компенсации алгоритма компенсации удаётся уменьшить отклонение амплитуд результирующей горизонтальной упругой силы F_{res} и горизонтальной координаты инструмента x_s от нормы до приблизительно 2-3%.

5.3.2 Адаптация с учётом экспертных оценок прочности конструкции

Моделируется работа управляющей системы на базе нейронной сети, настроенной по показателям прочности конструкции. Пусть износ инструмента реализуется по механизму роста постоянной резания

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,002 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с}.$$

Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлен на рис. 5.22.

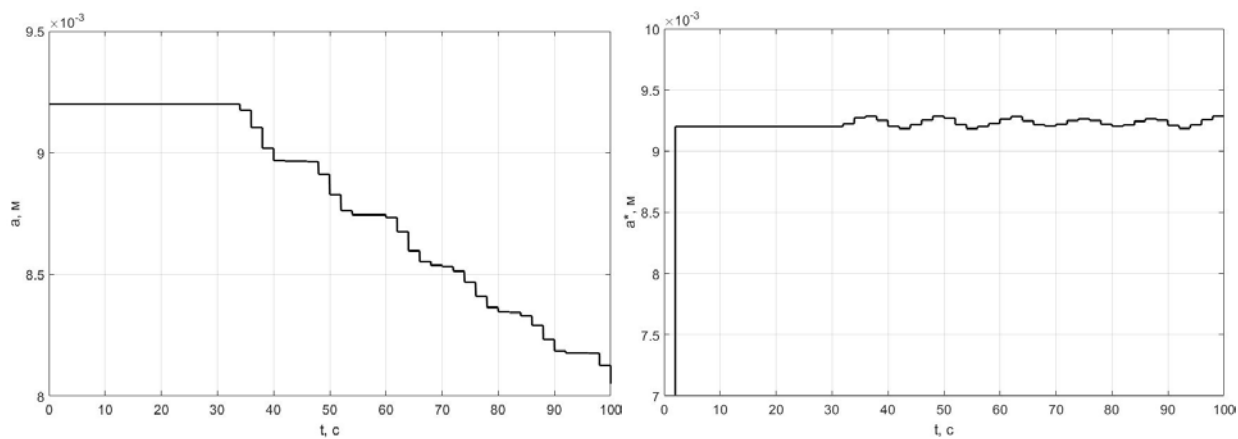


Рис. 5.22. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.23.

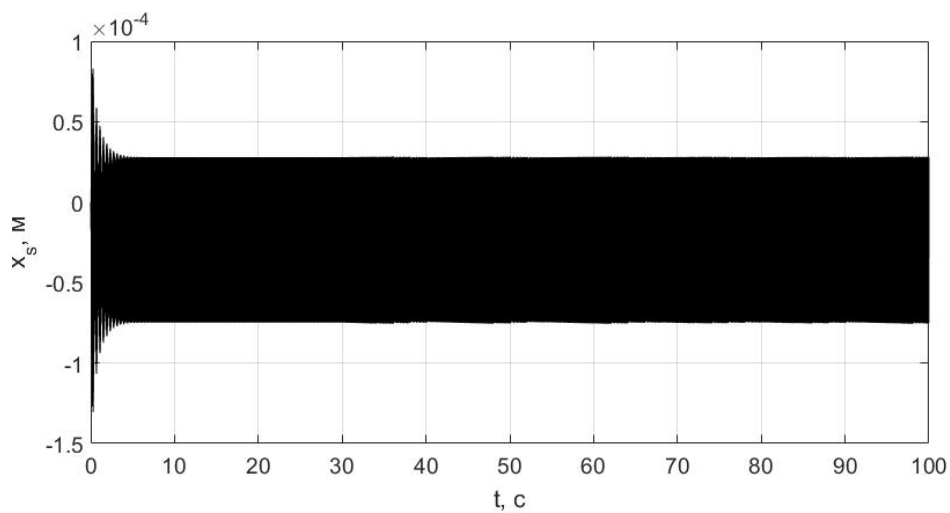


Рис. 5.23. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.24.

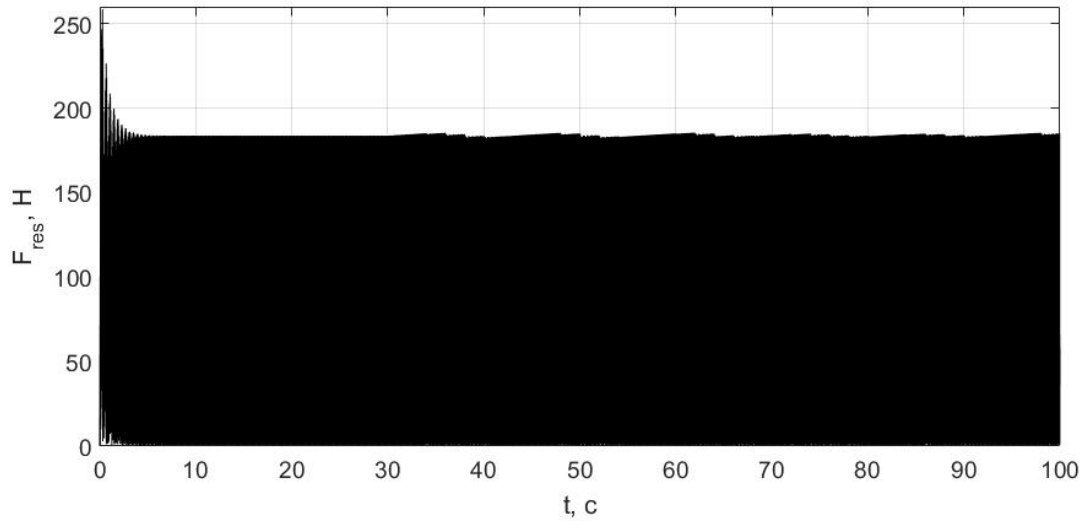


Рис. 5.24. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Пусть износ инструмента реализуется по механизмам роста постоянной резания и внесения дополнительного демпфирования

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,005 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 0, t \leq 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 70 \cdot (t - 30), t > 30 \text{ с}.$$

Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлен на рис. 5.25.

