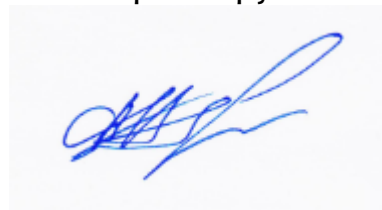




ТОМСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи



**Гаврилин Алексей Николаевич**

**КОНЦЕПЦИЯ ВИБРОЗАЩИТЫ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ  
ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ВИБРОМОНИТОРИНГА  
ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОЙ МЕХАНООБРАБОТКИ**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

05.02.02 – Машиноведение,  
системы приводов и детали машин

Томск – 2022

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ФГАОУ ВО НИ ТПУ)

**Научный консультант:**

Однокопылов Георгий Иванович

доктор технических наук, профессор отделения электроэнергетики и электротехники ИШЭ, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск

**Официальные оппоненты:**

Люкшин Борис Александрович

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механики и графики, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, г. Томск

Шалай Виктор Владимирович

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Омский государственный технический университет, г. Омск

Шеров Карибек Тагаевич

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование», Казахского агро-технического университета имени Сакена Сейфуллина, Республика Казахстан, г. Нур-Султан

Защита диссертации состоится 20 мая 2022 г. в 14:30 на заседании диссертационного совета ДС. ТПУ32 Национального исследовательского Томского политехнического университета по адресу: 634028, г. Томск, ул. Тимакова д. 12, ауд. 304.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке Томского политехнического университета и на сайте [dis.tpu.ru](http://dis.tpu.ru).

Автореферат разослан «18» февраля 2022 г.

Ученый секретарь  
Диссертационного совета ДС. ТПУ. 32  
кандидат технических наук



Сапрыкина Наталья Анатольевна

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность темы

Обеспечение эффективности, надежности и безопасности работы любого технологического, транспортного и энергетического оборудования требуют разработки и внедрения методов исследования процессов, влияющих на состояние технических объектов производства. Снижение уровня импульсно-вибрационных воздействий достигается путем применения способов и устройств виброзащиты, оценки технического состояния по результатам вибромониторинга, т. е. методов тестовой и функциональной диагностики с целью выявления дефектов оборудования и контроля допустимого уровня вибрации.

Особенность виброзащиты технологического оборудования для механообработки резанием обусловлена не только требованиями надежности, но и необходимостью высокой эффективности механообработки: качества, производительности, снижения энергозатрат, обеспечения ресурса работы его элементов (стойкости инструмента). Эта специфика требований заключается в том, что рассматриваемая технологическая система (ТС), высокоэффективная работа которой определяется значительным числом факторов, состоит из следующих элементов: деталь, инструмент, приспособление, станок (система ДИПС). К основным факторам можно отнести разрабатываемый технологический процесс, включающий в себя режимы механообработки, геометрию инструмента, упруго-инерционные и диссипативные параметры элементов ТС и др. параметры, которые определяются требуемой точностью и производительностью, физико-механическими свойствами детали и инструмента, жесткостью станка и виброактивностью вышеуказанных элементов. Повышенный уровень вибрации снижает не только ресурс работы и надежность работы его элементов, но и приводит к снижению качества обработки и снижению производительности, т. е. эффективности механообработки резанием. В дальнейшем под термином эффективность механообработки понимается комплексный критерий, характеризующий качество, производительность, ресурс работы элементов ТС.

### Степень проработанности темы

Фундаментальные основы изучения физико-механических процессов при механообработке резанием, а также исследования по снижению уровня вибраций разрабатывались и проводятся в различных научных школах: Станкина, ВНИИ Инструмент, МВТУ, ТюмГНГУ, ИрГТУ, БелГТУ, ОмГТУ, ТулГТУ, КузГТУ и др.: В.Н. Андреева, С.А. Васина, Б.П. Бармина, И.Г. Жаркова, А.В. Лукьянова, В.Н. Подураева, Ю.В. Подураева, В.А. Кудинова, М. Гамини, Н.А. Дроздова, Ю.И. Городецкого, А.Р. Маслова, С.Н. Григорьева, С.В. Грубого, М.П. Козочкина, В.А. Синопальникова, В.А. Потапова, М.Е. Эльясберга, Б.И. Черпакова, Н.И. Резникова, А.И. Созинова, В.М. Утенкова, Ю.М. Соломенцева, С.П. Протопопова, В.Г. Митрофанова, И.А. Соколовского, А.П. Кудрявцева, А.И. Каширина, Н.А. Дроздова, В.М. Свирина, П.А. Лончих, Е.В. Артамонова, М.С. Чепчурова, А.Ю. Попова, В.С. Кушнер, А.Н. Короткова, С.И. Петрушина. В работах ученых ТПУ: А.М. Розенберга, Ю.А. Розенберга, Н.Н. Зорева, М.Ф. Полетика, Г.Л. Куфарева, В.В. Брюхова, Д.В. Кожевникова, С.В. Кирсанова, Г.И. Коровина. В работах зарубежных ученых: Y. Altintas, K. Ahmadi, R. Komandurr, Van Turcovich, A. Savilov, G. Campatelli, C. Cempel, P. Doolan, S. Engin, S. Jayaram, S.A. Jensen, S. Liang, Y. Richard, S. Sastry, H. Schulz, G. Yucesan, B. Denkena, D. Biermann, P.J. Arrazola, T. Ozel, D. Umbrello, M. Davies, I.S. Jawahir. Теоретические и экспериментальные исследования по снижению уровня вибраций в машинах, в том числе возникающих при механообработке, рассмотрены в работах: К.В. Фролова, А.А. Алифова, Я.Г. Пановко, И.И. Вульфсон, С.А. Васина, С.В. Елисеева, Н.К. Кузнецова, А.Д. Мижидон, С.А. Болсуновского, В.Д. Вермель, Н.Н. Белоусовой, В.М. Свирина, А.В. Лукьянова, Ю.А. Бурьян, В.Н. Сорокина, К.В. Найгерт, Р.Н. Хамитова, К.В. Сызранцевой и др., в работах ученых ТПУ: В.П. Нестеренко, П.Я. Крауиньша, Л.А. Саруева, А.К. Томилина, Ан-И-Кан, Г.И. Однокопылова. Разработки по способам и устройствам виброгашения и их применения в производстве ведутся отечественными разработчиками МГТУ, ОмГТУ, Vibrolab и др. В работах

зарубежных ученых: Р. Командури, Р. Браун, Ван Туркович, N.S. Feng, E.J. Hahn, R.B. Randall, G. Kim, R. Singh, R.M. Branch, A.G. Haddow, S.J. Gan, J.D. Cotton и др.

Математические модели (ММ) причин вынужденной вибрации и автоколебаний, возникающих при механообработке и способах их снижения, отражены в работах Н.А. Дроздова, В.А. Кудинова, М. Гамини, А.Р. Маслова, С.Н. Григорьева, И.Г. Жаркова, Ю.И. Городецкого, М.Е. Эльясберга и имеют противоречия или затруднительны в реализации. Например, при фрезеровании зона резания одновременно является и источником вибрации, и источником ее гашения вследствие изменения характеристик демпфирования при зацеплении зуба фрезы со срезаемым слоем материала.

Для снижения уровня вибрации также необходимо рассматривать методы создания материалов с заданными физико-механическими свойствами для механизмов и машин, имеющих повышенные демпфирующие свойства. Исследования в данном направлении рассмотрены в работах: В.А. Клименова, В.Е. Панина, С.В. Панина, И.А. Дитенберга, И.В. Смирнова, Д.А. Осипова, А. Хасуи, О. Моригаки, J.R. Kennedy, A.E. Davis, A.E. Caballero и др.

Методы вибромониторинга технологического, транспортного и энергетического оборудования, в том числе для механообработки, рассмотрены в работах: И.И. Артоболевского, А.А. Харкевича, И.М. Бабакова, В.В. Болотина, В.В. Клюева, Ф.Я. Балицкого, Б.И. Черпакова, А.С. Комшина, А.В. Баркова, С.П. Бойкина, Б.Л. Герике, А.В. Лукьянова, В.И. Полищук, А.Е. Сушко, В.А. Николаева и др. Для идентификации причин вибрации используются спектральные методы, по которым выявляют дефекты, обусловленные электромеханическими неисправностями передач, дисбаланса вращающихся деталей станка и др. Подобного рода дефекты определяются на холостом ходу при помощи виброанализаторов и специализированного программного обеспечения, выпускаемого отечественными разработчиками: «Завод Балансировочных машин», «ДИАМЕХ», НПО «Диагностические технологии», «ВАСТ», «БАЛТЕХ», Vibrolab, «Глобал Тест» и др. В качестве критериев технического состояния технологического оборудования и причин повышенной вибрации могут быть использованы «спектральные маски» или меры сходства между эталонным и текущим состояниями элемента, а также искусственных нейронных сетей. Указанные подходы рассмотрены в работах: С.П. Бойкина, А.В. Баркова, А.Е. Сушко, Г.Б. Куликова, А.В. Лукьянова и др.

Вопросы выбора критериев эффективности механообработки, надежности работы технологических систем приведены в работах В.И. Свирщева, С.В. Тарасова, С.В. Сальникова, Г.Р. Муслиной, Е.Н. Ширяевой, М.А. Поляковой, Н.Ю. Луговцовой, М.С. Остапенко и др.

Несмотря на имеющиеся теоретические подходы применяемых технических решений обеспечения надежности объектов машиностроения, известных способов виброзащиты и методов вибромониторинга, приборов и устройств существует ряд нерешенных проблем повышения эффективности механообработки. Это связано со сложностью контроля многофакторных и сложных физико-механических вибрационных процессов, происходящих при механообработке, динамических воздействий, возникающих при работе технологического оборудования вследствие его конструкционных особенностей, дефектов, появляющихся при эксплуатации, и внешних вибрационно-импульсных воздействий. Следует также отметить, что в конструкциях современных станочных комплексов устранены причины возникновения вибрации при механообработке и ее диагностике, однако устаревший станочный парк, который на многих предприятиях составляет от 50 до 75 %, показывает необходимость вибромониторинга и технических решений для снижения вибрации конструкционно-технологическими способами.

Вышеперечисленные факторы определяют актуальность разработки теории и методов исследования динамических процессов, влияющих на техническое состояние ТС и надежность ее работы, способов управления процессами эффективной механообработки.

В диссертационной работе решается важная **научно-техническая проблема** повышения эффективности механообработки за счет применения концепции виброзащиты ТС по результатам вибромониторинга.

**Объект исследования:** элементы ТС при импульсно-вибрационных воздействиях в процессе механообработки.

**Предмет исследования:** динамические процессы, влияющие на техническое состояние элементов ТС, способы управления этими процессами для снижения их негативного влияния на эффективность механообработки.

**Цель исследования:** разработка комплекса мер и решений виброзащиты технологической системы для повышения эффективности механообработки резанием при импульсно-вибрационных воздействиях по результатам вибромониторинга.

**Для достижения цели решаются следующие задачи:**

1. разработка концепции виброзащиты элементов технологической системы по вибрационным и технологическим критериям при динамических воздействиях;
2. анализ и систематизация методов и алгоритмов вибромониторинга и виброзащиты элементов ТС;
3. совершенствование математических моделей динамических процессов при действии «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС;
4. совершенствование методов экспериментального исследования динамических процессов в ТС;
5. исследование методов повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами;
6. исследование методов повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами;
7. разработка методов выбора устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, имеющих повышенный уровень вибрации и скрытые дефекты.

**Методы исследования.** В диссертационной работе применены методы описания динамических процессов в средах Matcad, Matlab (Simulinc), LabView, использованы временной и спектральный методы анализируемых сигналов. Проверка теоретических исследований проводилась на основе экспериментов на стендах путем физического моделирования в лабораторных и производственных условиях.

#### **Основные положения, выносимые на защиту**

1. Концепция виброзащиты элементов ТС по вибрационным и технологическим критериям при динамических воздействиях в процессе механообработки резанием.
2. Модернизация методов исследования динамических процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения и способы управления динамическими процессами в ТС.
3. Алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами.
4. Алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами.
5. Методы выбора способов и устройств для реализации тестового вибрационного мониторинга, позволяющего выявить элементы ТС, имеющие повышенный уровень вибрации.

**Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждаются: результатами численных и экспериментальных исследований, проведенных в производственных условиях, и физического моделирования на стендах, а также применением математических моделей динамических процессов.

**Научная новизна работы** заключается в следующем:

1. Разработанная концепция позволяет сформировать систему виброзащиты элементов технологической системы конструкторско-технологическими способами по результатам вибромониторинга функциональным и тестовым методами, что значительно снижает временные затраты на диагностику и повышает достоверность результатов. Систематизированы математические модели динамических процессов от «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на технологическую систему.
2. Модернизирован метод исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения и способы управления динамическими процессами в ТС, позволяю-

щий производить комплексный вибрационный функциональный и тестовый мониторинг ее элементов, выполнить запись информации в базу данных с обработкой и анализом, осуществить выбор обоснованного технологического решения с целью разработки специального программно-математического обеспечения (СПМО) в производственных условиях.

3. Разработаны алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами, обеспечивается снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС с применением рационального выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, а также изготовление элементов ТС, обладающих повышенными диссипативными свойствами, путем многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов.
4. Разработаны алгоритмы для повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты конструкционными способами, обеспечивается снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС путем обоснованного назначения вида виброгасителей, мест их установки и алгоритмов управления инерционно-упругими и диссипативными параметрами.
5. Методы выбора устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, являющихся причиной снижения эффективности механообработки.

### **Практическая ценность работы**

1. Разработанная концепция позволяет на стадии проектирования технологического процесса и механообработки определить критерии и способы виброзащиты.
2. Разработано СПМО для вибрационного мониторинга (имеющее государственную регистрацию), которое обеспечивает измерение вибрационных характеристик, возникающих от «внутренних» и «внешних» воздействий, запись их в базу данных, обработку и анализ, на основе которых происходит выбор рациональных конструкторско-технологических способов виброзащиты ТС.
3. Разработаны алгоритмы выбора и реализации технологических способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС с применением обоснованного выбора режимов механообработки и геометрии инструмента.
4. Разработаны алгоритмы выбора и реализации конструкционных способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС путем обоснованного назначения вида виброгасителя, расчета их упруго-инерционных и диссипативных параметров, мест их установки и алгоритмов управления по результатам мониторинга в широком диапазоне «внешних» и «внутренних» воздействий.
5. Разработаны алгоритмы использования устройств тестового вибромониторинга для выявления элементов ТС, имеющих повышенную виброактивность или скрытые дефекты, которые невозможно или затруднительно определить методом функциональной диагностики.

**Личный вклад автора.** Основные научные результаты, выносимые на защиту и составляющие основное содержание диссертации, получены автором самостоятельно. В работах, опубликованных в соавторстве, личный вклад автора состоит в следующем: в публикациях разработаны и сформулированы принципы снижения динамических нагрузок за счет рационального выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, принципы виброзащиты ТС конструкционными способами, математическое моделирование динамических процессов в ТС, технические решения по реализации устройств снижения импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС, устройств для создания тестовых симулирующих воздействий на элементы ТС; произведена разработка и отладка специального программно-математического обеспечения для вибромониторинга. Автор непосредственно участвовал в разработке программных и аппаратных средств, математических моделей, в проведении и анализе результатов теоретических и экспериментальных исследований.

**Реализация выводов и рекомендаций работы.** Результаты диссертационной работы внедрены и используются в учебном процессе отделения машиностроения Национального исследовательского Томского политехнического университета, на предприятиях ООО «Сибирская

машиностроительная компания», г. Томск (устройство для контроля динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков), ООО НПО «Сибирский машиностроитель», г. Томск (устройство для контроля динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков и гаситель колебаний ударного типа), ООО «Производственно-технический комплекс», г. Томск (устройство для снижения уровня вибраций при механообработке), «МИОН», г. Томск (программно-математическое обеспечение контроля уровня вибраций и последующего определения оптимальных режимов механообработки и геометрии инструмента), АО «Томский электротехнический завод», г. Томск (программно-математическое обеспечение для контроля уровня вибраций технологического оборудования), ООО «Корпорация Западная Сибирь», г. Томск (устройство для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок).

**Апробация работы.** Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на российских и международных собраниях научной общественности: «Современные проблемы машиностроения» (г. Томск, 2010, 2019 гг.), «Mechanical Engineering, Automation and Control Systems» (г. Томск, 2014, 2015, 2016 гг.), International Conference CAMASTech-2020 (г. Красноярск, 2020 г.), «Инновации в топливно-энергетическом комплексе и машиностроении» (г. Томск, 2017 г.), «Инновации в топливно-энергетическом комплексе и машиностроении» (г. Кемерово, 2017 г.), «Перспективные материалы с иерархической структурой для новых технологий и надежных конструкций» (г. Томск, 2018 г.), «Интеграция науки, образования и производства – основа реализации плана нации» (г. Караганда, 2018 г.), «Aviamechanical Engineering and Transport Advances in Engineering Research» (г. Иркутск, 2019 г.), «Информационные технологии неразрушающего контроля» (г. Томск, 2015, 2016 гг.), «Инновации в неразрушающем контроле» (г. Новосибирск, 2017 г.), «Фундаментальные проблемы теоретической и прикладной механики» (г. Казань, 2015 г.), «Механика, ресурс и диагностика материалов и конструкций» (г. Екатеринбург, 2016 г.), «Измерение. Контроль. Информатизация» (г. Барнаул, 2015 г.).