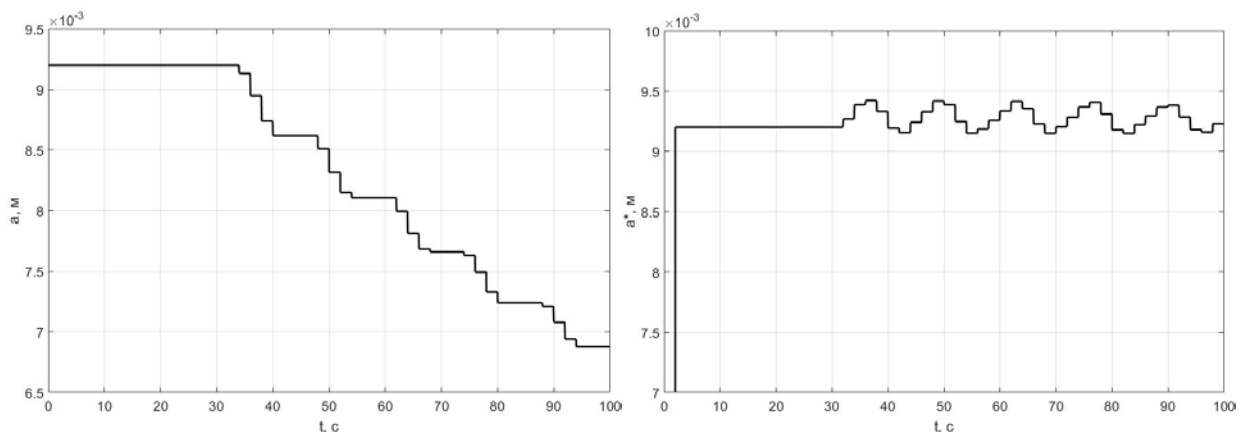


Рис. 5.25. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.26.

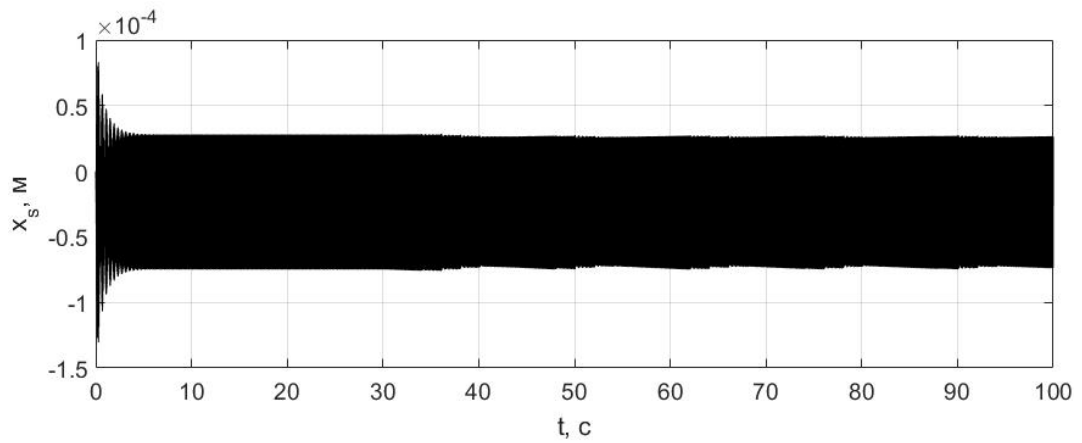


Рис. 5.26. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.27.

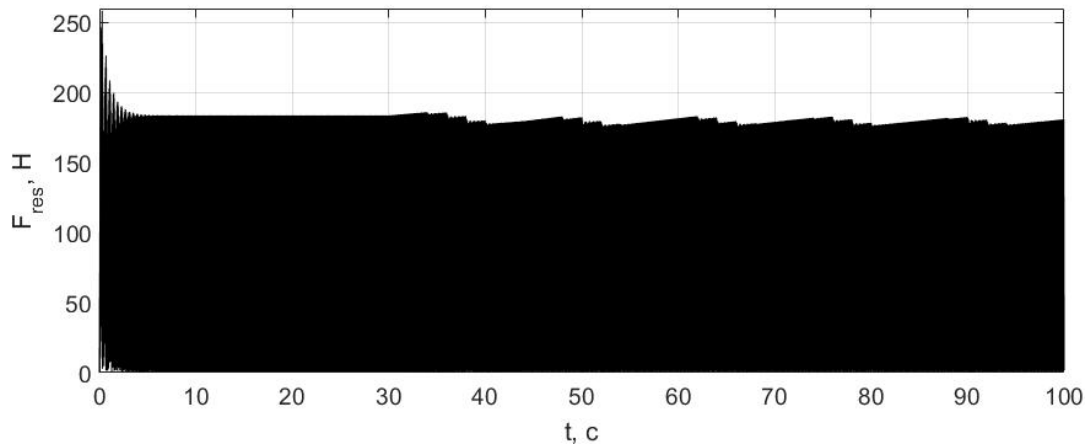


Рис. 5.27. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Пусть износ инструмента реализуется по механизмам роста постоянной резания и внесения дополнительного демпфирования

$$\tilde{K}_t(t) = K_t, t \leq 30 \text{ с},$$

$$\tilde{K}_t(t) = K_t(1 + 0,005 \cdot (t - 30)), t > 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 0, t \leq 30 \text{ с},$$

$$C(t) = 70 \cdot (t - 30), t > 30 \text{ с}.$$

Дополнительно к износу инструмента в результате накопления ошибок в датчиках скорости горизонтального движения носителя и силы вертикального

прижатия инструмента к поверхности формируются ошибки по подаче инструмента и глубине резания:

$$S(t) = S, t \leq 30 \text{ с},$$

$$S(t) = S + \Delta S(t) = S + 0,000001 \cdot (t - 30), t \geq 30 \text{ с},$$

$$a(t) = a, t \leq 30 \text{ с},$$

$$a(t) = a + \Delta a(t) = a + 0,00001 \cdot (t - 30), t \geq 30 \text{ с}.$$

Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлен на рис. 5.28.

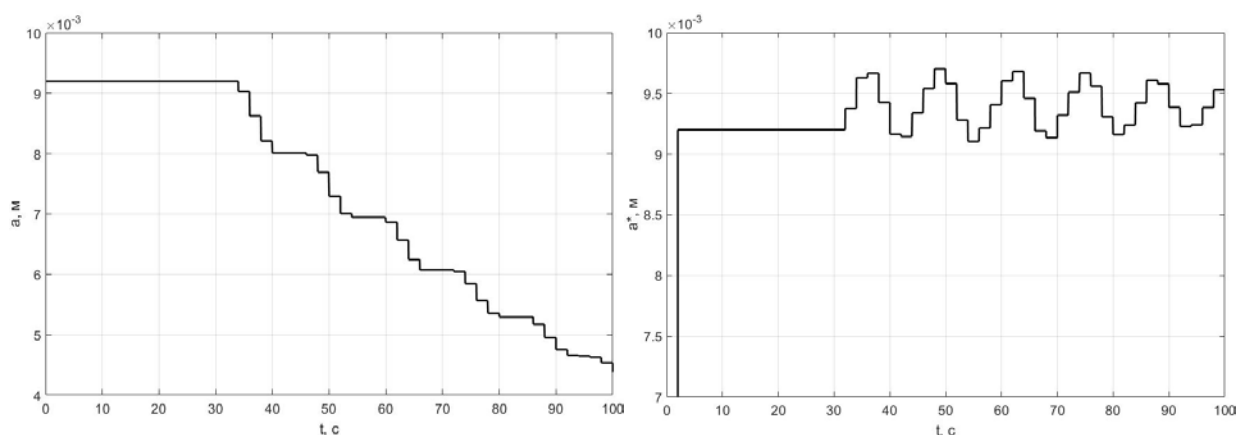


Рис. 5.28. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.29.

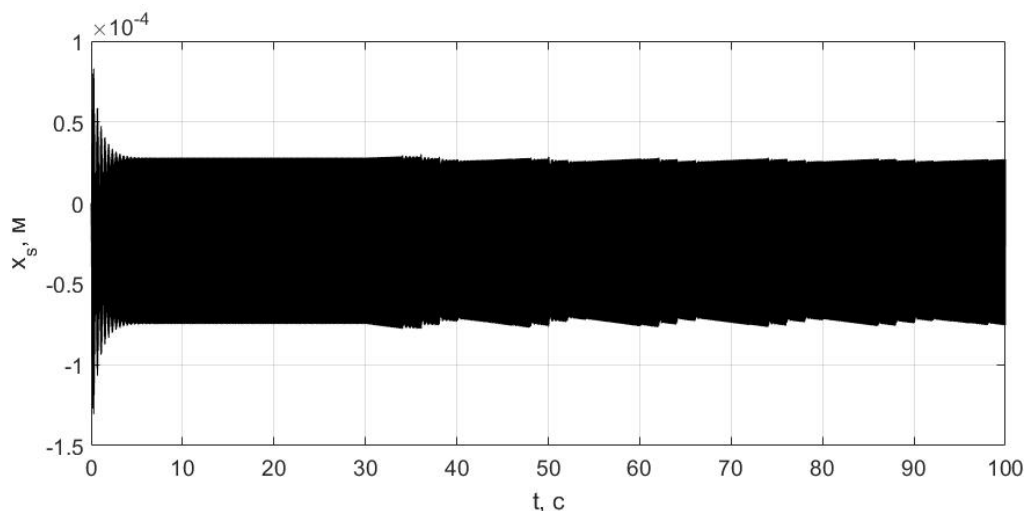


Рис. 5.29. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.30.

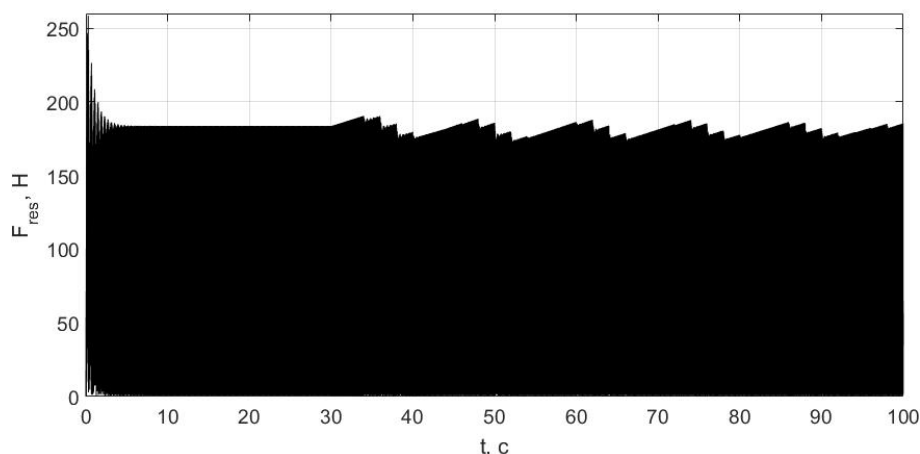


Рис. 5.30. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Представленные результаты показывают, управляющая система базе нейронной сети, обученной по экспертным оценкам прочности конструкции, также позволяет за счёт коррекции глубины резания a компенсировать отклонения процесса фрезерования от нормы, вызванные износом инструмента и помехами в датчиках. Далее представлены результаты моделирования при том же характере износа инструмента и роста ошибки в датчиках, но с периодом проверки выполнения условий срабатывания алгоритма компенсации не две секунды, а одна. Процессы глубины резания a (слева) и оценки глубины резания a^* (справа) представлен на рис. 5.31.