**Научные исследования выполнялись в рамках:** х/д «Разработка вибровозбудителей для скважинных вибрационных источников». Отчет о НИР № 0186.0132099, Томск, 1986; х/д 4-64/83 «Разработка и исследование подземного вибровозбудителя с объемным электрогидравлическим виброприводом на упругих оболочках». Отчет о НИР № 0183.0083169, Томск, 1988; х/д 4-170/11 «Разработка вибродиагностического комплекса и методики критериев для определения работоспособности фрезерного инструмента» для ООО «Производственно-технический комплекс» г. Томск, 2012; Грант фонда В. Потанина на создание электронного курса «Надежность и диагностика технологических систем», 2014 г.; Грант British petroleum «Разработка методики и создание мобильного аппаратно-программного комплекса для повышения эффективности процесса бурения скважин», 2014 г.; Грант British petroleum «Устройства для снижения динамических нагрузок на твердосплавные резцы типа PDC долота при бурении», 2015 г.; Государственное Задание Наука ФЦП по приоритетным направлениям № 5.1822.2017. Договор № 4.578.21.0251 от 26.09.2017. Идентификатор 0000000007417P2A0002. «Разработка технологии интеллектуального производства ответственных пространственно-сложных фасонных деталей».

**Публикации.** Результаты выполненных исследований отражены в 61 научной работе, в том числе: входящих в перечень ВАК для докторских диссертаций – 14 статей; в изданиях Scopus и Web of Science – 14 статей; конференциях Scopus и Web of Science – 14 работ; патентах РФ на изобретения и полезные модели – 15; свидетельствах об официальной регистрации программ для ЭВМ – 2, публикации в других изданиях – 3.

**Структура и объем работы.** Диссертация включает в себя введение, шесть глав, заключение, список используемой литературы из 310 источников. Объем диссертации составляет 296 с., включая 138 рисунков, 16 таблиц, приложений на 29 с.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении рассмотрено состояние проблемы, обоснована актуальность, сформированы цель и основные задачи работы, приведены научная новизна полученных результатов и практическая значимость выполненной работы, выделены научные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен анализ и систематизация причин возникновения импульсно-вибрационных воздействий на элементы системы ДИПС или ТС, снижающих надежность ее работы и эффективность механообработки; известных методов исследования и критериев для определения технического состояния объектов машиностроения, устройств, СПМО для вибромониторинга ТС: методов тестового и функционального вибрационного контроля технологического оборудования для механообработки и его элементов; способов и устройств для снижения уровня импульсно-вибрационного воздействия на элементы ТС конструктивно-технологическими способами с целью повышения эффективности механообработки; математических моделей динамических процессов в технологическом оборудовании.

На основе проведенного анализа литературных источников сформулированы цель и задачи исследования, концепция вибромониторинга и виброзащиты ТС для повышения эффективности механообработки.

Для последующего решения задач виброзащиты можно выделить две группы источников импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС, снижающих надежность работы и эффективность механообработки, которые определены терминами: «внешние» и «внутренние» (рисунок 1).

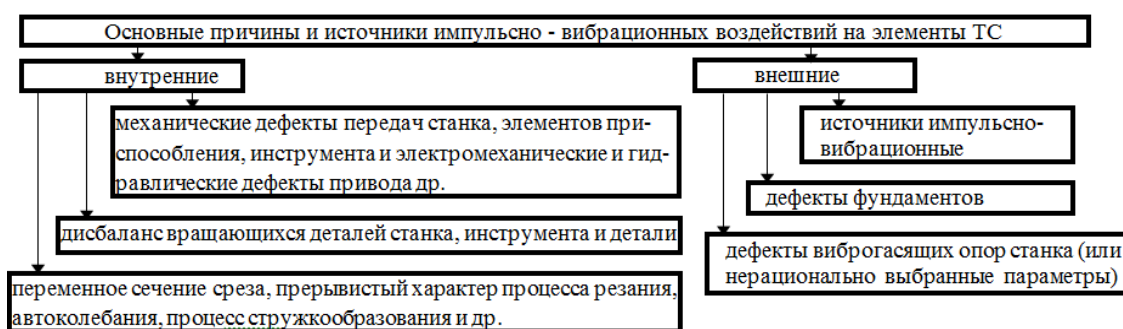


Рисунок 1 – Основные причины и источники импульсно-вибрационных) воздействий на элементы

Следует также отметить, что в большинстве работ отдельно выделены причины вынужденных колебаний, обусловленных инерционными, упругими и диссипативными параметрами ТС, процессом резания и автоколебаний, обусловленных нелинейностью обратной связи за счет подводимой энергии сил резания, приведенных на рисунке 2.

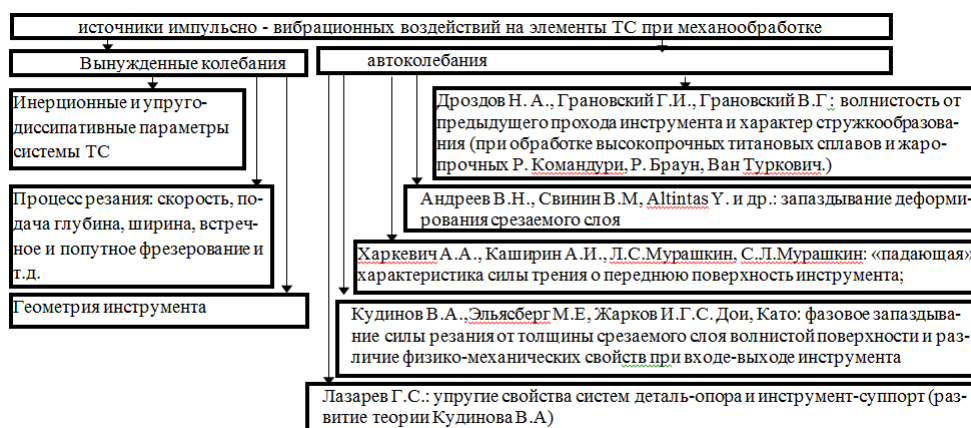


Рисунок 2 – Источники импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС при механообработке



Из анализа моделей возможных причин автоколебаний следует, что имеются противоречивые данные о причинах их возникновения, которые можно объяснить физико-механическими свойствами материала, геометрией инструмента, упруго-диссипативными и упругими параметрами элементов ТС, режимами резания, поэтому необходимы дальнейшие исследования для снижения негативного влияния вибрации на эффективность механообработки.

**Во второй главе** рассмотрена предлагаемая концепция виброзащиты механообрабатывающего оборудования по результатам вибромониторинга. Рассмотрены критерии эффективности механообработки металлов и сплавов резанием и алгоритмы ее повышения за счет реализации конструкторско-технологических способов виброзащиты от «внешних» и «внутренних» воздействий, а также алгоритм обоснованного выбора указанных способов виброзащиты. В отличие от имеющихся подходов выбора критериев эффективности механообработки, основанных на анализе статических параметров, рассматриваемая методология включает в себя параметры вибрационного функционального и тестового мониторинга. Систематизированы математические модели динамических процессов от «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС.

Обобщенный технологический критерий, необходимый для высокоэффективной механообработки, выполняется при условии:

$$\mathcal{E}\phi = \{K_{\phi}; Pr_{cm}; 1/3ПТР_{mo}; t_{c.и}; 1/3_{mo}\} \rightarrow \max, \quad (1)$$

$$K_{\phi} = \{ \delta_{волн}; \delta_{ин}; HV_{дет}; \Delta_{накл} \} \rightarrow \max, \quad (2)$$

где  $K_{\phi}$  – комплексный критерий качества механообработки, включающий показатели геометрической точности:  $\delta_{лр}$  – допуск на линейные размеры,  $\delta_{оурп}$  – допуск на относительное расположение поверхностей (неперпендикулярность, непараллельность и пр.),  $\delta_{форм}$  – допуск на погрешность формы (не плоскостность, некруглость и пр.),  $\delta_{волн}$  – допуск на волнистость (при финишных операциях механообработки шлифование, хонингование, полирование),  $\delta_{ин} = R_z (R_a)$  – шероховатость; физико-механические характеристики качества:  $HV_{дет}$  – микротвёрдость,  $\Delta_{накл}$  – глубина наклепа (мкм) обработанной детали, и др. (зависимости (1), (2)).

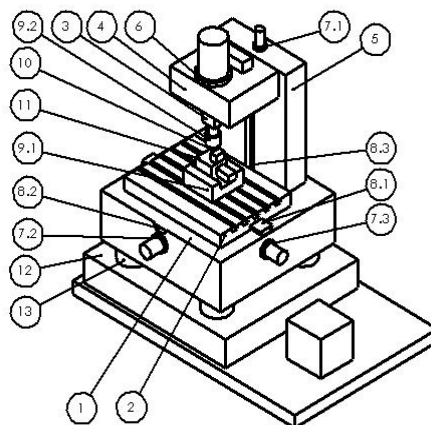
$$Pr_{cm} = s_z \cdot z \cdot B \cdot t \cdot n_{ин} \rightarrow \max \quad (3)$$

производительность механообработки, т. е. объем материала, снимаемый за единицу времени (оборот размерного инструмента или на зуб),  $n_{ин}; s_z; t; B$  – режимы механообработки: обороты шпинделя (об/мин), подача (мм/зуб), глубина (мм), ширина фрезерования (мм) или количество обработанных деталей;  $3_{mo}$  – энергзатраты при механообработке, обусловленные составляющими силы резания  $F_{рез.z}$ ,  $F_{рез.y}$ ,  $F_{рез.x}$ , моментом резания  $M_{рез.z}$ ;  $3ПТР_{mo} = \{t_{c.и}; Pr_{cm}; \Gamma_{инстр}; HRC_{дет}; \sigma_{дет}; HRC_{инстр}; C_{дет}; C_{инстр}; \Omega_i^*; COЖ; МОД\} \rightarrow \min$  – временные (час) и финансовые (руб.) затраты на применяемые технические решения конструкторско-технологических способов снижения вибраций;

$$t_{c.и} = \{t_{стойк} (I_i; n_{инп}; d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст})\} \rightarrow \max, \quad (4)$$

где  $t_{c.и}$  – стойкость инструмента, характеризуемая временем (или длины пути при изготовлении одной детали), при которой происходит механообработка с требуемым качеством:  $\Gamma_{инстр}$  – геометрия режущего инструмента,  $HRC_{дет}$  – твердость детали,  $\sigma_{дет}$  – предел прочности материала детали (МПа),  $HRC_{инстр}$  – твердость режущих кромок инструмента,  $C_{дет}$  – жесткость детали,  $C_{инстр}$  – жесткость инструмента,  $\Omega_i^*$  – резонансные частоты элементов ТС (Гц);  $COЖ$  – эффективность применения смазочно-охлаждающей жидкости;  $МОД$  – эффективность применения модификации поверхности инструмента и др.;  $I_i$  – измеренные параметры вибраций. При

этом стратегия выбора решений зависит от типа обработки: черновая, чистовая, отделочная и т. п.



1 – станина и основание; 2 – рабочий стол; 3 – шпиндель; 4 – суппорт; 5 – колонна; 6 – привод главного движения; приводы с ШВП по технологическим осям X, Y, Z: 7.1, 7.2, 7.3; направляющие по технологическим осям X, Y, Z: 8.1, 8.2, 8.3; приспособления: 9.1 – станочное, 9.2 – инструментальное; 10 – инструмент; 11 – деталь; 12 – фундамент; 13 – виброопоры станка

Рисунок 3 – Комплексная технологическая карта вибрационного контроля ТС и контрольные точки замеров вибрации по технологическим осям X, Y, Z на элементах ТС

Под параметрами вибромониторинга  $I_i$  подразумевается совокупность данных, выбранных из временного сигнала при установившемся процессе с использованием спектральных масок (например, в областях частот: оборотной, зубцовых, резонансных элементов ТС), измеренных в  $i$ -той точке в соответствии с комплексной технологической картой вибрационного контроля, приведенной на рисунке 3, на примере фрезерного станка.

Критерий эффективности механообработки  $\mathcal{E}\phi$  определяется измеренными параметрами вибромониторинга  $I_i$ , характеризующими динамические процессы в ТС, которые заносятся в базу данных  $B_i$  СПМО с соответствующим данному измерению идентификатором и сопоставляются с допускаемыми значениями или рациональными по критерию  $\mathcal{E}\phi \rightarrow \max$  путем сравнения (т. к. ГОСТ ИСО 10816-3-2002 может быть использован не для всех случаев). В качестве измеренных параметров вибромониторинга  $I_i$  принимаем используемые в большинстве стандартных СПМО параметры, а в качестве критериев их значения при которых  $\mathcal{E}\phi \rightarrow \max$ , – сохраненные в БД СПМО.

Такой анализ позволяет сделать выводы: требуется  $I_i > [B_i]$  или не требуется  $I_i < [B_i]$ , ремонт, замена элемента ТС или обоснованное техническое решение для виброзащиты, поэтому запись в БД производится для каждого из способов виброзащиты. Таким образом, обобщенный вибрационный критерий  $I_i$  определяется совокупностью измеренных параметров:

1. Среднеквадратичные значения СКЗ:

$$A_{IRMS} = (A_{iRMSx}^2 + A_{iRMSy}^2 + A_{iRMSz}^2)^{0.5}; \dot{A}_{IRMS} = (\dot{A}_{iRMSx}^2 + \dot{A}_{iRMSy}^2 + \dot{A}_{iRMSz}^2)^{0.5}; \ddot{A}_{IRMS} = (\ddot{A}_{iRMSx}^2 + \ddot{A}_{iRMSy}^2 + \ddot{A}_{iRMSz}^2)^{0.5} \rightarrow \min \quad (5)$$

где  $A_{iRMSx}, A_{iRMSy}, A_{iRMSz}; \dot{A}_{iRMSx}, \dot{A}_{iRMSy}, \dot{A}_{iRMSz}; \ddot{A}_{iRMSx}, \ddot{A}_{iRMSy}, \ddot{A}_{iRMSz}$  – соответственно измеренные величины СКЗ виброперемещений, виброскорости и виброускорений по координатам X, Y, Z. Здесь

также следует отметить, что измерения виброперемещения, виброскорости, или виброускорения, производятся в зависимости от частотного диапазона.

## 2. Пик-фактор:

т. е. соответствующее отношение пикового значения измеренного  $i$ -го вибрационного параметра  $PIC_i$  к его среднеквадратичному значению  $RMS_i$ :

$$P_i \leq P_{PIC} / P_{IRMS} = [P_i] или ... P_i \rightarrow \min. \quad (6)$$

3. Значения эксцесса, в рассматриваемом случае матрица эксцесса – статистическая величина, характеризующая не только величину  $Ex_i$ , но и изменение  $\Delta Ex_i$  плотности вероятности значений вибросигнала от нормального распределения, при «исправном»  $Ex_{i,испр}$  состоянии элемента ТС, особенно при износе инструмента. Эксцесс определяется по зависимости:

$$Ex_i = \mu_4 / \sigma^4 - 3 \leq [Ex_i] или ... Ex_i \rightarrow \min, \quad (7)$$

где  $\mu_4$  – четвертый центральный момент,  $\sigma^4$  – дисперсия случайной величины. По изменению величин распределения  $\Delta Ex_i$  вибрационных параметров также можно определять степень развития дефекта элемента ТС:

$$Ex_{i,испр} = Ex_{i,исх} \pm \Delta Ex_i \rightarrow [Ex]. \quad (8)$$

## 4. Собственные частоты элементов ТС:

$$\Omega^{*m}_{Xi.Yi.Zi.} = \sqrt{\frac{[c_i]}{[m_i]}}, \quad (9)$$

где  $\Omega^{*m}_{Xi.Yi.Zi.}$  – собственные частоты  $i$ -го элемента ТС относительно технологических осей  $X, Y, Z$   $[c_{iXYZ}]$ ,  $[m_{iXYZ}]$  – матрицы коэффициентов приведенных жесткостей и масс  $i$ -го элемента.

При этом одно из условий, необходимых для выполнения минимизации вибрационно-импульсных воздействий на элементы ТС:

$$\Omega^*_i \neq \omega_i, \quad (10)$$

где  $\omega_i$  – частоты возбуждения, обусловленные «внешними» или «внутренними» источниками (рад/с).

## 5. Постоянные составляющие сил и моментов, возникающих при механообработке соответственно по технологическим осям $X, Y, Z$ :

$$F_{i,PE3.} = \{ (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); COЖ; МОД \} определяет F_{xyz} = (F_x; F_y; F_z) \quad (11)$$

$$M_z = \{ M_z (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); COЖ; МОД \} определяет M_z. \quad (12)$$

Указанные параметры в зависимостях (11) и (12) в данном случае определяют  $Z_{mo}$  – энергозатраты на операцию в критерии эффективности механообработки в формуле (1).

## 6. Соответствующие динамические составляющие сил резания или момента:

$$\Delta F_{i,PE3.} = \{ (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); COЖ; МОД \} \rightarrow \min. \quad (13)$$

$$\Delta M_{i,PE3.} = \{ (PO(n;s;t); \Gamma_{инстр}(d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}); COЖ; МОД \}. \quad (14)$$

Все вышеуказанные параметры  $I_i$  заносятся в базу данных  $[B_i]$  с соответствующими идентификаторами:

$$[B_i] \equiv [A_i; \Omega^*_i; P_i; Ex_i; P_i; F_{xyz}; \Delta M_{z\omega_i*}]. \quad (15)$$

Для реализации технологических способов виброзащиты необходимо экспериментально выявить корреляцию между функциональными многофакторными зависимостями  $\Phi(j)$  и параметрами вибромониторинга  $I_i$ . К таким функциональным многофакторным зависимостям  $\Phi(j)$  при выбранных технических решениях виброзащиты относятся:

## 7. Режимы механообработки:

$$\Phi_{mo} определяет PO(n_{инт}; s_z; t; B), \quad (16)$$

где  $n_{ин}$  – число оборотов шпинделя (об/мин),  $s_z$  – подача (мм/зуб, или  $s_{об}$  – мм/об),  $B$  – ширина фрезерования,  $t$  – глубина резания (мм) и др.