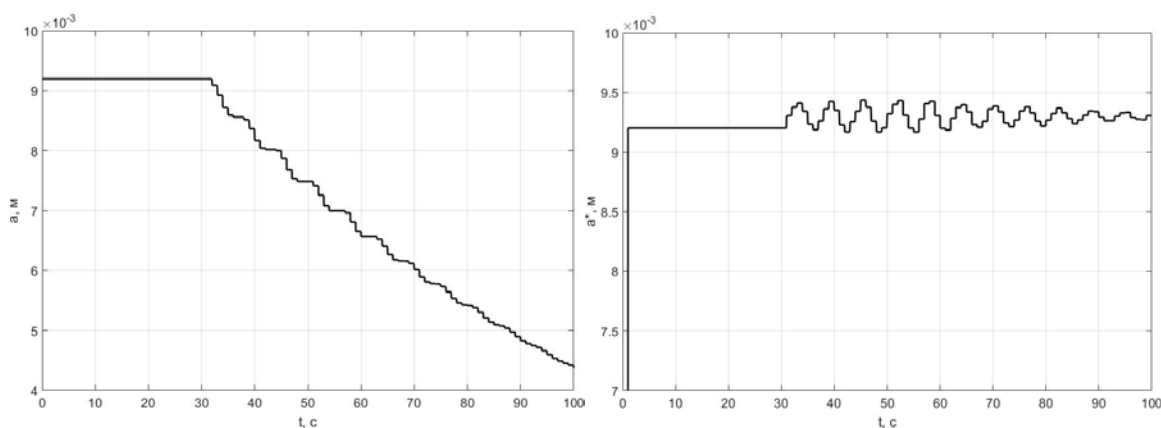


Рис. 5.31. Процессы глубины резания a и её оценки a^*

Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s представлен на рис. 5.32.

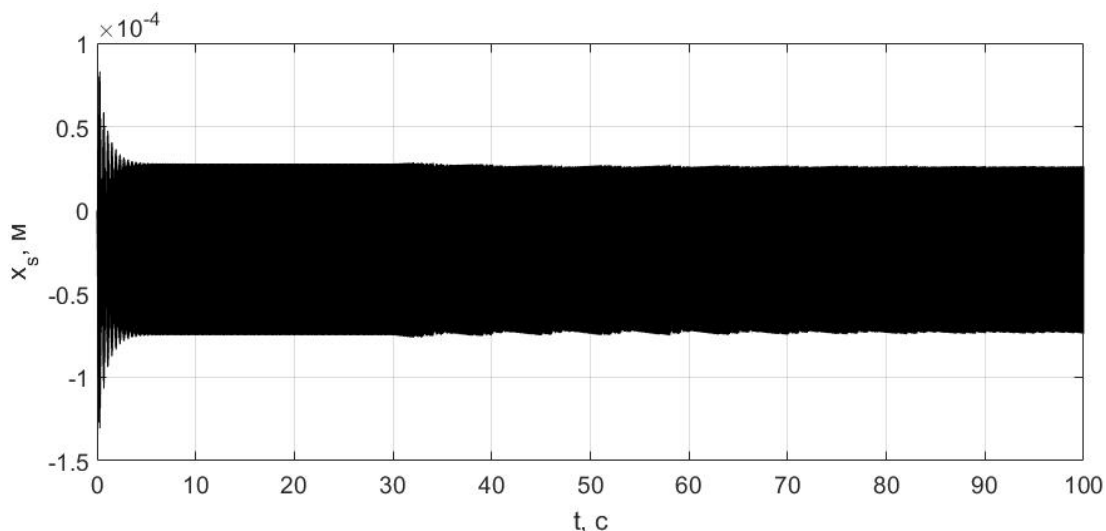


Рис. 5.32. Процесс горизонтальной координаты инструмента x_s

Процесс результирующей горизонтальной упругой силы в датчике F_{res} представлен на рис. 5.33.

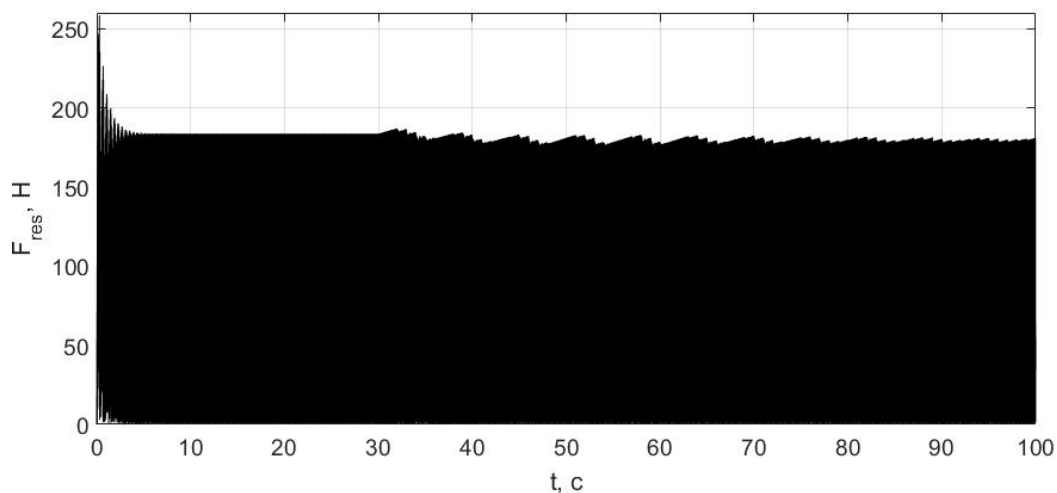


Рис. 5.33. Процесс результирующей горизонтальной упругой силы F_{res}

Процессы показывают, что за счёт уменьшения периода проверки выполнения условий срабатывания алгоритма компенсации удаётся уменьшить отклонения от нормального значения амплитуды.

Выводы по пятой главе

Использование управляющих систем на базе ИНС позволяет идентифицировать процессы медленного изменения параметров системы по оценкам показателей сигнала силового датчика. Настроенные по различным критериям экспертных оценок нейронные сети позволяют подавлять нарастание амплитуды силы контактного взаимодействия инструмента с поверхностью. Важно отметить, что экспериментальные данные для настройки ИНС получались за счёт варьирования глубины резания, то есть условного моделирования износа по механизму возрастания постоянной резания K_t . При этом результаты моделирования показывают, что обученные таким образом нейронные сети могут обеспечивать адаптацию процесса фрезерования к износу инструмента с учётом внесения дополнительного демпфирования в систему (эффект «process damping»), а также помех в датчиках скорости и координаты носителя.

Заключение

В настоящей работе исследована проблема детектирования и подавления нежелательных эффектов при механообработке на предельных параметрах, обеспечивающих максимальную производительность. Для определения ключевых показателей динамики системы была разработана математическая модель движения управляемой системы «носитель – инструмент – обрабатываемая поверхность» с учётом нелинейных сил взаимодействия инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Математическим моделированием получена взаимосвязь между параметрами режима механообработки и показателями динамики системы «носитель – инструмент – обрабатываемая поверхность», по которым можно своевременно идентифицировать нежелательные явления.

Для борьбы с нежелательными динамическими эффектами была разработана структура управляющей системы, дополняющей штатную систему позиционно-силового управления и обеспечивающей своевременную коррекцию параметров режима механообработки. Разработанные алгоритмы детектирования и подавления нежелательных режимов реализованы при помощи логических переключающих устройств. Проведено математическое моделирование работы управляющей системы. Продемонстрирована возможность своевременного детектирования и подавления вынужденных колебаний на околорезонансных частотах и двух типов автоколебаний, характерных для процессов механообработки, за счёт коррекции подачи инструмента и глубины резания.

Разработана структура управляющей системы на базе ИНС, позволяющей идентифицировать процесс износа инструмента, плохо поддающийся прогнозированию и моделированию. Проведено обучение ИНС по показателям качества обработанной поверхности и прочности конструкции. Продемонстрирована работоспособность управляющей системы на базе ИНС в условиях априорной неопределённости закона прогрессирования износа инструмента и растущих помех в датчиках скорости и положения носителя.

Список литературы

1. Асташев В.К., Корендясев Г. К. О моделях возбуждения автоколебаний при резании металлов // Вестник научно-технического развития. – 2012. – № 5. – С. 19-25.
2. Асташев В.К., Корендясев Г.К. Термомеханическая модель возникновения автоколебаний при резании // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. – №3. – С. 3-7.
3. Байдина Т.А., Бурдаков С.Ф. Управление автоколебаниями при контактном взаимодействии робота с обрабатываемой поверхностью в условиях нелинейного трения // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – 2018. – Т. 11. – № 1. – С. 65–74.
4. Байдина Т.А., Бурдаков С.Ф., Шагниева О.Б., Шаньшин И.К. Управление вибрациями при контакте робота с поверхностью// Экстремальная робототехника и конверсионные тенденции: сборник тезисов Международной научно-технической конференции. – Санкт-Петербург: ИПЦ ООО “Политехника-принт”, 2018. – С. 107-108.
5. Байдина Т.А., Бурдаков С.Ф., Шагниева О.Б., Шаньшин И.К. Управление вибрациями при контакте робота с поверхностью // ЭКСТРЕМАЛЬНАЯ РОБОТОТЕХНИКА И КОНВЕРСИОННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ // Труды Международной научно-технической конференции. – Санкт-Петербург, 2018. – С. 236-242.
6. Байдина Т.А., Бурдаков С.Ф., Шагниева О.Б. Управление импульсным сглаживанием фрикционных автоколебаний при контактном взаимодействии робота с обрабатываемой поверхностью // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – 2018. – Т. 11. – № 4. – С. 119-129.
7. Байдина Т.А., Бурдаков С.Ф., Шагниева О.Б., Шаньшин И.К. Управление контактным взаимодействием робота с обрабатываемой поверхностью // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики:

IPDME-2018, Сборник тезисов / Санкт-Петербургский горный университет. СПб. – 2018. – С. 43.

8. Байдина Т.А., Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Контактное взаимодействие робота с поверхностью неопределённого профиля при активном креплении силового сенсора// Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт прикладной математики и механики. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2016. – 43-45 с.

9. Байдина Т.А., Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Управление вибрационным состоянием робота при силовом взаимодействии с шероховатой поверхностью неопределённого профиля // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – №4. – 2016. – С. 43-52.

10. Бирбраер А.Н. Расчёт конструкций на сейсмостойкость. – СПб.: Наука, 1998. – 255 с.

11. Брагин В. Б., Войлов Ю. Г., Жаботинский Ю. Д. и др. Системы очувствления и адаптивные промышленные роботы / Под общ. Ред. Попова Е. П., Клюева В.В.. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

12. Бурдаков С. Ф., Шагниев О. Б. Модели механики в задаче управления силовым взаимодействием робота с поверхностью неопределенного профиля// Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – 2015. – №4. – С. 68-79.

13. Воронов С.А., Непочатов А.В., Киселёв И.А. Критерии оценки устойчивости процесса фрезерования нежестких деталей // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – № 1. – С. 50–62.

14. Гайворонский Е.Г., Кеглин Б.Г. Особенности фрикционных автоколебаний в континуальной системе // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – №11. – С. 3- 9.