8. Параметры СОЖ (СОТС):

$$\Phi_{сож} \text{ определяет } \{ \text{СОЖ}; Q; t_{сож}; q; \dots \}, \quad (17)$$

где  $\Phi_{сож}$  – способ подачи жидкости в зону резания,  $Q$  – расход ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), физические параметры СОЖ: температура –  $t_{сож}$ , теплопроводность –  $q$ , и др.

9. Геометрические параметры инструмента:

$$\Phi_{геоминст} \text{ определяет } \Gamma_{инстр} (d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст}), \quad (18)$$

где  $d_{инст}$  – диаметр фрезы (или заготовки мм),  $z$  – число зубьев,  $\gamma_{инст}$  – передний угол,  $\alpha_{инст}$  – задний угол,  $\omega_{инст}$  – угол подъема спирали фрезы (или др. инструмента).

10. Параметры модифицированной поверхности инструмента, достигаемых напылением (наплавкой на другие элементы ТС для повышения их демпфирующих свойств):

$$\Phi_{опо} \text{ определяет } \{ \text{Модиф. пов.}; t_{нап}; \sigma_{нап}; \dots \}, \quad (19)$$

где  $t_{нап}$  – толщина модифицированного слоя (мкм),  $\sigma_{нап}$  – физико-механические свойства модифицирующих материалов и т. п.

11. Безразмерный коэффициент демпфирования  $i$ -го элемента ТС:

$$\xi_i = b_i / \sqrt{2 \cdot m_i \cdot c_i}. \quad (20)$$

Таким образом, рациональное применение указанных факторов, обеспечивает максимальную эффективность механообработки, (1),  $\Delta \phi_{инст} \rightarrow \max$  при минимальном значении вибрации  $I_i \rightarrow \min$ .

Для рационального использования и выбора методов конструкционно-технологических способов виброзащиты элементов ТС по результатам функционального и тестового вибромониторинга необходимо разработать алгоритм, позволяющий значительно сократить затраты на реализацию указанных технических решений при разработке техпроцесса или его реализации.

Блок-схема алгоритма выбора и рационального использования конструкционно-технологических способов виброзащиты элементов ТС приведена на рисунке 4 и имеет два раздела: **вибромониторинга**, в котором рассмотрена последовательность действий для обнаружения причин и мест возникновения, повышенных импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС функциональным и тестовым методом; **виброзащиты**, в котором рассмотрена последовательность действий для обоснованного применения конструкционно-технологических способов.

В разделе вибромониторинга отображен алгоритм обнаружения причин и мест возникновения повышенных импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС:

**Блок 1** определяет основные режимы работы технологического оборудования (станка): 1-1) при отключенных приводах и других механизмах – для обнаружения причин и источников «внешних» импульсно-вибрационных воздействий, при которых уровень вибраций минимален и (или) не превышает допускаемый, что соответствует требованиям воздействий; 1-2) холостой ход – без механообработки, для выявления дефектов подшипников, ШВП, направляющих или др. несущих элементов станка, геометрической и кинематической точности и др. 1-3) работа на заданных режимах механообработки согласно плану эксперимента – для определения рациональных режимов, высокоэффективной механообработки, для обнаружения причин и иных источников «внутренних» импульсно-вибрационных воздействий (рисунок 1).

**Блок 2** необходим для реализации вибромониторинга в соответствии с технологической картой вибрационного контроля (рисунок 3), т. е. определения точек замеров вибрации по технологическим осям  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ . Это места установки датчиков на элементах ТС, которые назначаются в зависимости от оперативных задач вибромониторинга.

Элементы ТС, параметры которой подлежат контролю в статических и динамических режимах при помощи датчиков контроля (**Блок 3**): параметры вибрации: виброускорение,

виброскорость, виброперемещение или статическая и динамическая составляющие сил, моментов, и др., которые измеряются соответствующими датчиками.

**Блок 4** – измерения и согласования первичной измерительной информации используемый для сбора данных от датчиков [44, 45, 51].

**Блок 5** – база данных необходима для хранения полученных данных. Может содержать информацию о допускаемых уровнях вибрации, допускаемых значениях, нормируемых ГОС-Том или принимаемых по результатам экспериментальных исследований.

В **блоке 6** анализа и выбора контролируемых критериев заданы необходимые алгоритмы обработки сигналов от датчиков, параметры или их сочетания, которые необходимо проанализировать для выявления дефектов в элементах ТС. Выделяются контролируемые диапазоны частот и уровни сигналов от датчиков, необходимые для измерения разных физических величин и характеристик, а также присутствует возможность расширения таких критериев.

В **блоке 7** из анализа полученной информации и выбора контролируемых критериев, на основании которых  $I \geq [B_i]$ , принимаются решения:  $l_1=1$  – требуется ремонт (замена) элемента ТС и применение способов виброзащиты (в том числе электропривода или гидропривода и отладка системы управления) (**Блок 9**);  $l_1=0$  – не требуется ремонт (замена) элемента ТС или применение способов виброзащиты (**Блок 8**).

**Блок 10** требуется для определения основных источников импульсно-вибрационных воздействий, снижающих эффективность механообработки, которые могут возникнуть как следствие «внутренних» или «внешних» воздействий.

В **блоке 11** происходит селекция «внутренних» или «внешних» воздействий, которая осуществляется при отключенных приводах и других механизмах ТС – для обнаружения причин и источников «внешних» импульсно-вибрационных воздействий, не входящих в ТС, техногенного или природного происхождения (пресс, молот, и др. технологическое оборудование, работающее в динамических режимах или изменение свойств грунта). При отключенных приводах (режим 1-1)  $I \geq [B_i]$ , на основании чего принимаются решения:  $l_2=1$  – необходим контроль вибраций, обусловленных источниками «внешних» импульсно-вибрационных и др. (рисунки 1) и требуется обязательный (безусловный) переход к конструкционным методам виброзащиты, заключающихся в: а) применении виброгасящих опор технологического оборудования (станка) или проверке дефектов их или фундамента (**ВОО блок 22.1**); б) устранении вибрации в источнике установкой виброгасителя (**ВИБ блок 22.21**) [15, 30];  $l_2=0$  – необходим контроль «внутренних» воздействий, для чего требуется переход к **Блоку 12**.

**Блок 12** требуется для определения уровня вибрации на холостом ходу, обусловленной электромеханическими дефектами передач станка (ШВП), элементов приспособления, инструмента, дисбаланса и др. (режим 1-2).

**Блок 13** необходим для коррекции места установки датчиков контроля, критериев определения состояния приводов и снижения вероятности принятия, неадекватных мер по применению способов виброзащиты в зависимости от факторов: **13.1**) данных требуемых для анализа сигнала и технических характеристик датчика (измерение виброускорения, виброскорости, виброперемещения и т. д.); **13.2**) места установки датчика по маршруту измерения; **13.3**) алгоритмов обработки сигнала (применения его фильтрации; выделения СКЗ или ПИК и т. п.); **13.4**) величины – полезный сигнал/шум. Производится сравнение  $I \geq [B_i]$ , на основании чего принимаются решения:  $l_4=1$  – необходима коррекция мест установки датчиков контроля и переход к **блоку 2**. Если  $l_4=1$ , переход к **Блоку 6**, анализ контролируемых параметров и критериев для определения дефектов приводов, подшипников, ШВП и других элементов.

**Блок 14** требуется для принятия решений: смены режимов работы.

**Блок 15** определяет режимы работы: 1-1 отключенных приводов и других механизмах ТС; 1-2 холостой ход; 1-3 работа на заданных режимах механообработки согласно плану экспе-

римента; внесение информации в базу данных (Блок 5); принятие решений о способе виброзащиты (Блок 20) [9, 13–15, 23].

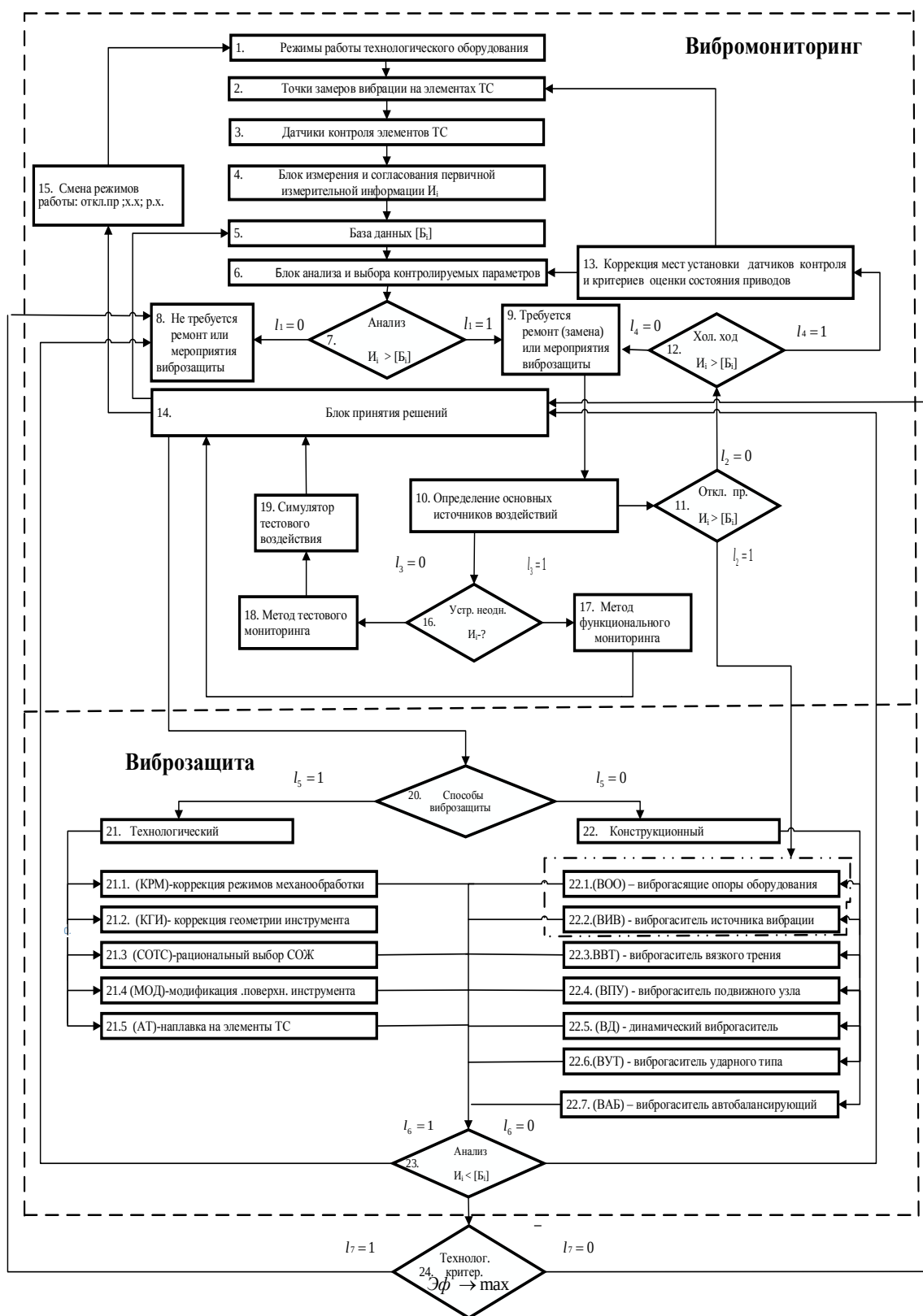


Рисунок 4 – Блок-схема алгоритма выбора и рационального использования конструкционно-технологических способов виброзащиты элементов ТС с целью повышения эффективности механообработки по результатам функционального и тестового вибромониторинга ( $I_j$  – биты информации)

**Блок 16** используется для устранения неоднозначной или противоречивой информации  $I = ?$ , на основании чего принимается решение о:  $l_2 = 1$  – "достаточной" информации для применения метода функционального вибромониторинга и переходе к **блоку принятия решений 14**, если  $l_2 = 0$ , требуется метод тестового вибромониторинга (**Блок 18**).

**Блок 17** используется как функциональный вибромониторинг уровней вибрации при механообработке (**режим 1-3**).

**Блок 18** – тестовый вибромониторинг необходим для выявления скрытых дефектов, которые невозможно обнаружить функциональным методом.

**Блок 19** используется для выбора требуемого устройства – **симулятора тестового воздействия** – для воздействия на элементы ТС тестового силового или кинематического импульсно-вибрационного возбуждения с заданными параметрами [9, 10, 15, 16, 29, 36, 37, 38, 53, 55].

**Блок 20** используется для определения способов виброзащиты для принятия решений:  $l_5 = 1$  – применение **технологического** способа, т. к. в этом случае по критерию  $ЗПТР_{то}$  затраты принимаемых технических решений конструкторско-технологическими способами снижения вибраций минимальны (формула (1)). Исключением является необходимость виброизоляции от «внешних» источников вибрации.

В разделе **виброзащита** отображен алгоритм действий для снижения уровня импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС.

Под **технологическими** способами понимаются технические решения виброзащиты ТС, заключающиеся в изменении динамических параметров сил, обусловленных процессом резания для существенного снижения их уровня (т. е. без изменения структуры силовых и кинематических связей в ТС), который заключается в применении следующих мероприятий: коррекция режимов механообработки (**КРМ блок 21.1**) [1, 6, 7, 13–15]; рациональный выбор СОТС (СОЖ) (**СОТС блок 21.2**); коррекция геометрии инструмента (**КГИ блок 21.3**) [5, 6, 7, 13–15, 28]; модификация поверхности инструмента, напылением или др. способами (**МОД блок 21.4**); изготовление на элементов ТС путем наплавки (на приспособление, корпус инструмента и др.) слоев материалов с повышенными демпфирующими свойствами (**АТ блок 21.5**) [15, 17, 37, 56, 57].

Особо следует отметить, что коррекция режимов механообработки (**КРМ блок 21.1**) и смена СОТС (СОЖ) (**СОТС блок 21.2**) могут использоваться не только при разработке техпроцесса, но и непосредственно для адаптивного управления СЧПУ.

При  $l_5 = 0$  целесообразно применение **конструкционных способов**. Под конструкционными способами подразумеваются технические решения, заключающиеся в применении виброгасителей, снижающих виброактивность элементов ТС введением дополнительных элементов в ее структуру (т. е. дополнительных силовых и кинематических связей): устройства виброзащиты от «внешних» воздействий: (**ВОО блок 22.1**) виброгасящие опоры оборудования [15, 61]; виброгаситель источника вибрации (**ВИВ блок 22.2**) [15, 30]; устройства виброзащиты от «внутренних» воздействий: виброгасители вязкого трения (люнетов) (**ВВТ блок 22.3**) [9, 33]; виброгасители для подвижного узла станка (**ВПУ блок 22.4**) [31, 52]; динамические виброгасители (**ВД блок 22.5**) [2, 3, 15, 34]; виброгасители ударного типа (**ВУТ блок 22.6**) [8, 9, 14, 15, 32]; виброгасители автобалансирующие (**ВАБ блок 22.7**) [9, 15, 60] (или дополнительная балансировка узла).

**Блок 23** используется для **анализа** уровней вибрации после применения выбранного технического решения по результатам вибромониторинга  $I \leq [E_i]$ :  $l_6 = 1$  – применение выбранного технического решения оказалось "эффективным", более не требуются мероприятия виброзащиты, переход к **Блоку 8**; если  $l_6 = 0$ , применение выбранного технического решения оказалось неэффективным, и требуется переход к **Блоку 15** (блок принятия решений о смене способа виброзащиты или технического решения, а также останов при износе (поломке) инструмента и его замена).

**Блок 24** используется для анализа технологических критериев эффективности механообработки по  $\mathcal{E}f = \{K_o; Pr_{cm}; 1/3lTP_{mo}; t_{cl}; 1/3z_{mo}\} \rightarrow \max$ . При  $l_7 = 1$  применение выбранного технического решения оказалось эффективным, не требуется применение виброзащиты, переход к **Блоку 8**; если  $l_7 = 0$ , применение выбранного технического решения оказалось неэффективным и требуется переход к **Блоку 15**.

Возможно применение комбинированных способов – технических решений, заключающихся в сочетании технологических и конструкционных способов виброзащиты. Таким образом, при проектировании технологического процесса и эксплуатации применяемого оборудования необходимо ввести дополнительные критерии вибромониторинга  $H \leq [B_i]$  в совокупности с обобщенными технологическими критериями эффективности механообработки  $\mathcal{E}f \rightarrow \max$ .

Для пояснения предложенной концепции рассмотрены математические модели, позволяющие систематизировать причины возникновения вибрации в ТС, а также методы вибромониторинга и виброзащиты от источников импульсно-вибрационных воздействий. Проведен анализ вибрационных параметров источников «внешних» и «внутренних» импульсно-вибрационных воздействий, способов и устройств их снижения; математических моделей, описывающих применяемые технические решения по снижению уровня импульсно-вибрационных воздействий.

Математические модели (ММ) динамических процессов рассмотрены в работах [5, 9, 11, 15, 18–22, 25–27, 46–50, 57, 58]. ММ позволяют определить параметры вибрации при действии «внешних» и «внутренних» источников при расчете частотного диапазона при заданных упруго-инерционных и диссипативных параметрах элементов ТС для выбранных технических решений при технологических и конструкционных способах виброзащиты по результатам вибромониторинга.