15. Гориневский Д.М., Формальский А.М., Шнейдер А.Ю. Управление манипуляционными системами на основе информации об усилиях / Под ред. В.С. Гурфинкеля и Е.А. Девянина. – М.: Физматлит, 1994. – 368 с.

16. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов. – М.: Высшая школа, 1985. – 304 с.
17. Дроздов Н.А. К вопросу о вибрациях станка при токарной обработке // Станки и инструмент. – 1937. – №12. – С. 5-9.
18. Егоров И.Н. Позиционно-силовое управление робототехническими и мехатронными устройствами. – Владимир: Изд-во Владимир. Гос. ун-та, 2010. – 192 с.
19. Егупов Н.Д. Методы робастного, нейро-нечёткого и адаптивного управления: Учебник. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 744 с.
20. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение, 1986. – 184 с.
21. Заковоротный В. Л., Фам Д. Т., Быкадор В. С. Самоорганизация и бифуркации динамической системы обработки металлов резанием // Изв. вузов. ПНД. – 2014. – № 3. – С. 26-39.
22. Иванов И.И., Воронов С.А., Николаев С.М., Куць В.А. Моделирование вибраций при плоском фрезеровании с коррекцией частоты вращения в режиме реального времени // Наука и Образование МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. Журн. – 2017. – № 3. – С. 1–16.
23. Ильницкий И.И. Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения. – М. – Свердловск: Машгиз, 1958. – 144 с.
24. Каширин А.И. Исследование вибраций при резании. – М.: Изд-во АН СССР, 1944. – 262 с.
25. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 200 с.
26. Корендясев Г. К. О конечно-элементном моделировании процесса обработки металлов резанием (Часть 1) // Вестник научно-технического развития. – 2015. – № 2. – С. 14-24.
27. Корендясев Г. К. О конечно-элементном моделировании процесса обработки металлов резанием (Часть 2) // Вестник научно-технического развития. – 2015. – № 3. – С. 14-24.

28. Кравченко К.Ю., Кугаевский С.С., Журавлев М.П., Элькинд Д.М. Операционный модальный анализ для определения собственных частот колебаний // Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение. – 2017. – Т. 19. – № 2. – С. 21-35.
29. Крагельский И.В., Гитис Н.В. Фрикционные автоколебания. – М.: Наука, 1987. – 181с.
30. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
31. Мурашкин Л.С., Мурашкин С.Л. Прикладная нелинейная механика станков. – Л.: Машиностроение, 1977. – 192 с.
32. Николенко С., Кадурич А., Архангельская Е. Глубокое обучение. – СПб.: Питер, 2018. – 480 с.
33. Орликов М. Л. Динамика станков. 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 272 с.
34. Панов А.А., Аникин В.В., Бойм М.Г. и др. Обработка металлов резанием. Справочник технолога. / под общ. ред. А.А. Панова. – М.: Машиностроение, 2004. – 784 с.
35. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления: Учеб. Пособ. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 616 с.
36. Попов В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. – М.: Физматлит, 2013. – 352 с.
37. Свинин В.М. Исследование кинематических и динамических характеристик головки для модуляции скорости резания и выбор ее конструктивных параметров // Учёные записки Забайкальского государственного университета. Физика, Математика, техника, технология. – 2010. – С. 85–97.
38. Соколовский А.П. Жесткость в технологии машиностроения. – М.: Машгиз, 1946. – 206 с.
39. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс, 2-е издание.: Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2006. – 1104 с.
40. Хусу А.П., Витенберг Ю.Р., Пальмов В.А. Шероховатость поверхности (теоретико-вероятностный подход). – М.: Наука, 1975. – 344 с.

41. Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Использование многокомпонентного датчика в задаче управления силовым взаимодействием робота с поверхностью неопределённого профиля // Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт прикладной математики и механики. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015. – 116-118 с.
42. Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Стабилизация силового взаимодействия робота с обрабатываемой поверхностью // Системный анализ в проектировании и управлении: сб. науч. тр. XXII Междунар. науч.-практич. конф. 22-24 мая 2018 г. Ч. 2. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2018. – С. 220-224.
43. Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Стабилизация силового взаимодействия робота с поверхностью неопределённого профиля // Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт прикладной математики и механики. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2014. – 70-72 с.
44. Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Управление вибрационным состоянием робота в условиях экстремальных нагрузок при механообработке // Сборник тезисов 30-й международной научно-технической конференции «Экстремальная робототехника». – Санкт-Петербург: ООО «Издательско-полиграфический комплекс «Гангут»», 2019. – С. 141-143.
45. Шагниев О.Б., Федоренко Р.В., Логинов И.Н., Кириенко И.Д. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019616158 «Программа обработки цифровых данных частотных спектров вибрационных воздействий»
46. Шагниев О.Б., Шаньшин И.К., Бурдаков С.Ф. Управление регенеративными автоколебаниями в процессе фрезерования // Мехатроника. Автоматизация. Управление. – 2019. – №5. – С. 291-298.
47. Шаньшин И.К., Бурдаков С.Ф., Шагниев О.Б. Адаптивное подавление неустойчивых регенеративных автоколебаний при фрезеровании выбором глубины резания // Инновации в науке и практике / Сборник статей по материалам X международной научно-практической конференции. Ч.1. – Уфа: Изд. НИЦ Вестник науки, 2018. – С. 182-192.