Принятые допущения в ММ: 1) линеаризация упруго-диссипативных параметров в моделях элементов ТС, описывающих их динамику; 2) неполное представление всех шести степеней свободы элементов ТС; 3) неполный учет всех факторов, действующих на ТС; 4) ограничение частотных и спектральных составляющих внешних и внутренних источников возбуждения; 5) изотропность физико-механических свойств материалов элементов ТС во всех направлениях; 6) приведенная жесткость узла определяется суммой составляющих элементов и жесткостями их стыков; 7) не учитывается «микрорельеф» линий контакта режущего инструмента и заготовки; 8) не рассматриваются волновые процессы колебаний; 9) рассматривается только одна мода колебаний с максимальной амплитудой на частотах возбуждения близких к ней.

На рисунке 5 приведена расчетная схема динамических процессов в ТС при действии «внешних» и «внутренних» импульсно-вибрационных источников в ТС. Такая механическая система имеет большое количество геометрических и кинематических связей. Ее динамика описывается сложной системой дифференциальных уравнений, которую трудно анализировать. Поэтому предлагается использовать две упрощенные модели: в первой учитываются только внешние источники вибраций, а весь рабочий механизм представляется единым твердым телом, во второй внешнее воздействие исключается и рассматривается ТС только с внутренними источниками вибраций.

## 1 Воздействие от «внешних» импульсно-вибрационных источников

### 1.1 Возбуждение вибрации в ТС от внешнего источника вибрации

Силы от источника внешнего воздействия, передающиеся на грунт (или основание), возбуждают соответствующие виброперемещения:  $X_{вн}$ ,  $Y_{вн}$ ,  $Z_{вн}$ , которые должны быть снижены путем установки виброгасителей внешнего источника вибрации (ВИВ). Для случая «силового» возбуждения от ВИВ рассмотрим ММ, включающую в себя массу  $m_{ВИВ}$ , на которую действуют внешние силы  $F_{внх}$ , при этом сама масса установлена на виброгасители, имеющие жесткости  $C_{хВИВ}$  и коэффициенты вязкого трения  $b_{хВИВ}$ .



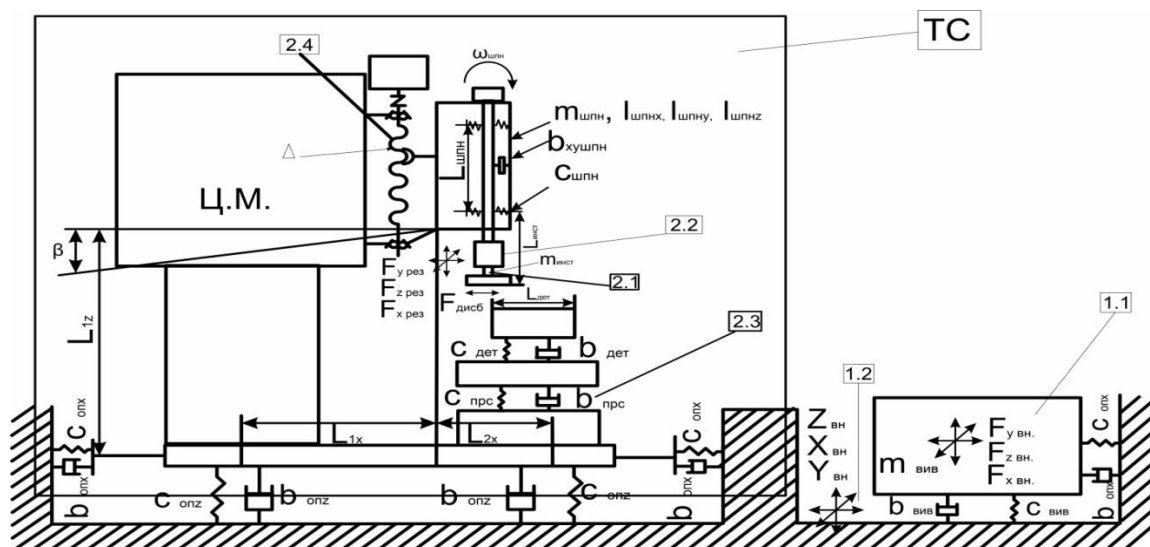


Рисунок 5 – Расчетная схема динамических процессов в ТС при воздействии «внешних» и «внутренних» импульсно-вибрационных источников

Динамика силового возбуждения, представляющего собой источник импульсно-вибрационного воздействия при поступательном движении, описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_{ВИВ} \cdot \ddot{x} + b_{xВИВ} \cdot \dot{x} + c_{xВИВ} \cdot x = \sum F_{i,ВНх} \cdot \sin \omega_{i,ВНЕШ} \cdot t; \\ m_{ВИВ} \cdot \ddot{y} + b_{yВИВ} \cdot \dot{y} + c_{yВИВ} \cdot y = \sum F_{i,ВНy} \cdot \sin \omega_{i,ВНЕШ} \cdot t; \\ m_{ВИВ} \cdot \ddot{z} + b_{zВИВ} \cdot \dot{z} + c_{zВИВ} \cdot z = \sum F_{i,ВНz} \cdot \sin \omega_{i,ВНЕШ} \cdot t, \end{cases} \quad (21)$$

где  $m_{ВИВ}$  – масса подвижных элементов ВИВ (кг);  $b_{xВИВ}$  – коэффициенты вязкого трения ВИВ в направлениях осей  $X, Y, Z$  (Н\*с/м);  $c_{xВИВ}$  – жесткость виброгасителей ВИВ в направлениях осей  $X, Y, Z$  (Н/м);  $\sum F_{i,ВНz} \cdot \sin \omega_{i,ВНЕШ} \cdot t$  – СКЗ силы «внешнего» источника сила в направлениях осей  $X, Y, Z$  (Н);  $\omega_i$  – частота возбуждения (рад/с).

В данном случае необходимо применение виброгасителя источника вибрации (**блок 22.2 ВИВ**) [15, 30] (глава 5, в которой также приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения).

### 1.2 Возбуждение вибрации в ТС при «кинематическом» воздействии

Вследствие виброперемещений  $X_{вн}, Y_{вн}, Z_{вн}$ , которые не всегда можно снизить до требуемого уровня, на элементах ТС возникает повышенная вибрация, обусловленная «кинематическим» возбуждением от грунта – фундамента, на который установлен станок или иное технологическое оборудование. Это может быть обусловлено тем, что ВИВ находится в малодоступной зоне или вышеуказанное техническое решение экономически нецелесообразно. Например, возникновение сезонных изменений грунта – его оттаивание, замерзание и т. п. Динамика «кинематического» возбуждения может быть описана системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases}
m_{TC} \cdot \ddot{z}_{TC} + b_z \cdot [2 \cdot \dot{z}_{TC} + \dot{\beta} \cdot (l_2 - l_1)] + c_z \cdot [2 \cdot z_{TC} + \beta \cdot (l_2 - l_1)] = \\
= 2 \cdot c_{опз} \cdot z_{BH} + 2 \cdot b_{опз} \cdot \dot{z}_{BH}; \\
I_{TC} \cdot \ddot{\beta}_z + b_z \cdot [(l_1 \cdot \dot{z}_{TC} + \dot{\beta} \cdot l_1) - l_2 \cdot (\dot{z}_{TC} - \dot{\beta} \cdot l_2)] + \\
+ c_{опз} \cdot [l_1 (z_{TC} + \beta l_1) - l_2 (z_{TC} - \beta l_2)] = \\
= b_z \cdot \dot{z}_{BH} \cdot (l_2 - l_1) + c_z \cdot z_{BH} \cdot (l_2 - l_1); \\
m_{TC} \cdot \ddot{x}_{TC} + b_{опх} \cdot \dot{x}_{TC} + c_{опх} \cdot x_{TC} = b_{опх} \cdot x_{BH} + 2 \cdot c_{опх} \cdot x_{BH}; \\
I_{TC} \cdot \ddot{\beta}_x + b_{опх} \cdot l_z \cdot \dot{x}_{дипс} + c_{опх} \cdot l_z \cdot x_{TC} = b_{опх} \cdot l_z \cdot \dot{x}_{BH} + c_{опх} \cdot l_z \cdot x_{BH},
\end{cases} \quad (22)$$

где  $\sum z_{BH} \cdot \sin \omega_{BH} \cdot t$  или  $\sum \dot{z}_{BH} \cdot \sin \omega_{BH} \cdot t$  – параметры «внешнего» кинематического воздействия;  $z_{BH}, \dot{z}_{BH}$  – СКЗ измеренные величины вибрации основания под опорой (мкм);  $m_{TC}$  – суммарная масса всей ТС (кг);  $I_{TC} = \frac{1}{12} m_{TC} \cdot L_{з\text{дипс}}^2$  – момент инерции ТС (кг\*м<sup>2</sup>) относительно центра масс;  $b_{оп}$  – коэффициент вязкого трения ВОО (Н с/м);  $\omega_{возб}$  – частота возбуждения (рад/с);  $z_{TC}$  – СКЗ измеренной величины вибрации основания на элементах ТС (мкм).

При условии  $\omega_{внз} \neq \omega_{внх}$  требуется дополнительная настройка демпферов ВОО по указанным осям. Настройка возможна при использовании симулятора тестового воздействия «внешнего» источника вибрационно-импульсного воздействия возбуждением гармонического сейсмического сигнала для уточнения упруго-диссипативных параметров ВОО. Однако обычно  $|\dot{z}_{BH}| \gg |\dot{x}_{BH}|$ , что упрощает задачу виброзащиты, для реализации которой может быть использована ВОО с квазинулевой жесткостью при условии  $f_{TC} \geq f_{сн} = 2 - 4 \Gamma \zeta$ .

Для виброзащиты от «внешних кинематических» воздействий используются виброгасящие опоры оборудования: (**ВОО блок 22.1**) [15, 61]. В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения.

## 2 Воздействие «внутренних» импульсно-вибрационных источников

### 2.1 Вибрации в системе «инструмент–деталь»

При механообработке резанием деталей из конструкционных сталей в большинстве случаев процесс стружкообразования не является доминирующим, т. е. не оказывает существенного влияния на вибрации в ТС, которые могут рассматриваться как вынужденные или как автоколебания вследствие фазового запаздывания силы резания от толщины срезаемого слоя, что отмечено в работах: Н.А. Дроздова, В.А. Кудинова, Ю.И. Городецкого, М.Е. Эльясберга, В.Н. Андреева и др.

Рассмотрим динамические процессы в системе «инструмент–деталь»: а) при вынужденных колебаниях; б) при возникновении автоколебаний.

а) При вынужденных колебаниях динамические процессы в системе «инструмент–деталь» запишем в виде системы дифференциальных уравнений (23):

$$\begin{cases}
m_{инст} \cdot \ddot{x}_{инст} + b_{х.инст} \cdot \dot{x}_{инст} + c_{х.инст} \cdot x_{инст} = \Delta F_{х.рез}; \\
m_{инст} \cdot \ddot{y}_{инст} + b_{у.инст} \cdot \dot{y}_{инст} + c_{у.инст} \cdot y_{инст} = \Delta F_{у.рез}; \\
m_{инст} \cdot \ddot{z}_{у.инст} + b_{z.инст} \cdot \dot{z}_{инст} + c_{z.инст} \cdot z_{инст} = \Delta F_{z.рез}; \\
I_{z.инст} \cdot \ddot{\phi}_{z.инст} + b_{\phi.инст} \cdot \dot{\phi}_{z.инст} + c_{\phi.инст} \cdot \phi_{z.инст} = M_{z.рез}; \\
m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{x}_{дет} + c_{дет} \cdot x_{дет} = \Delta F_{х.рез}; \\
m_{дет} \cdot \ddot{y}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{y}_{дет} + c_{дет} \cdot y_{дет} = \Delta F_{у.рез}; \\
m_{дет} \cdot \ddot{z}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{z}_{дет} + c_{дет} \cdot z_{дет} = \Delta F_{z.рез},
\end{cases} \quad (23)$$

где  $m_{инст} = I_{x.инст} / L_{инст}^2 = I_{y.инст} / L_{инст}^2$  – масса инструмента приведенная;  $L_{инст}$  – вылет инструмента;  $c_{x.инст} = c_{y.инст}$ ;  $c_{ф.инст}$  – приведенные коэффициенты изгибной и крутильной жёсткости инструмента;  $m_{дет}$  – приведенная масса детали (кг)  $b_{x.y.z.инст}$ ;  $b_{x.y.z.дет}$  – приведенные коэффициенты демпфирования инструмента и детали;  $\dot{x}_{инстр.}$ ;  $\dot{y}_{инстр.}$ ;  $\dot{z}_{инстр.}$ ;  $\dot{x}_{дет.}$ ;  $\dot{y}_{дет.}$ ;  $\dot{z}_{дет.}$  – соответственно величины виброперемещений (виброскоростей и виброусорений) инструмента и детали;  $\Delta F_{рез.XYZ}$  – соответственно динамические составляющие силы резания по осям X, Y, Z, которые могут быть записаны в виде системы уравнений (24):

$$\begin{cases} \Delta F_{x,рез.} = -\Delta F_{t,рез.} \cdot \cos(z \cdot \omega_{инст.}) - \Delta F_{r,рез.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.}); \\ \Delta F_{y,рез.} = \Delta F_{t,рез.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.}) - \Delta F_{r,рез.} \cdot \cos(z \cdot \omega_{инст.}); \\ \Delta F_{z,рез.} = \Delta F_{z,рез.j.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.}); \\ \Delta M_{z,рез.} = (\Delta F_{t,рез.} \cdot \cos(z \cdot \omega_{инст.}) - \Delta F_{r,рез.} \cdot \sin(z \cdot \omega_{инст.})) \cdot d_{инст.} \end{cases} \quad (24)$$

Моделирование динамических процессов в системе «инструмент–деталь» показывает, что наблюдается возрастание амплитуд вибрации на частотах, определяемых собственными частотами детали, а также изгибными колебаниями для концевых фрез и крутильными колебаниями для торцевых фрез инструмента. На рисунке 6 приведены спектрограммы виброперемещений на обрабатываемой детали: а) расчетные при моделировании по дифуравнению (23); б) экспериментальные при фрезеровании на станке MCV-400 (деталь из Стали 40 X). Анализ показывает хорошую сходимость рассмотренной ММ.

б) Возникновение автоколебаний, причиной которых является запаздывание изменения силы резания при изменении толщины срезаемого слоя, рассмотрено в работах В.А. Кудинова, М.Е. Эльясберга, И.Г. Жаркова, В.М. Свинина и др. В данном случае динамические процессы в системе «инструмент–деталь» (значения переменных составляющих тангенциальной и радиальной сил резания) необходимо записать в виде уравнений:

$$\Delta F_{t,рез.}(\tau + T_z) = K_z \cdot B \cdot \Delta a(\tau);$$

$$\Delta F_{r,рез.}(\tau + T_r) = k_{тр.} \cdot \Delta F_{t,рез.},$$

где  $K_z$  – коэффициент резания, определяемый физико-механическими свойствами обрабатываемого материала и геометрией инструмента  $\Gamma_{инстр.}(d_{инст.}; z_{инст.}; \alpha_{инст.}; \gamma_{инст.}; \omega_{инст.})$ ;  $T_z, T_r$  – постоянные времени запаздывания, определяемые экспериментально;  $\Delta a(\tau)$  – толщина срезаемого слоя;  $k_{тр.}$  – коэффициент трения о переднюю поверхность инструмента. Такой подход также встречается в работах П. Ли, К. Ли, С. Ган и др.

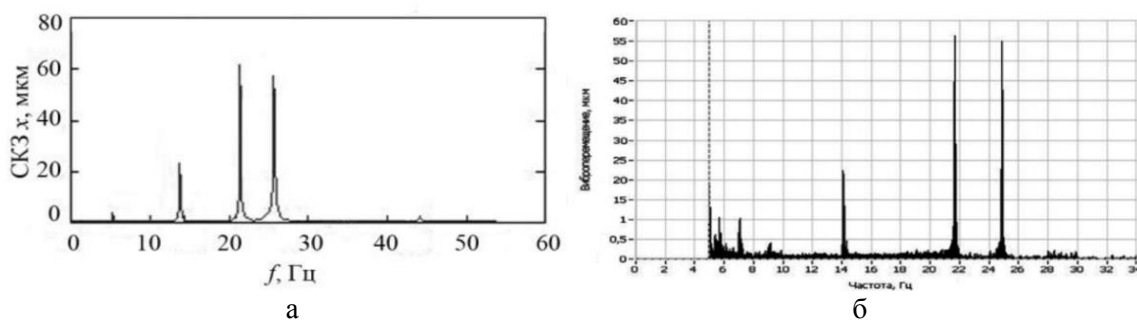


Рисунок 6 – Спектрограммы виброперемещений на обрабатываемой детали:

а) расчетные спектрограммы при моделировании по дифуравнению (23); б) экспериментальные спектрограммы при фрезеровании на станке MCV-400 (деталь Сталь 40X)

Однако при обработке высокопрочных титановых сплавов и жаропрочных сталей указанный процесс стружкообразования является доминирующим, что отмечено в работах: Р. Командури, Р. Браун, Ван Туркович и др. Как следствие, в процессе обработки таких материалов возникают вибрации в зоне резания, т. е. автоколебания, которые оказывают значительное воздействие на динамику ТС, что необходимо уточнять при составлении математических моделей, учитывающих возрастание вибрации на частотах, определяемых изгибными и крутильными колебаниями шпинделя, инструмента и обрабатываемой детали:  $f_{дет.} = f_{шпн.} \cdot Z \cdot f_{инст.} = f_{шпн.} \cdot Z$ , «биение» на частотах:  $f_{дет.} + f_{инст.} / 2 = f_i$ , если  $f_{дет.} \approx f_{инст.}$ ;  $f_{дет.} \approx f_{шпн.} \cdot Z$ .