48. Шаньшин И.К., Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Адаптивное подавление неустойчивых регенеративных автоколебаний выбором глубины резания // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт прикладной математики и механики. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. – С. 338-341.
49. Шаньшин И.К., Шагниев О.Б., Бурдаков С.Ф. Моделирование регенеративных автоколебаний при фрезеровании // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт прикладной математики и механики. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. – С. 341-344.
50. Эльясберг М.Е. Автоколебания металлорежущих станков: Теория и практика. – СПб: Особое КБ станкостроения, 1993. – 180 с.
51. Энандон Т.М. Почему роботы вытесняют классические станки // CAD/CAM/CAE Observer. – 2014. – №1. – Т. 85. – С. 81-87.
52. Юревич Е.И. Сенсорные системы в робототехнике: учеб. Пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 100 с.
53. Юревич Е.И., Каляев И.А., Лохин В.М., Макаров И.М. Интеллектуальные роботы: учебное пособие для вузов / под общей ред. Е.И. Юревича. – М.: Машиностроение, 2007. – 360 с.
54. Ющенко А. С. Управление роботами с использованием нечеткой логики: состояние и проблемы // Новости искусственного интеллекта. – 2006. – № 1. – С. 119–130.
55. ABB product specification IRB 6660 [<https://search-ext.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=3HAC028207-001&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch>]
56. ABB RobotWare Machining FC. Force control for machining [https://search-ext.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=PR10339EN_R4&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch]
57. Altintas Y. Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. 2nd ed. – Cambridge University press, 2012. – 382 p.

58. Altintas Y., Eynian M., Onozuka H. Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping // *Annals of the CIRP*. – 2008. – Vol. 57. – Iss. 1. – P. 371-374.
59. Altintas Y., Stepan G., Merdol D., Dombovari Z. Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain // *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. – 2008. – №1. – P. 35–44.
60. Budak E. Analytical models for high performance milling. Part II: Process dynamics and stability // *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. – 2006. – Vol. 46. – P. 1489–1499.
61. Budak E. Maximizing Chatter Free Material Removal Rate in Milling through Optimal Selection of Axial and Radial Depth of Cut Pairs // *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. – 2005. – Vol. 54. – Iss. 1. – P. 353–356.
62. Cen L., Melkote S.N. Effect of Robot Dynamics on the Machining Forces in Robotic Milling // *Procedia Manufacturing*. – 2017. – Vol. 10. – P. 486 – 496.
63. Chen Y., Dong F. Robot machining: recent development and future research issues // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2013. – Vol. 66. – P. 1489-1497.
64. Chuangwen X., Jianming D., Yuzhen C., Huaiyuan L., Zhicheng S., Jing X. The relationships between cutting parameters, tool wear, cutting force and vibration // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2018. – Vol. 10. – Iss. 1. – P. 1–14.
65. De Luca A., Manes M. Hybrid force-position control for robots in contact with dynamic environments // *IFAC Proceedings*. – 1991. – Vol. 24. – Iss. 9. – P. 177-182.
66. Dombovari Z., Iglesias A., Zatarain M., Insperger T. Prediction of multiple dominant chatter frequencies in milling processes // *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. – 2011. – Vol. 51. – P. 457–464.
67. Edhi E., Hoshi T. Stabilization of High Frequency Chatter Vibration in Fine Boring by Friction Damper // *Journal of the International Societies for Precision Engineering & Nanotechnology*. – 2001. – Vol. 25. – P. 224–234.

68. Eynian M., Altintas Y. Chatter Stability of General Turning Operations with Process Damping // *Journal of Manufacturing Science & Engineering*. – 2009. – Vol. 131. – Iss. 4. – P. 041005-1 - 041005-10.
69. Electrospindles for 3&5 Axis and Robotic Integrations [https://www.hsd.it/bo/allegati/Files/2598_hsd_pieg_3ax-5ax_4ante_ita_uk_web.pdf]
70. Filippov A.V., Rubtsov V.E., Tarasov S. Yu., Podgornykh O.A., Shamarin N.N. Detecting transition to chatter mode in peakless tool turning by monitoring vibration and acoustic emission signals // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2018. – Vol. 95. – P. 157-169.
71. Gegg B., Suh C., Luo A. *Machine Tool Vibrations and Cutting Dynamics*. – New York: Springer, 2011. – 179 p.
72. Iglesias I., Sebastián M.A., Ares J.E. Overview of the state of robotic machining: Current situation and future potential // *Procedia Engineering*. – 2015. – Vol. 132. – P. 911 – 917.
73. Irgolic T., Cus F., Paulic M., Balic J. Prediction of Cutting Forces with Neural Network by Milling Functionally Graded Material // *Procedia Engineering*. – 2014. – Vol. 69. – P. 804 – 813.
74. Kilundu B., Dehombreux P., Chimentin X. Tool wear monitoring by machine learning techniques and singular spectrum analysis // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2011. – Vol. 25. – P. 400–415.
75. Lamraoui M., Barakat M., Thomas M., El Badaoui M. Chatter detection in milling machines by neural network classification and feature selection // *Journal of Vibration and Control*. – 2015. – Vol. 21. – Iss. 7. – P. 1251–1266.
76. Lewis F. W., Jagannathan S., Yesildirak A. *Neural network control of robot manipulators and nonlinear systems*. – London: Taylor & Francis, 1999. – 468 p.
77. Liang Q., Zhang D., Wu W., Zou K. Methods and Research for Multi-Component Cutting Force Sensing Devices and Approaches in Machining // *Sensors*. – 2016. – Vol. 16. – Iss. 11. – 19-26.