В данном случае также возможно использование способов снижения уровня вибрации применением коррекции режимов механообработки  $\Phi_{мо} \rightarrow PO(n_{шпн}; s_z; t; B)$  (блок 21.1 КРМ) [1, 6, 7, 13–15]; (блок 21.3 КГИ) [5, 6, 7, 13–15, 28] – коррекции геометрии инструмента.  $\Phi_{геоминст} \rightarrow \Gamma_{инстр}(n_{шпн}; d_{инст}; z_{инст}; \alpha_{инст}; \gamma_{инст}; \omega_{инст}; t_{инст})$ . Данный процесс недостаточно изучен, и поэтому необходимо проведение серии экспериментов для выявления таких режимов и геометрии инструмента, при которых уровень вибрации был бы минимален, а эффективность механообработки максимальна. Особенности применения указанных способов при обработке высокопрочных титановых сплавов рассмотрены в главе 4.

## 2.2 Вибрации в системе «инструмент–шпиндель»

При работе шпиндельного узла под действием динамических составляющих сил и моментов от сил резания возникают значительные вибрации, для выявления резонансных частот шпиндельного узла ММ можно записать в виде системы дифуравнений (25) для неподвижной системы координат:

$$\begin{cases} m_{шпн.} \cdot \ddot{x}_{шпн.} + b_{x.шпн.} \cdot \dot{x}_{шпн.} + c_{x.пр.шпн.} \cdot x_{шпн.} = \\ = b_{x.инст.} \cdot (\dot{x}_{шпн.} - \dot{x}_{инст.}) + c_{x.инст.} \cdot (x_{шпн.} - x_{инст.}); \\ m_{шпн.} \cdot \ddot{y}_{шпн.} + b_{y.шпн.} \cdot \dot{y}_{шпн.} + c_{y.пр.шпн.} \cdot y_{шпн.} = \\ = b_{y.инст.} \cdot (\dot{y}_{шпн.} - \dot{y}_{инст.}) + c_{x.инст.} \cdot (y_{шпн.} - y_{инст.}); \\ m_{шпн.} \cdot \ddot{z}_{шпн.} + b_{z.шпн.} \cdot \dot{z}_{шпн.} + c_{y.пр.шпн.} \cdot z_{шпн.} = \\ = b_{y.инст.} \cdot (\dot{z}_{шпн.} - \dot{z}_{инст.}) + c_{x.инст.} \cdot (z_{шпн.} - z_{инст.}); \\ I_{z.шпн.} \cdot \ddot{\phi}_{z.инст.} + b_{z.шпн.} \cdot \dot{\phi}_{z.шпн.} + c_{z.шпн.} \cdot \phi_{z.шпн.} = \\ = b_{\phi.инст.} \cdot (\dot{\phi}_{z.шпн.} - \dot{\phi}_{z.инст.}) + c_{\phi.инст.} \cdot (\phi_{z.шпн.} - \phi_{z.инст.}); \\ m_{инст.} \cdot \ddot{x}_{инст.} + b_{x.инст.} \cdot \dot{x}_{инст.} + c_{x.инст.} \cdot x_{инст.} = \Delta F_{x.рез.}; \\ m_{инст.} \cdot \ddot{y}_{инст.} + b_{y.инст.} \cdot \dot{y}_{инст.} + c_{y.инст.} \cdot y_{инст.} = \Delta F_{y.рез.}; \\ m_{инст.} \cdot \ddot{z}_{инст.} + b_{z.инст.} \cdot \dot{z}_{инст.} + c_{z.инст.} \cdot z_{инст.} = \Delta F_{z.рез.}; \\ I_{z.инст.} \cdot \ddot{\phi}_{z.инст.} + b_{\phi.инст.} \cdot \dot{\phi}_{z.инст.} + c_{\phi.инст.} \cdot \phi_{z.инст.} = M_{z.рез.}, \end{cases} \quad (25)$$

где  $m_{пр.шпн.} = m_{пр.инст.} + K_m \cdot m_{шпн.}$  – приведенная масса шпиндельного узла (кг),  $K_m = 0,3 \cdot \frac{L_{инст.}}{L_{инст.} + L_{шпн.}}$ ;

$c_{x.пр.шпн.} = c_{y.пр.шпн.} = c_{шпн.} \cdot K_c$  – приведенная жесткость шпиндельного узла (Н/м),  $K_c = \frac{L_{шпн.}}{(L_{инст.} + L_{шпн.})}$ ;  $L_{шпн.}$

– расстояние между опорами шпинделя (м), в рассматриваемом случае учитываем только жесткость опор.

Моделирование динамических процессов в указанной системе показывает, что наблюдается возрастание амплитуд вибрации на частотах, определяемых изгибными и крутильными колебаниями в системе «инструмент–шпиндель»:

$$f_{зубц} = f_{шпн.} \cdot z \neq f_{изгиб.} = \sqrt{c_{шпн.х.у} / I_{х.у.шпн.}}; \quad (26)$$

$$f_{зубц} = f_{шпн.} \cdot z \neq f_{з.крут.} = \sqrt{c_{з.шпн.} / I_{з.шпн.}}, \quad (27)$$

где  $I_{экр.инст.шпн.} = I_{х.инст.шпн.} = I_{у.инст.шпн.}$  – экваториальный приведенный момент инерции инструмента и инструментальной оснастки ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ) для торцевых фрез, имеющих сопоставимый инерционный параметр;  $I_{з.инст.}$  – осевой момент инерции инструмента и инструментальной оснастки ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ) (для концевых фрез при  $L_{инст}/d_{инст} < 3-5$   $I_{экр.инст} \ll I_{з.инст}$ ). На рисунке 7 приведены спектрограммы виброперемещений на шпинделе станка: а) расчетные при моделировании по дифуравнению (25); б) экспериментальные на шпинделе станка MCV-400 при фрезеровании детали из Стали 40Х. Анализ показывает хорошую сходимость рассмотренной ММ.

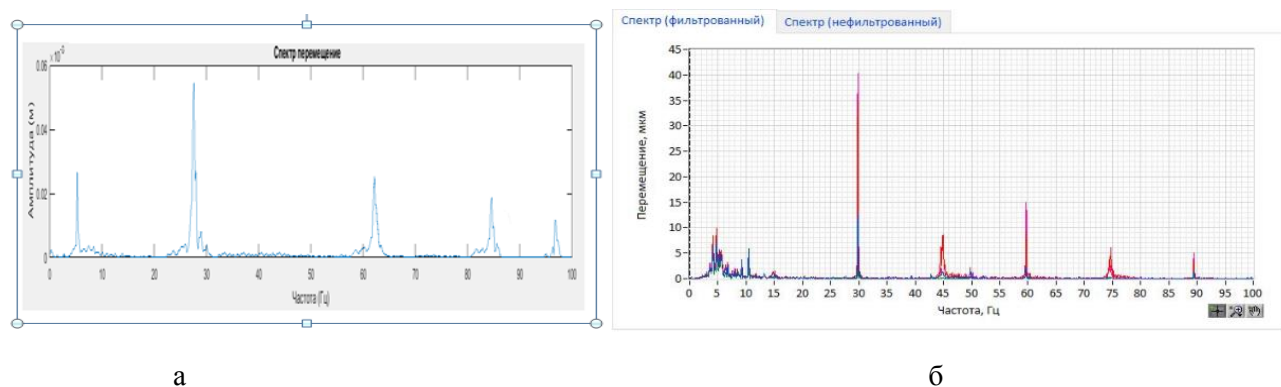


Рисунок 7 – Спектрограммы виброперемещений на шпиндельном узле станка:

а) расчетные при моделировании по дифуравнению (25); б) экспериментальные на шпиндельном узле станка MCV-400 при фрезеровании детали из Стали 40Х

Для снижения уровня вынужденных колебаний в системах «инструмент–шпиндель» и «деталь–приспособление» (для нежесткой детали) необходимо избегать совпадения собственных изгибных и крутильных колебаний с частотами возбуждения на оборотной и «зубцовой» частотах (26), (27):

$$f_{зубц} \leq (0,7 - 0,75) \cdot f_{изгиб.} \cdot f_{зубц} \leq (0,7 - 0,75) \cdot f_{з.крут.}; z = 1, 2, 3 \dots$$

Рассмотренная ММ не дает полного описания динамических процессов в ТС, что позволяет определить резонансные частоты шпиндельного узла для применения технических решений с целью снижения уровня вибраций. В данном случае также возможно использование способов снижения уровня вибрации с применением коррекции режимов механообработки (**блоки: 21.1 КРМ; 21.3 КГИ**) – коррекции геометрии инструмента. Особенности применения указанных способов при механообработке рассмотрены в главе 4. Возможно также применение виброгасителей колебаний вязкого трения (**блок 22.5 ВВТ**) [9, 33]; динамического (**блок 22.3. ВД**) [2, 3, 15, 34] или ударного типа (**ВУТ блок 22.6**) [8, 9, 14, 15, 32]. В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения.

### 2.3 Вибрации в системе «деталь–приспособление»

Динамические процессы в системе «инструмент–шпиндель» можно записать в виде системы дифуравнений (28):

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\text{дет}} \cdot \ddot{x}_{\text{дет}} + b_{x,\text{дет}} \cdot (\dot{x}_{\text{прс}} - \dot{x}_{\text{дет}}) + c_{x,\text{дет}} \cdot (x_{\text{прс}} - x_{\text{дет}}) = \Delta F_{x. \text{ рез.}}; \\ m_{\text{дет}} \cdot \ddot{y}_{\text{дет}} + b_{y,\text{дет}} \cdot (\dot{y}_{\text{прс}} - \dot{y}_{\text{дет}}) + c_{y,\text{дет}} \cdot (y_{\text{прс}} - y_{\text{дет}}) = \Delta F_{y. \text{ рез.}}; \\ m_{\text{дет}} \cdot \ddot{z}_{\text{дет}} + b_{z,\text{дет}} \cdot (\dot{z}_{\text{прс}} - \dot{z}_{\text{дет}}) + c_{z,\text{дет}} \cdot (z_{\text{прс}} - z_{\text{дет}}) = \Delta F_{z. \text{ рез.}}; \\ m_{\text{прс}} \cdot \ddot{x}_{\text{прс}} + b_{x,\text{прс}} \cdot \dot{x}_{\text{прс}} + c_{x,\text{прс}} \cdot x_{\text{прс}} = b_{x,\text{дет}} \cdot (\dot{x}_{\text{дет}} - \dot{x}_{\text{прс}}) + \\ \quad + c_{x,\text{дет}} \cdot (x_{\text{дет}} - x_{\text{прс}}); \\ m_{\text{прс}} \cdot \ddot{y}_{\text{прс}} + b_{y,\text{прс}} \cdot \dot{y}_{\text{прс}} + c_{y,\text{прс}} \cdot y_{\text{прс}} = b_{y,\text{дет}} \cdot (\dot{y}_{\text{дет}} - \dot{y}_{\text{прс}}) + \\ \quad + c_{y,\text{дет}} \cdot (y_{\text{дет}} - y_{\text{прс}}); \\ m_{\text{прс}} \cdot \ddot{z}_{\text{прс}} + b_{z,\text{прс}} \cdot \dot{z}_{\text{прс}} + c_{z,\text{прс}} \cdot z_{\text{прс}} = b_{z,\text{дет}} \cdot (\dot{z}_{\text{дет}} - \dot{z}_{\text{прс}}) + \\ \quad + c_{z,\text{дет}} \cdot (z_{\text{дет}} - z_{\text{прс}}), \end{array} \right. \quad (28)$$

где  $m_{\text{прс}}$  – приведенная масса приспособления (кг);  $b_{x,y,z,\text{прс}}$  – приведенные коэффициенты демпфирования (Н с/м);  $c_{x,y,z,\text{прс}}$  – приведенная жесткость (Н/м) в направлении технологических осей  $x, y, z$ ;  $\dot{x}_{\text{прс}}, \dot{y}_{\text{прс}}, \dot{z}_{\text{прс}}, \dot{x}_{\text{дет}}, \dot{y}_{\text{дет}}, \dot{z}_{\text{дет}}$  – соответственно величины виброперемещений (виброскоростей и виброускорений) приспособления и детали.

Так как жесткость приспособления, как правило, больше или сопоставима с жесткостью детали, т. е.  $c_{x,y,z,\text{прс}} \gg c_{x,y,z,\text{дет}}, c_{x,y,z,\text{прс}} \approx c_{x,y,z,\text{дет}}$ , моделирование динамических процессов в указанной системе показывает, что наблюдается возрастание амплитуд вибрации на частотах, определяемых собственными частотами детали (29), при совпадении с «зубцовой» частотой или частотой автоколебаний, возникающей при механообработке.

$$\omega_{\text{зубц}} = \omega_{\text{шпн}} \cdot z = \Omega_{\text{дет.}Xi.Yi.Zi}^* = \sqrt{\frac{[c_{\text{дет}}]}{[m_{\text{дет}}]}}, \quad (29)$$

где  $[c_i], [m_i]$  – матрицы коэффициентов приведенных жесткостей и масс детали.

В данном случае необходимо использовать следующие технические решения: а) изменение схемы закрепления детали, использование вспомогательных опор; б) для снижения уровня вибрации возможно применение виброгасителя колебаний вязкого трения (**22.5 ВВТ**), рассмотренного в главе 5; в) изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами, под которыми подразумевается наплавка на элементы ТС (приспособления, корпуса инструмента и др.) слоев материалов, обладающих указанными свойствами (**блок 21.5 АТ**) [17, 37, 56, 57], рассмотренных в главе 4. Сравнительные спектрограммы до и после применения указанных технических решений приведены в главах 5, 6.

## 2.4 Вибрации в системе «деталь – динамический виброгаситель»

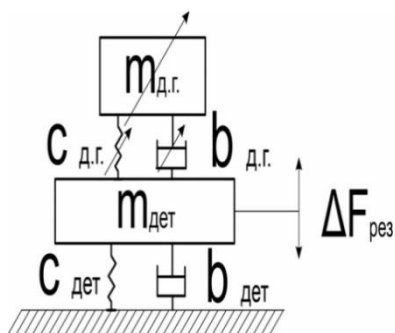


Рисунок 8 – Расчетная схема в системе «деталь – динамический виброгаситель»

При обработке резанием возможно возникновение вибраций на элементах ТС, что снижает эффективность механообработки. В рассматриваемом случае для снижения уровня вибрации, например, детали, возможно применение динамического виброгасителя. Динамические процессы в системе «деталь – динамический виброгаситель» могут быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 8, и соответствующей системы дифференциальных уравнений (30) для случая одномерных вибраций:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\text{дет}} \cdot \ddot{x}_d + b_{\text{дет}} \cdot \dot{x}_{\text{дет}} + b_{\text{дет}} \cdot (\dot{x}_{\text{дет}} - \dot{x}_{\text{взд}}) + c_{\text{дет}} \cdot x_d + \\ \quad + c_{\text{дет}} \cdot (x_{\text{дет}} - x_{\text{взд}}) = \sum F_{x_i} \cdot \sin \omega_i \cdot z \cdot t; \\ m_{\text{взд}} \cdot \ddot{x}_{\text{взд}} + b_{\text{взд}} \cdot (\dot{x}_{\text{взд}} - \dot{x}_{\text{дет}}) + c_{\text{взд}} \cdot (x_{\text{взд}} - x_{\text{дет}}) = 0. \end{array} \right. \quad (30)$$

где  $C_{вгд}$  – жесткость динамического виброгасителя (Н/м);  $m_{вгд}$  – масса динамического виброгасителя (кг);  $b_{вгд}$  – коэффициент демпфирования динамического виброгасителя (Н с/м). При настройке инерционных, упругих и диссипативных параметров динамического виброгасителя при выполнении условия (31) получаем «зону антирезонанса», на которой уровень вибрации детали снижается:

$$\sqrt{C_{дет}/m_{дет}} = \sqrt{C_{вгд}/m_{вгд}}. \quad (31)$$

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения данного технического решения (блок 22.5 ВД) [2, 3, 15, 34].

## 2.5 Вибрации в системе «деталь – ударный односторонний виброгаситель»

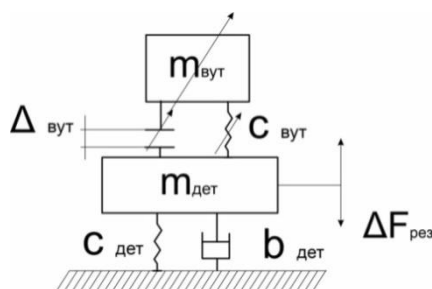


Рисунок 9 – Расчетная схема системы «деталь – ударный односторонний виброгаситель»

Соответствующая ММ приведена в виде системы дифуравнений (32) для случая одномерных вибраций:

$$\begin{cases} m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot (\dot{x}_{дет} - \dot{x}_{вуг}) + c_{дет} \cdot x_{дет} + \\ + c_{дет} \cdot (x_{дет} - x_{вуг}) = \sum \Delta F_{рез} \cdot \sin \omega_i \cdot z \cdot t; \\ m_{вуг} \cdot \ddot{x}_{вуг} + b_{вуг} \cdot (\dot{x}_{вуг} - \dot{x}_{дет}) + c_{вуг} \cdot (x_{вуг} - x_{дет}) = 0, \end{cases} \quad (32)$$

где  $C_{вуг}$  – жесткость ударного виброгасителя (Н/м);  $m_{вуг}$  – масса ударного виброгасителя (кг);  $b_{вуг} \approx \frac{1}{2\pi} \cdot m_{вуг} \cdot \omega_i \cdot (1 - r_{вост}^2)$  – коэффициент демпфирования ударного виброгасителя (Н с/м) ( $r_{вост} \approx 0,8$  – коэффициент восстановления скорости при ударе).

Максимальный эффект виброгашения достигается при выполнении условия (33), для минимального уровня вибрации на обрабатываемой детали:

$$\sqrt{C_{дет}/m_{дет}} = 2 \cdot \sqrt{C_{вуг}/m_{вуг}}. \quad (33)$$

Выполнение данного условия достигается за счет настройки инерционных, упругих, а также диссипативных параметров ударного виброгасителя путем изменения величины зазора  $\Delta \leq 0$ , обеспечивающего его «подключение» при определенном уровне вибрации  $x_{дет}$  и частоте  $\omega_i$ . В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения ударного виброгасителя (блок 22.6 ВУТ) [8, 9, 14, 15, 32].

## 2.6 Вибрации в системе «деталь – виброгаситель вязкого трения»

Обработка резанием нежесткой детали приводит к возникновению повышенного уровня вибрации, что также снижает эффективность механообработки. В рассматриваемом случае для снижения уровня вибрации, например, детали, возможно применение виброгасителя вязкого

трения. Динамические процессы в системе «деталь – виброгаситель вязкого трения» могут быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 10.

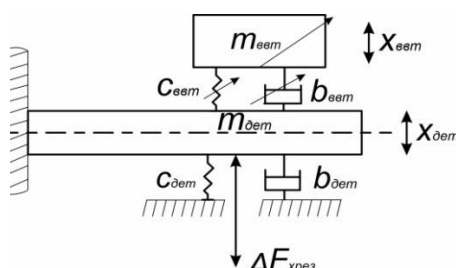


Рисунок 10 – Расчетная схема системы «деталь – виброгаситель вязкого трения»

Соответствующая ММ приведена в виде системы дифуравнений (34) для случая одномерных вибраций:

$$\begin{cases} m_{дет} \cdot \ddot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot \dot{x}_{дет} + b_{дет} \cdot (\dot{x}_{дет} - \dot{x}_{ввт}) + c_{дет} \cdot x_{дет} + \\ + c_{дет} \cdot (x_{дет} - x_{ввт}) = \sum \Delta F_{ХРЕЗ} \cdot \sin \omega_i \cdot z \cdot t; \\ m_{ввт} \cdot \ddot{x}_{ввт} + b_{ввт} \cdot (\dot{x}_{ввт} - \dot{x}_{дет}) + c_{ввт} \cdot (x_{ввт} - x_{дет}) = 0, \end{cases} \quad (34)$$

где  $m_{дет}$ ,  $m_{ввт}$  – массы детали и виброгасителя вязкого трения (кг);  $C_{дет}$ ,  $C_{ввт}$  – жесткости детали и виброгасителя вязкого трения Н/м;  $b_{дет}$ ,  $b_{ввт}$  – коэффициенты демпфирования детали и виброгасителя Н·с/м.

Максимальный эффект виброгашения достигается при выполнении условия (35), в результате чего уровень вибрации детали будет минимален:

$$b_{ввт} / m_{ввт} \approx \sqrt{c_{дет} / (m_{ввт} + m_{дет})}. \quad (35)$$

В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения виброгасителя вязкого трения (блок 22.3 ВВТ) [9, 33].

## 2.7 Вибрации в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах

Наличие люфтов в ШВП и в других подвижных элементах способствует увеличению вибрации в ТС, что также снижает эффективность механообработки. Динамические процессы, происходящие в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах, могут быть представлены в виде расчетной схемы, приведенной на рисунке 11.

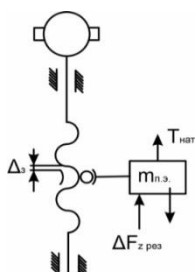


Рисунок 11 – Расчетная схема возникновения повышенной вибрации в ТС при наличии люфтов в ШВП и в других подвижных элементах

Соответствующая ММ приведена в виде дифуравнений (36), (37) для случая одномерных вибраций:



$$m_{nэ} \cdot \ddot{z}_{nэ} + b_{nэ} \cdot \dot{z}_{nэ} + F(z_{nэ}) = F_{z.рез}; \quad (36)$$

$$F(z_{nэ}) = \begin{cases} c_{пэ} \cdot (z_{пэ} + \Delta) \text{ при } z_{пэ} \leq -\Delta \\ 0 \text{ при } -\Delta \leq z_{пэ} \leq \Delta \\ c_{пэ} \cdot (z_{пэ} - \Delta) \text{ при } z_{пэ} \geq \Delta, \end{cases} \quad (37)$$

где  $m_{nэ}; b_{nэ}; c_{пэ}$  – инерционные (кг), диссипативные (Н с/м), упругие параметры подвижного узла;  $\ddot{z}_{nэ}$  – виброускорение подвижного узла;  $\Delta$  – величина зазора в подвижном узле.

Применение виброгасителя подвижного узла станка [31, 52] (**22.4 ВПУ**) снижает общий уровень вибрации на доминирующих частотах, кратных «зубцовой», или автоколебаний, возникающих в системе «инструмент–деталь» ( $f_{nэ} = (1/k) f_{зубц}$   $k=1, 2, 3$ ) за счет создания силы предварительного натяга  $T_{НАТ}$  в направлении, совпадающем с направлением постоянной составляющей силы резания  $F_{рез}$ , что будет препятствовать возникновению люфтов в стыковых соединениях подвижных узлов и повышать их жесткость. В главе 5 приведены сравнительные спектрограммы до и после применения рассмотренного технического решения.

Снижение эффективности механообработки может быть следствием дефектов в элементах гидроприводов [59]. Такие приводы применяются в шлифовальных, полировальных, хонинговальных и других станках, а также в качестве приводов приспособлений. Определение дефектов элементов гидропривода технологического оборудования осуществляется «локализацией» конкретного элемента гидропривода [35] и его вибромониторингом [44, 45, 51]. Методика вибромониторинга гидропривода станка и сравнительные спектрограммы насосов при наличии и отсутствии дефектов приведены в главе 6.

На основании приведенных исследований можно сделать заключение, что необходимо производить вибромониторинг для определения повышенного уровня вибрации на соответствующих характерных («реперных») частотах. Для снижения уровня вибрации необходимо применять соответствующие технические решения для виброзащиты элементов ТС, приведенные в таблице 1.

Рассмотренные ММ описывают динамические процессы при действии «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на ТС, а также поясняют предлагаемую концепцию, на основании которой предложены конструкторско-технологические способы виброгашения, что позволяет: 1) для технологических способов предложить технические решения по рациональному выбору режимов механообработки и геометрии инструмента; 2) для конструктивных способов предложить обоснованные технические решения по определению инерционно-упругих и диссипативных параметров виброгасителей для случаев «внешнего» и «внутреннего» воздействий на ТС.

Разработана концепция виброзащиты ТС с параметрами  $X=X(I, T)$  при действии «внешних» и «внутренних» источников импульсно-вибрационных воздействий, где  $(I, T)$  – соответственно измеренные вибрационные и технологические критерии эффективности механообработки Эф).

Реализация концепции виброзащиты ТС осуществляется в следующей последовательности:

- 1) предварительный мониторинг ТС и формирование битов состояния  $l_1 \dots l_7$ ;
- 2) адаптация функций ТС по результатам вибромониторинга на основе битов состояния  $l_1 \dots l_7$  с рациональным использованием конструкторско-технологических способов для выполнения условия:  $\text{Эф}(0) > \text{Эф}(+)$ ;
- 3) определение и контроль параметров ТС на основе оперативного вибромониторинга;
- 4) формирование пространства работоспособного состояния ТС в виде векторов рабочих параметров:  $X(0)=X(I, T)$  и  $X(+)=X(I, T)$  – соответственно состояния ТС до и после применения способов виброзащиты.

Алгоритмы виброзащиты по результатам вибромониторинга могут быть использованы для всех типов производств, но особенно рационально их применение в крупносерийном и серийном производствах.

Таблица 1 – Технические решения для виброзащиты элементов ТС по результатам вибромониторинга на «реперных» частотах

| № пп | Вероятные причины повышенной вибрации                                                                           | Тип используемого сигнала                   | Характерные частоты по зависимостям                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     | Применяемые технические решения для виброзащиты элементов ТС                                                                                                                                   |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1    | Отсутствует система виброзащиты ТС (дефекты фундамента или виброопор) или внешний источник вибрации             | Спектр, форма сигнала                       | $f_{\text{внеш}} = 2-5 \text{ Гц}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | (блок 22.1 ВОО) – виброгасящие опоры оборудования<br>(блок 22.2 ВИБ) – виброгаситель источника вибрации                                                                                        |
| 2    | Наличие люфтов в ШВП или других подвижных элементах ТС                                                          | Спектр, форма сигнала                       | $f_{\text{пз}} = (1/\kappa) f_{\text{обор}}$<br>$\kappa = 1, 2, 3..$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | (блок 22.4 ВПУ) – виброгаситель для подвижного узла станка                                                                                                                                     |
| 3    | Совпадение собственных частот элементов ТС и оборотной частоты                                                  | Спектр                                      | $f_{\text{об}}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | балансировка или<br>(блок 22.7 ВАБ) – виброгаситель автобалансирующий                                                                                                                          |
| 4    | Вибрации системы «деталь–инструмент», автоколебания при механообработке сталей и сплавов, склонных к упрочнению | Спектр, форма сигнала, пик-фактор, эксцесс, | $f_{\text{дет.}} = f_{\text{инст.}} \cdot Z$ $f_{\text{инст.}} = f_{\text{инст.}} \cdot Z,$ $f_{\text{з.круп.}} =$ $\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{з.инст.}}}{I_{\text{з.инст.инст.}}}}$ $f_{\text{инст.}} = 2 \cdot f_{\text{инст.}} \cdot Z$ $f_{\text{х.у.изг.}} =$ $\frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{х.у.инст.}}}{I_{\text{х.у.инст.инст.}}}}$ $Z = 1, 2, 3...$ | коррекция режимов механообработки (блок 21.1 КРМ); динамический виброгаситель (блок 22.5 ВД);<br>изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами (АТ блок 21.5).              |
| 5    | Вибрации системе «инструмент–шпиндель»                                                                          | Спектр                                      | $f_{\text{дет.}} = f_{\text{инст.}} \cdot Z$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            | коррекция режимов механообработки (блок 21.1 КРМ); изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими свойствами (АТ блок 21.5).                                                            |
| 6    | Вибрации системе «деталь–приспособление» (для нежесткой детали)                                                 | Спектр                                      | $f_{\text{инст.}} = f_{\text{инст.}} \cdot Z$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | коррекция режимов механообработки (блок 21.1 КРМ);<br>(блок 22.3 ВВТ) виброгаситель вязкого трения; (блок 22.5 ВД) динамический виброгаситель;<br>(блок 22.6 ВУТ) виброгаситель ударного типа. |

В третьей главе рассмотрены методы экспериментальных исследований динамических процессов в ТС, для чего разработана нормативная база проектирования, испытания инструмента и режимов механообработки с применением СПМО вибрационного мониторинга, обеспечивающее измерение вибрационных параметров, воздействий при механообработке в производственных условиях, запись их в базу данных, обработку и анализ.

Портативный комплекс представляет собой многофункциональный четырехканальный виброизмерительный прибор, предназначенный для контроля текущего вибрационного состояния ТС и другого оборудования. Состав: 1) измерительный комплекс К-5101: (Ni cDAQ-9174 National Instruments) со средствами измерений: вибропреобразователи типа акселерометр (AP2037-100 «ООО Глобал Тест» г. Саров, РФ) – 4 шт., таходатчик фотоэлектрический ТДФ – 1 шт.; 2) персональный компьютер типа Notebook с установленными СПМО: 2.1 «Виброрегистра-

тор-Ф» [69], 2.2 «Виброрегистратор-М2» [45], 2.3 «Logger»-регистратор, «подшипник» и др. (ООО «Ви Тэк Сибирь», г. Томск, и ООО «ВИТЭК-АВТОМАТИКА», г. Санкт-Петербург, РФ); 2.4 «DIAMANT» при использовании виброанализаторов Оникс, Агат-М (ООО «НТЦ «Завод Бал Маш» и ООО «ДИАМЕХ 2000», г. Москва, РФ).

Для реализации рационального выбора в СПМО «Виброрегистратор-Ф» [44, 51] была проведена экспериментальная корреляция между режимами механообработки, измеренными параметрами вибрации и производительностью механообработки (Wобр объемом материала, снимаемого за оборот фрезы) в соответствии с планом эксперимента для фрез с разной геометрией. Это позволяет выбрать такие режимы механообработки и (или) геометрические параметры фрезы, при соблюдении которых будет иметь место минимальный уровень вибрации и максимальная производительность, а также повышение качества механообработки.

На рисунке 12, а приведены основные элементы системы вибромониторинга технологического оборудования. Алгоритм обработки и анализа параметров вибрации (рисунке 12, б) позволяет производить виброконтроль динамических процессов при механообработке в ТС в соответствии с требованиями ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009.

Последовательность настройки указанных требований в СПМО «Виброрегистратор-М2» [44]:

1. Создание базы данных (БД) и ее дополнение.
2. Настройки перед измерением.
3. Извлечение из БД, предварительный анализ параметров вибрации.
4. Формирование автоматизированного отчета, по которому технолог выбирает рациональные режимы механообработки путем сравнения серий измерений или иных исследований с применением данного комплекса.

Рассмотренные методы и техника экспериментального исследования динамики работы ТС при механообработке резанием и СПМО для их реализации позволяют производить комплексный вибрационный функциональный и тестовый мониторинг ее элементов в производственных условиях, запись их в базу данных, обработку и анализ. Разработанная СПМО для вибромониторинга [44, 45, 51] и нормативная база, получаемая при реализации многофакторного эксперимента, позволяют значительно улучшить эффективность механообработки при проектировании техпроцесса, испытании инструмента и обоснованном выборе режимов его работы. Предусмотрена возможность расширения методов вибромониторинга.

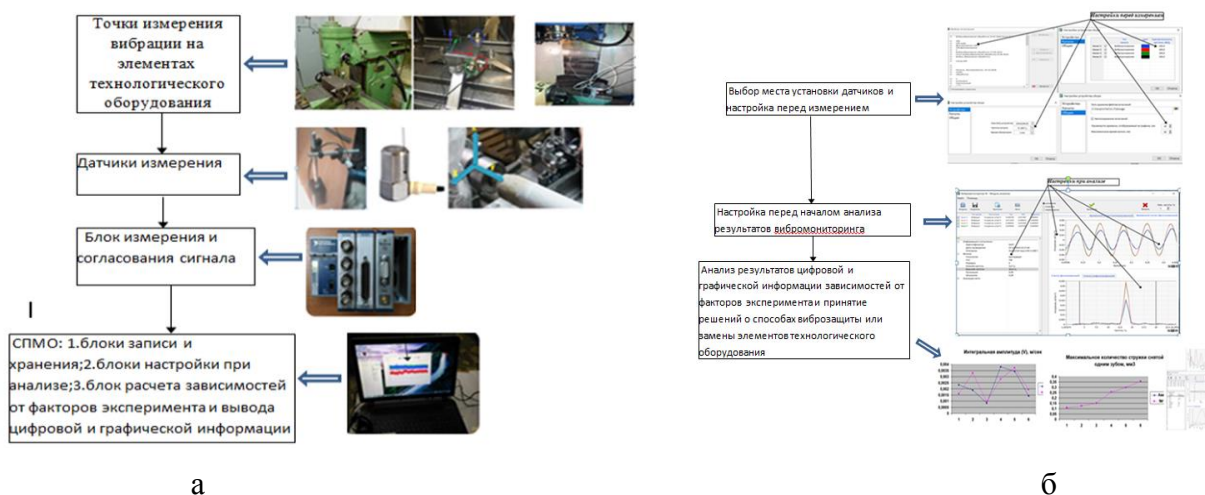


Рисунок – 12 (а) основные элементы системы вибромониторинга элементов ТС; (б) алгоритм обработки информации вибромониторинга

В четвертой главе рассмотрены методы повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений снижения уровня вибрации технологическими способами по результатам функционального вибромониторинга. При проектировании

технологического процесса и его реализации с целью увеличения эффективности механообработки  $\Delta\phi \rightarrow \max$  могут быть использованы технологические способы  $\Phi(T_j)$ :

1.  $\Phi(T_1)$  (1.41 блок 21.1 КРМ) – коррекция режимов механообработки [1, 6, 7, 13–15];
2.  $\Phi(T_2)$  (1.42 блок 21.2 СОТС) – рациональный выбор СОЖ;
3.  $\Phi(T_3)$  (1.43 блок 21.3 КГИ) – коррекция геометрии инструмента [5–7, 13–15, 28];
4.  $\Phi(T_4)$  (1.44 блок 21.4 МОД) – модификация поверхности инструмента;
5.  $\Phi(T_5)$  (1.45 блок 21.5 АТ) – изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими параметрами путем наплавки [17, 37, 56, 57].

В данной работе рассмотрены технологические способы: коррекция режимов механообработки; коррекция геометрии инструмента; изготовление элементов ТС с повышенными демпфирующими параметрами путем наплавки.

Алгоритм технологических способов виброзащиты по результатам функционального вибромониторинга приведен на рисунке 13.