78. Liu Y., Wang Z., Liu K., Zhang Y. Chatter stability prediction in milling using time-varying uncertainties // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2017. – Vol. 89. – P 2627-2636.
79. Lyons R. *Understanding digital signal processing*. Third edition. – Boston: Prentice Hall, 2011. – 992 p.
80. Kim P. *MATLAB Deep Learning: With Machine Learning, Neural Networks and Artificial Intelligence*. – New York: Apress, 2017. – 172 p.
81. Monnin J., Kuster F., Wegener K. Optimal control for chatter mitigation in milling—Part 1: Modeling and control design // *Control Engineering Practice*. – 2014. – Vol. 24. – P. 156-166.
82. Munoa J., Beudaert X., Dombovari Z., Altintas Y., Budak E., Brecher C., Stepan G. Chatter suppression techniques in metal cutting // *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. – 2016. – Vol. 65. – P. 785–808.
83. Munoa J, Beudaert X, Erkorkmaz K, Iglesias A, Barrios A, Zatarain M Active Suppression of Structural Chatter Vibrations Using Machine Drives & Accelerometers. // *CIRP Annals*. – 2015. – Vol. 64. – Iss. 1. – P. 385–388.
84. Naifeh A.H., Pai P.F. *Linear and Nonlinear Structural Mechanics*. – New York: Wiley. – 2004. – 746 p.
85. Nosonovsky M., Mortazavi V. *Friction-Induced Vibrations and Self-Organization: Mechanics and Non-Equilibrium Thermodynamics of Sliding Contact*. – Boca Raton: CRC Press, 2013. – 333p.
86. Pan Z., Zhang H. Robotic machining from programming to process control // *7th World Congress on Intelligent Control and Automation*. – Chongqing, 2008. – P. 553-558.
87. Sencer B., Altintas Y., Croft E. Modeling and Control of Contouring Errors for Five-Axis Machine Tools—Part I: Modeling // *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. – 2009. – Vol. 131. – Iss. 3. – P. 031006-1 - 031006-8.
88. Shanshin I.K., Shagniev O.B., Burdakov S.F. Adaptive self-excited vibrations suppression during milling // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2019. – Vol. 1236. – 012051.

89. Siddhpura M., Paurobally R. Chatter stability and tool wear predictions in the presence of chatter vibrations for orthogonal turning process. // Australian Journal of Mechanical Engineering. – 2013. – Vol. 11. – Iss. 2. – P. 67-82.
90. Singh K., Singh R., Kartik V. Comparative Study of Chatter Detection Methods for High-Speed Micromilling of Ti6Al4V // Procedia Manufacturing. – 2015. – Vol.1. – P. 593-606.
91. Stone B. Chatter & Machine Tools. – Springer, 2014. – 260 p.
92. Sun S., Brandt M., Mo J. Evolution of tool wear and its effect on cutting forces during dry machining of Ti-6Al-4V alloy // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture. – 2014. – Vol. 228. – P. 191-202.
93. Teti R., Jemielniak K., O'Donnell G., Dornfeld D. Advanced monitoring of machining operations // CIRP Annals – Manufacturing Technology. – 2010. – Vol. 59. – P. 717-739.
94. Tlustý J., Poláček M. The stability of the machine tools against self-excited vibrations in machining// International Research in Production Engineering. – 1963. – Vol. 1. – Iss. 1. – P. 465–474.
95. Tobias S.A. Machine tool vibration. – New York: Wiley, 1961. – 352 p.
96. Tobias S.A., Fishwick W. The chatter of lathe tools under orthogonal cutting conditions // Transactions of ASME. – 1958. – Vol. 80. – Iss. 1. – P. 1079–1088.
97. Tyler C., Schmitz T. Analytical process damping stability prediction // Journal of Manufacturing Processes. – 2013. – Vol. 15. – P. 69-76.
98. van Dijk N, van de Wouw N, Doppenberg E, Oosterling H, Nijmeijer H. Chatter control in the high-speed milling process using μ -synthesis // American Control Conference, 2010. – P. 6121–6126.
99. van Dijk N., van de Wouw N., Doppenberg E., Oosterling H., Nijmeijer H. Robust active chatter control in the high-speed milling process // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2012. – Vol.20. – Iss.4. – P. 901–917.
100. Wan M., Ma Y.-C., Zhang W.-H., Yang Y. Study on the construction mechanism of stability lobes in milling process with multiple modes // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2015. – Vol. 79. – P. 589–603.

101. Weck M., Verhagg E., Gather M. Adaptive control of face milling operations with strategies for avoiding chatter-vibrations and for automatic cut distribution // CIRP Annals. – 1975. – Vol. 24. – Iss. 1. – P. 405 – 409.
102. Why ATI Force/TorqueSensors?
[https://www.youtube.com/watch?v=b4nz_hAh7qs]
103. Yan Y., Xu J., Wiercigroch M. Regenerative and frictional chatter in plunge grinding // Nonlinear Dynamics. – 2016. – Vol. 86. – Iss. 1. – P. 283-307.
104. Yuan L., Pan Z., Ding D., Sun S., Li W. A Review on Chatter in Robotic Machining Process Regarding Both Regenerative and Mode Coupling Mechanism // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – 2018. – Vol. 23. – Iss: 5. – P. 2240 – 2251.
105. Zhang L., Feng J., Wang Y., Chen M. Feedrate scheduling strategy for free-form surface machining through an integrated geometric and mechanistic model // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2009. – Vol. 40. – P. 1191–1201.

«УТВЕРЖДАЮ»

Первый заместитель генерального
директора - главный конструктор



Заграй В.Н.
2019 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Шагниева Олега Булатовича на соискание ученой степени кандидата технических наук

Комиссия в составе:

Председатель: Верхоглядов Сергей Андреевич, главный инженер
производства АО «СКБК»

Члены комиссии: Генкин Яков Владимирович, главный строитель АО «СКБК»
Проскуряков Кирилл Борисович, к.т.н., начальник сектора
прочности и надёжности АО «СКБК»

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Шагниева О.Б. «Алгоритмы автоматического подавления автоколебаний при силовом взаимодействии инструмента с обрабатываемой поверхностью» использованы на производстве АО «Специальное конструкторское бюро котлоостроения». Предложенная в диссертации методика измерения вибрационной нагрузки на фрезерный станок позволяет своевременно идентифицировать нежелательные вибрационные режимы и корректировать технологические параметры механообработки. Внедрение данной измерительной системы позволяет снизить процент брака и увеличить срок службы режущих инструментов.

Председатель:

Верхоглядов С.А.

Члены комиссии:

Генкин Я.В.

Проскуряков К.Б.