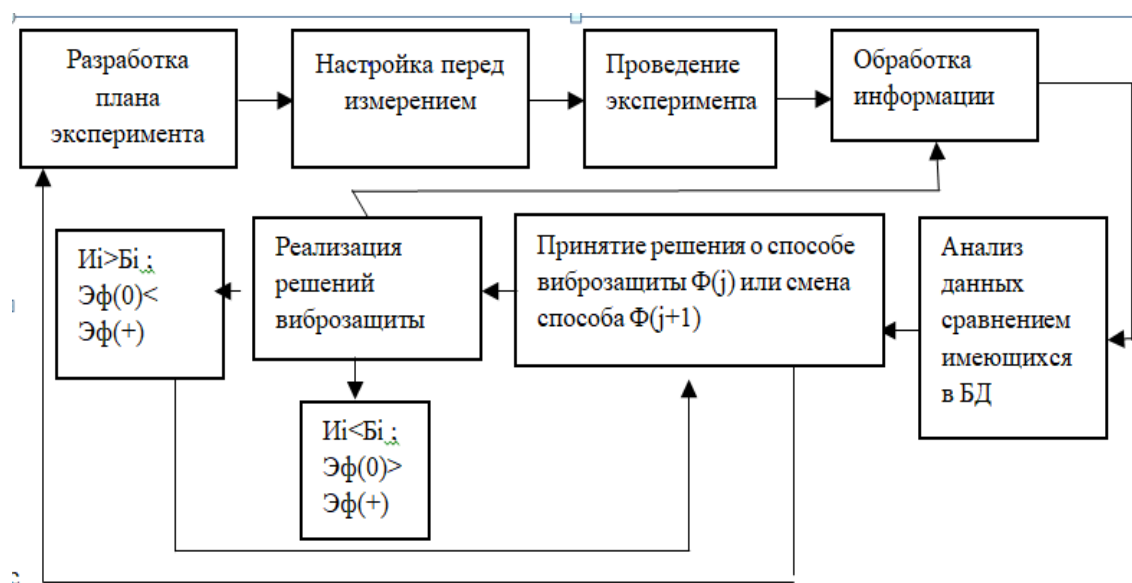


Рисунок 13 – Алгоритм проведения функционального вибромониторинга для использования технологических способов виброзащиты  $\Phi(j)$

4.1 Для реализации рационального выбора:  $\Phi_{(1)}$  (21.1 КРМ) – режимов механообработки и их коррекции, а также  $\Phi_{(3)}$  (21.3 КГИ) – коррекции геометрии инструмента (с использованием СПМО «Виброрегистратор-Ф» [44, 45, 52], была проведена экспериментальная корреляция между следующими факторами. Выбор рациональных технических решений осуществляется выявлением экстремумов функциональных зависимостей  $\Phi(j)$ , по следующим критериям высокоэффективной механообработки,  $\Delta\phi_{уст} \rightarrow \max$  при  $I_i \rightarrow \min$ : 1) качество механообработки  $K_o$ ; 2) производительность механообработки  $Pr_{ст} = W_{обр}$  при минимальном значении вибрации  $I \leq [B_i]$   $I_i \rightarrow \min$ .

Это позволяет выбрать такие режимы механообработки и (или) геометрические параметры фрезы, при соблюдении которых будет иметь место минимальный уровень вибрации и максимальная производительность механообработки [1, 5–7, 13–15, 28]. На рисунке 14 приведена схема размещения датчиков проведенных экспериментов в ООО «ПК МИОН» на станке MCV-400 при определении рациональных режимов механообработки и геометрии инструмента. После проведения серии многофакторных экспериментов (шестифакторный: скорость резания  $V$ , м/мин; подача на зуб инструмента  $sz$ , мм/зуб; угол входа фрезы; угол подъема спирали; ширины  $B$ , глубины фрезерования  $t$  мм) были определены основные факторы, оказывающие значительное влияние на эффективность механообработки.

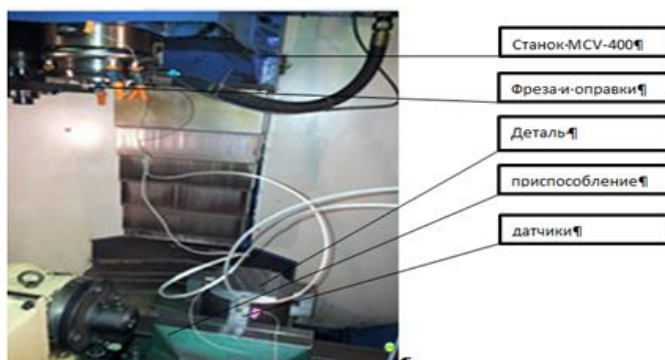


Рисунок 14 – Схема размещения датчиков и фотография эксперимента в ООО «ПК МИОН» на станке MCV-400

Следует отметить, что при выборе режимов механообработки принимались рекомендации, необходимые для предотвращения автоколебаний в ТС, которые рассмотрены в работах: В.Н. Андреева, В.А. Кудинова, А.Р. Маслова, Ю.В. Подураева, С.Н. Григорьева, В.М. Свинина, С.И. Петрушина и др., что позволяет значительно снизить объем экспериментальных исследований и провести двухфакторный эксперимент, результаты которого приведены в таблицах 2, 3.

В таблице 2 приведен план эксперимента, в таблице 3 – геометрические параметры фрез. На рисунке 15 приведена экспериментальная зависимость с использованием фрезы с минимальным уровнем вибрации по  $A_{RMS}$  (м/с<sup>2</sup>) и объема снятого материала  $W_{об}$  (мм<sup>3</sup>/об) при изменении угла наклона спирали фрезы  $\omega_n$  и углов между зубьями  $t_{фр}$  фрезы Ø 10 мм твердый сплав марки H10F при механообработке нормализованной стали 40X HRCэ 23-36.

Таблица 2 – План эксперимента

| № эксперимента | Скорость резания V, м/мин | Подача на зуб инструмента, $s_z$ , мм/зуб | Объем снятого материала W, мм <sup>3</sup> /об |
|----------------|---------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------|
| 1              | 100                       | 0,02                                      | 0,323                                          |
| 2              | 100                       | 0,048                                     | 0,766                                          |
| 3              | 120                       | 0,017                                     | 0,27                                           |
| 4              | 120                       | 0,04                                      | 0,64                                           |
| 5              | 140                       | 0,04                                      | 0,231                                          |
| 6              | 140                       | 0,034                                     | 0,547                                          |

Таблица 3 – Геометрические параметры фрез

| № фрезы | Угол подъема спирали $\omega$ , град. | Угол между зубьями фрезы $t$ , град. | $t_{фр}$ | $t_{фр}$ | $t_{фр}$ | Материал фрезы – твердый сплав марки H10F фирмы Sandvik Coromant, диаметр фрезы 10 мм |
|---------|---------------------------------------|--------------------------------------|----------|----------|----------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 1       | 30                                    | 92                                   | 90       | 88       | 90       |                                                                                       |
| 2       | 45                                    | 92                                   | 88       | 92       | 88       |                                                                                       |
| 3       | 60                                    | 93                                   | 91       | 85       | 91       |                                                                                       |

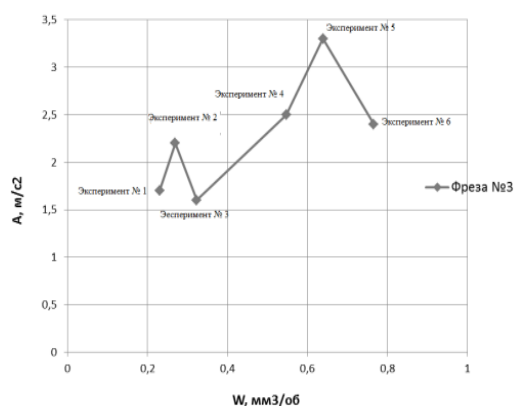


Рисунок 15 – Зависимость производительности механообработки  $W_{об}$  от уровня вибрации (мм/с<sup>2</sup>) при использовании фрезы с минимальным уровнем вибрации

Анализ полученных зависимостей показал, что максимальные уровни вибрации возникают при совпадении зубцовой частоты и собственных частот детали или инструмента, однако существенного изменения уровня вибрации отмечено не было. Проведены исследования физико-механических характеристик качества, т. е. глубины наклепанного слоя и его твердости на детали из Стали 40 X HRCэ 32-36, обработанные концевыми фрезами Ø 20 мм из быстрорежущей стали P6M5K5 по ГОСТ 23248-78



с разными углами наклона зуба  $\omega_n = 20^\circ; 30^\circ; 45^\circ$  и фрезой с волнообразной режущей кромкой, конструкция которой и особенности ее геометрии приведены на рисунках 16, а, б.

Результаты измерения величины микротвёрдости и глубины наклепанного слоя приведены на рисунке 16, в, анализ зависимостей показывает, что микротвёрдость и глубина наклепанного слоя при обработке фрезой с волнообразной режущей кромкой меньше, чем у фрез по ГОСТ 23248-78.

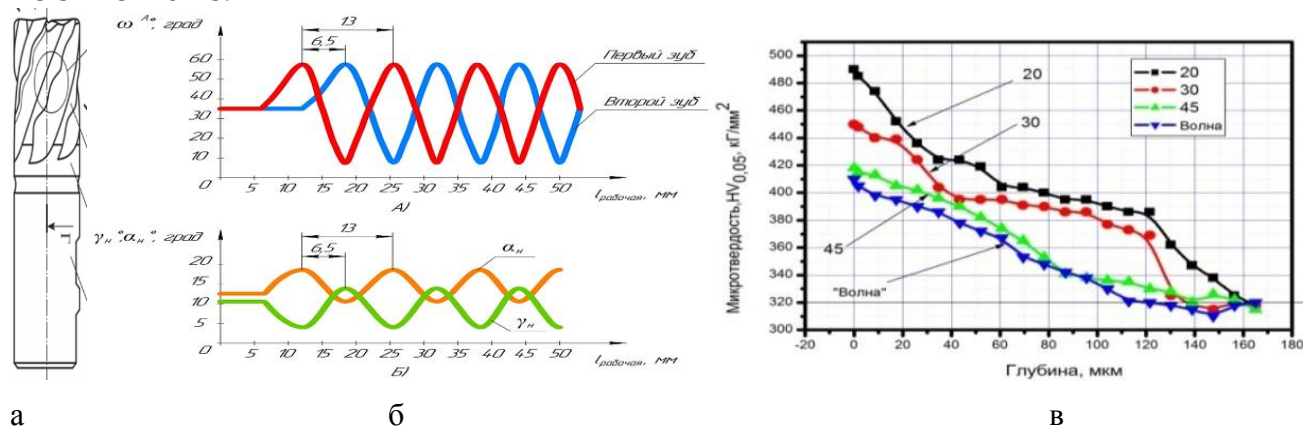


Рисунок 16 (а) конструкция «волновой» фрезы; (б) особенности геометрии «волновой» фрезы; (в) физико-механические характеристики качества – распределение величины микротвёрдости и глубины наклепанного слоя на образцах обработанных фрезами по ГОСТ 23248-78 с разными углами наклона зуба  $\omega_n = 20^\circ; 30^\circ; 45^\circ$  и фрезой с волнообразной режущей кромкой

Серии экспериментов с фрезами концевыми из быстрорежущей стали P6M5K5  $\varnothing 2$  0мм ГОСТ 23248-78 и волнообразной режущей кромкой при механообработке титанового сплава ОТ 4 приведены на номограммах рисунка 17.

Анализ полученных экспериментальных данных сравнения технологических критериев при механообработке титанового сплава ОТ 4 фрезой с волнообразной режущей кромкой и фрезой ГОСТ 23248-78 показал повышение стойкости инструмента  $t_{с.и.}$  в 1,8 раза, что приводит к снижению себестоимости в пересчете на 1 деталь.

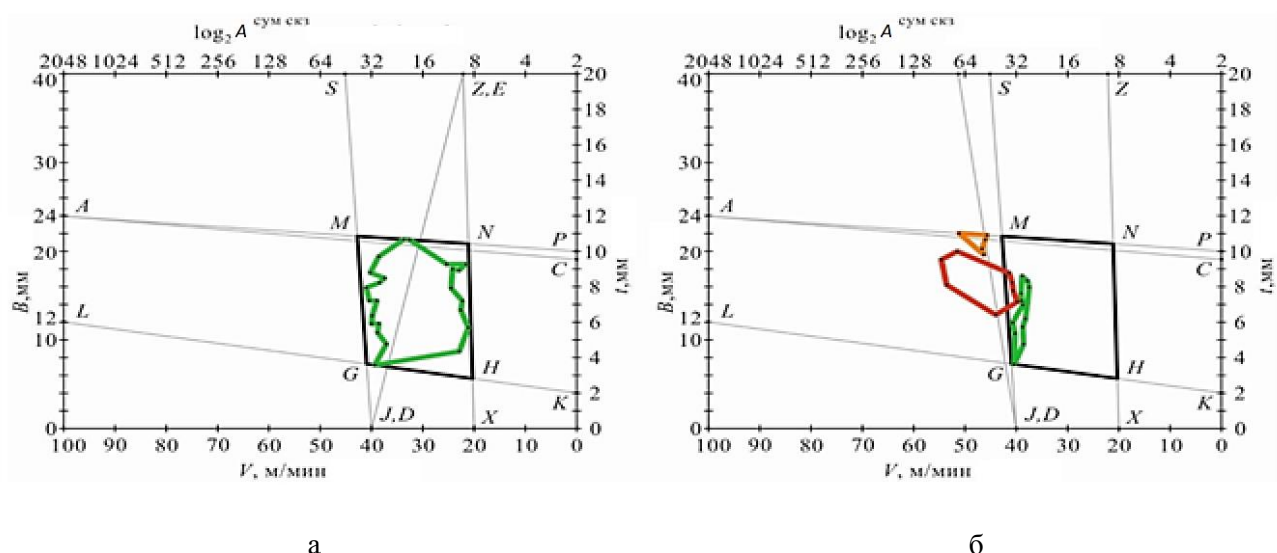


Рисунок 17 – Номограммы: а) для фрезы с волнообразной режущей кромкой; б) для фрезы ГОСТ 23248-78

- Оптимальный уровень вибрации (от 10 до 50 мкм)
- Допустимый уровень вибрации (от 50 до 250 мкм)
- Предельный уровень вибрации (от 250 до 1000 мкм)

Анализ серии экспериментов по сравнению шероховатости поверхности детали из титанового сплава высокой прочности марки ВТ 22 фрезами концевыми, выполненными из быстро-

режущей стали Р6М5К6 по ГОСТ 23248-78 Ø50, и фрезой с волнообразной режущей кромкой показал улучшение качества обработанной поверхности в 3 раза. Для фрез по ГОСТ 23248-78  $S_a=1,86$  мкм, для фрезы с волнообразной режущей кромкой  $S_a=0,64$  мкм. 3D распределение высот поверхностного рельефа сплава ВТ22, обработанного указанными фрезами, приведено на рисунке 18.

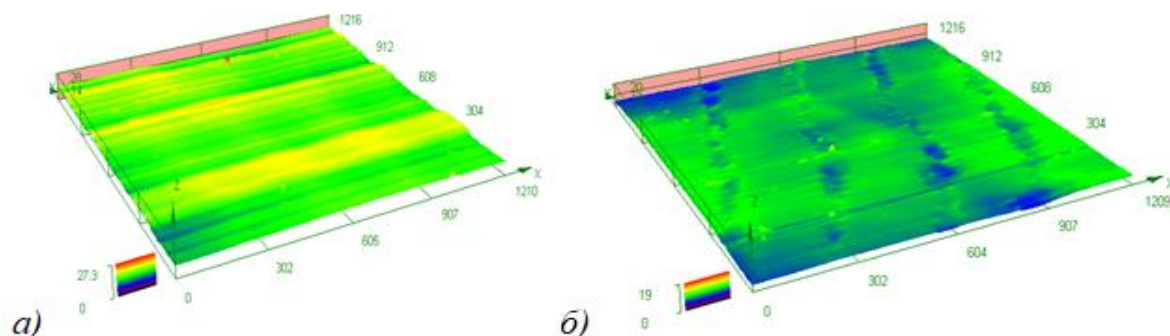


Рисунок 18 – 3D распределение высот поверхностного рельефа сплава ВТ22, обработанных фрезами Ø50: а) фрезой, выполненной по ГОСТ 23248-78; б) фрезой с волнообразной режущей кромкой

Полученные экспериментальные данные показывают адекватность принимаемых технических решений по повышению эффективности механообработки коррекцией режимов резания и геометрии режущего инструмента[28].

4.2 Повышение эффективности механообработки за счет снижения уровня вибрации достигается изготовлением элементов ТС (инструментальной оснастки корпусов фрез, приспособления и др.) с повышенными демпфирующими свойствами. Реализация указанного технического решения возможна применением не только традиционно используемых материалов, но и многослойной многокомпонентной наплавки [17, 37, 56, 57] (21.5 АТ).

Разработано устройство для реализации указанного технического решения, принципиальная схема которого приведена на рисунке 19, а. На рисунке 19, б представлена схема измерения микротвердости полученных образцов, состоящих из многослойной многокомпонентной металлической наплавки системы:  $Fe-Mo-Cr-Ti-Ni-Cu-Al$ ; на рисунке 19, в приведены результаты измерения микротвердости полученного образца.

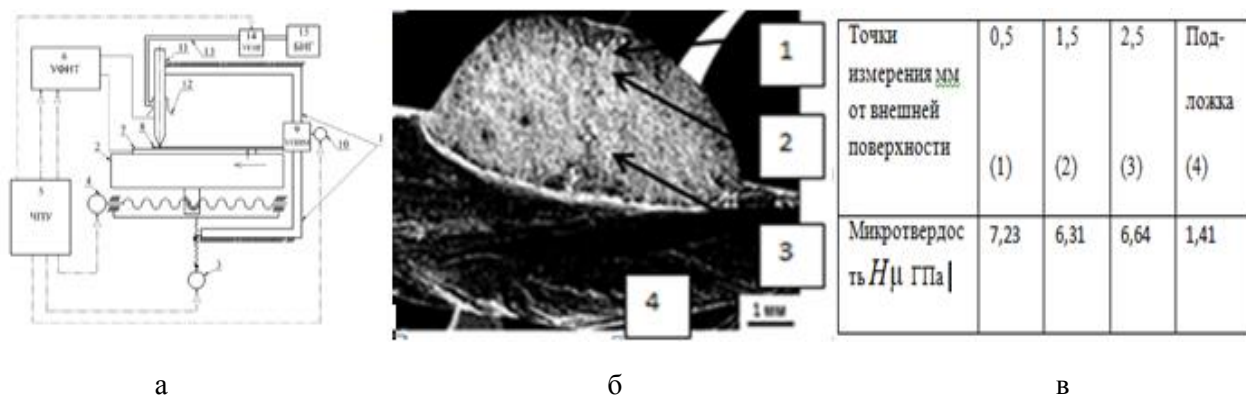


Рисунок 19 – а) устройство многослойной многокомпонентной наплавки; б) схема измерения микротвердости полученных образцов, состоящих из многослойной многокомпонентной металлической наплавки системы  $Fe-Mo-Cr-Ti-Ni-Cu-Al$ ; в) полученные результаты микротвердости

Покрытие, полученное путем многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов, с одной стороны, обеспечивает высоконадежное соединение с менее прочной подложкой, с другой – позволяет формировать высокопрочные состояния в приповерхностных слоях, подвергаемых динамическому внешнему воздействию, при этом внутренние слои обладают повышенными демпфирующими свойствами. Проведенные исследования, рассмотренные в работах [17, 37, 56, 57], показали принципиальную возможность такой реализа-

ции. Такое техническое решение может рассматриваться как разновидность аддитивной технологии, позволяющей изготавливать детали заданной геометрии с необходимыми эксплуатационными характеристиками.

Разработаны и внедрены в производство алгоритмы технологических способов снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС с использованием разработанного СПМО применением обоснованного выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, а также изготовлением элементов ТС с повышенными диссипативными свойствами путем многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов. Использование рассмотренных технологических способов снижения уровня вибрационно-импульсных воздействий на элементы ТС и алгоритмов их рационального выбора позволяет повысить эффективность механообработки за счет повышения производительности в 1,25–1,35 раза и времени стойкости инструмента не менее чем на 25–35 % при соблюдении требуемого качества обработки.

**В пятой главе** рассмотрены методы повышения эффективности механообработки за счет обоснованных принимаемых технических решений виброзащиты конструкционными способами снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС путем обоснованного назначения вида виброгасителя (т. е. принципа работы и конструкционного исполнения), по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга. При проектировании технологического процесса и его реализации с целью увеличения эффективности механообработки  $\Delta\phi \rightarrow \max$  использованы следующие конструкционные способы  $\Phi(Kj)$ :

1.  $\Phi(K1)$  определяет (**блок 22.1 ВОО**) – виброгасящая опора оборудования [15, 61];
2.  $\Phi(K2)$  определяет (**блок 22.2 ВИБ**) – виброгаситель источника вибрации [15, 30];
3.  $\Phi(K3)$  определяет (**блок 22.3 ВВТ**) – виброгаситель вязкого трения [9, 33];
4.  $\Phi(K4)$  определяет (**блок 22.4 ВПУ**) – виброгаситель для подвижного узла станка [31, 52];
5.  $\Phi(K5)$  определяет (**блок 22.5 ВД**) – динамический виброгаситель [2, 3, 15, 34];
6.  $\Phi(K6)$  определяет (**блок 22.6 ВУТ**) – виброгаситель ударного типа [7, 13, 15, 45];
7.  $\Phi(K7)$  определяет (**блок 22.7 ВАБ**) – виброгаситель автобалансирующий [9, 15, 60].

При реализации конструкционных способов виброзащиты используются методы расчета их упруго-инерционных и диссипативных параметров виброгасителей по математическим моделям (21), (22) и (30)–(37) (глава 2), а также соблюдение вибрационных критериев эффективности виброзащиты  $H \leq [B_i]$   $H_i \rightarrow \min$  по результатам мониторинга на элементах ТС, на которых установлены рассматриваемые виброгасители. Для определения частотного диапазона виброгашения элементов ТС использовались результаты вибромониторинга на «реперных» частотах, которые приведены в таблице 1 (глава 2).

Специфика использования конструкционных способов виброзащиты элементов ТС заключается в том, что требуется применение виброгасителей, т. е. устройств для поглощения части энергии в колебательном контуре, образованном массой элемента  $m_i$  ТС, его жесткостью  $c_i$  и диссипативными параметрами  $b_i$  в частотном диапазоне  $\omega_i$ , в котором наблюдается повышенная виброактивность данного элемента. Резонансные частоты  $\Omega_i^*$  подлежат измерению в диапазоне частот, генерируемых элементами ТС при механообработке, и определяются экспериментально методами функционального и тестового вибрационного мониторинга.

Общие требования к таким устройствам: 1) Инерционные, упругие и диссипативные параметры применяемых устройств должны быть рассчитаны по соответствующей методике для получения эффекта снижения уровня вибраций в ТС или виброактивности ее элементов. 2) Инерционные, упругие и диссипативные параметры устройств должны иметь возможность регулирования от системы управления (СУ) по заданной программе для настройки на требуемые частоты, а также включения (отключения устройства, когда его работа не требуется) по измеренным параметрам уровня вибрации и частоты. 3) Устройства должны встраиваться в структуру ТС путем закрепления к выбранному элементу, т. е. иметь возможность оперативного монтажа и демонтажа.



Алгоритм определения инерционных, упругих и диссипативных параметров виброгасителей по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга приведен на рисунке 20. Кинематические и принципиальные схемы рассмотренных устройств приведены на рисунках 21, 23, 25, 27, 29, 31.

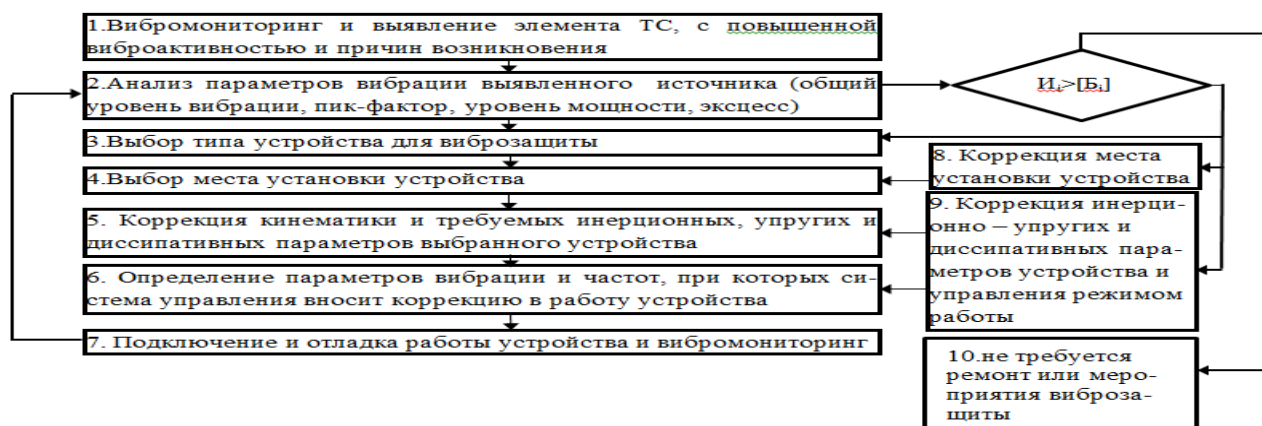


Рисунок 20 – Алгоритм определения инерционных, упругих и диссипативных параметров виброгасителей по результатам функционального и тестового вибрационного мониторинга

**5.1 Виброгасящие опоры станка и другого технологического оборудования (блок 22.1 ВОО)** [15, 61] применяются по результатам вибромониторинга для виброзащиты от «внешних» ударно-импульсных воздействий. Как правило, используются стандартные решения по применению серийно выпускаемых виброопор (ТУ2-024-5997-87) для снижения уровня вибраций до допустимых значений: ГОСТ 12.1.012, ГОСТ Р 56646-2015. Однако при виброизоляции прецизионного оборудования или СЧПУ (имеющего малую массу) от внешнего воздействия с частотой 2–4 Гц необходимо снизить собственную частоту колебаний виброизолированного оборудования до 0,7–1,4 Гц. В данном случае наиболее рациональным техническим решением будет применение виброопоры с квазинулевой жесткостью. Принципиальная схема такой виброопоры приведена на рисунке 21, где: 1 – защищаемый объект, 2, 20 – полки, 3 – шарниры, 4 – стакан, 5 – направляющие, 6 – РВД с жесткостью  $c_1$ , 7, 21 – трубопроводы, 8, 15, 24, 26 – вентили, 9, 25 – гидропневмоаккумуляторы, 10 – предохранительный клапан, 11, 18 – манометры, 12 – фильтр, 13 – насос, 14 – бак, 16 – обратный клапан, 17 – предохранительный клапан, 19 – РВД с жесткостью  $c_2$ , 22 – обратный клапан, 23 – регулируемый дроссель, 27 – система управления, 28 – вибродатчик.

Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброопоры использовалась ММ (22).

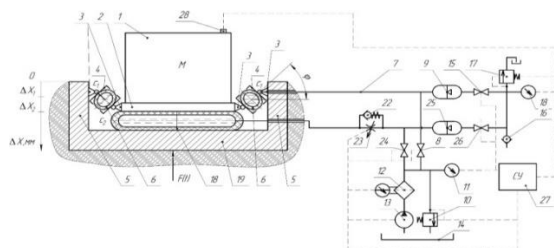


Рисунок 21 – Принципиальная схема работы виброопоры с квазинулевой жесткостью

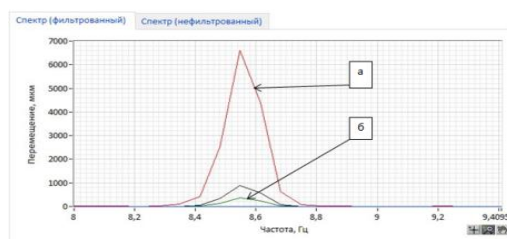


Рисунок 22 – Спектры СКЗ виброперемещения

Результаты применения виброгасителя виброгасящей опоры с квазинулевой жесткостью приведены на рисунке 22, где а) спектр виброперемещения на площадке для установки станка, б) спектр виброперемещения на станине станка после применения антивибрационного устройства виброгасящей опоры с квазинулевой жесткостью.

**5.2 Виброгаситель источника вибрации (блок 22.2 ВИВ) [15, 30]** может быть применен, так же как и в предыдущем разделе, по результатам вибромониторинга для защиты от «внешних» ударно-импульсных воздействий. Принципиальная схема ВИВ приведена на рисунке 23, где 1 – фундамент технологического оборудования, 2, 3 – опалубка, 3–6 – рукава высокого давления, 7 – гидромагистраль, 8, 27, 28 – обратные клапаны: 9, 29, 30 – дроссели с электроуправлением, 11, 25, 26 – аккумуляторы, 13, 19 – предохранительные клапаны, 14 – фильтр, 15 – насос, 16 – бак, 12, 20 – манометры, 17, 21, 22, 31, 32 – вентили, 18 – подпорный клапан, 33 – система управления, 34 – датчик вибрации. Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброзащиты элементов ТС гашением вибрации в источнике использовалась ММ (21).

Результаты применения ВИВ приведены на рисунке 24, где: а) на источнике вибрации, б) на площадке для установки фундамента станка.

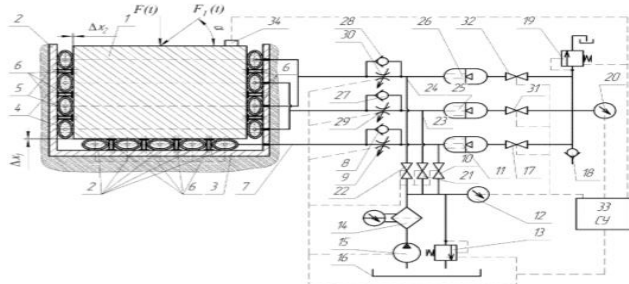


Рисунок 23 – Схема устройства для реализации способа виброзащиты элементов ТС гашением вибрации в источнике

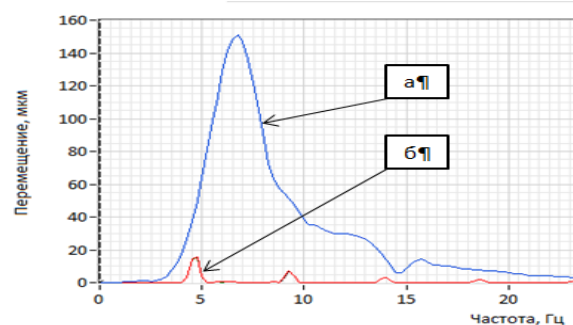


Рисунок 24 – Спектры СКЗ виброперемещения

**5.3 Виброгаситель вязкого трения (блок 22.3 ВВТ) [9, 33]** применяется для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью в ТС, вследствие действия динамических составляющих сил резания и малой жесткости детали. Кинематическая схема ВВТ приведена на рисунке 25, где 1 – заготовка, 2 – гидроцилиндр, 3 – ходовой винт, 4 – система напора, 5, 9 – вентиль, 6 – гидропневмоаккумулятор, 7 – обратный клапан, 8 – регулируемый дроссель, 10 – бак, 11 – манометр. Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров ВВТ использовалась ММ (34), (35). Результаты реализации ВВТ приведены на рисунке 26.

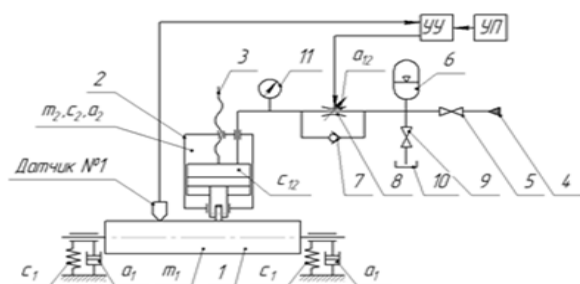


Рисунок 25 – Кинематическая схема виброгасителя вязкого трения

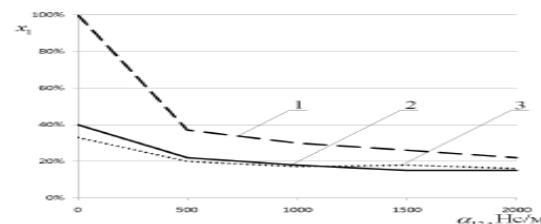


Рисунок 26 – Зависимость амплитуды колебаний демпфируемого объекта от коэффициента вязкого трения и отношения жесткостей объекта и гасителя 1 – 0,05; 2 – 0,01; 3 – 0,1

**5.4 Виброгаситель подвижного узла станка (блок 22.4. ВПУ) [31,52]** применяется для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью в ТС, вследствие «люфтов» в ШВП, малой жесткостью в соединениях подвижных элементов и других скрытых дефектах, проявляющихся при динамическом воздействии. Сущность применения данного технического решения состоит в том, предварительный натяг  $T_{НАТ}$  в направлении, совпадающим с направлением постоянной составляющей силы реза-

ния  $F_{iPEЗ}$  будет препятствовать возникновению люфтов в стыковых соединениях подвижных узлов и повышать их жесткость.

Кинематическая схема ВПУ приведена на рисунке 27, где 1 – корпус, 2 – гидроцилиндр, 3 – трос, 4 – рабочий орган, 5, 11 – регулируемый дроссель, 6 – датчик, 7 – барабан, 8 – гидромотор, 9 – предохранительный клапан, 10 – гидропневмоаккумулятор. Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров виброгасителя для подвижного узла станка использовалась ММ (36), (37). Результаты реализации виброгасителя подвижного узла станка приведены на рисунке 28, где а) до применения устройства, б) после применения устройства создания предварительного натяга.

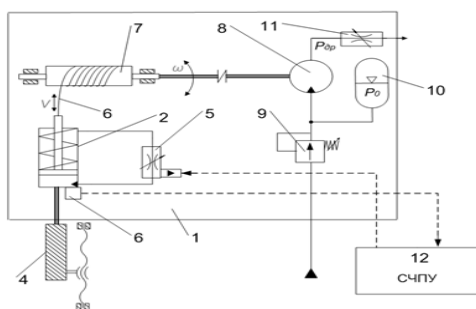


Рисунок 27 – Кинематическая схема виброгасителя подвижного узла станка

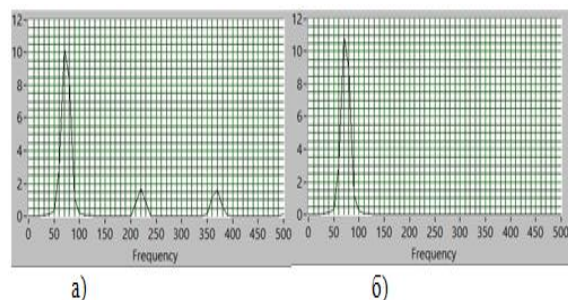


Рисунок 28 – Спектр СКЗ виброскорости шпиндельного узла станка

**5.5 Виброгаситель динамический (блок 22.5 ВД) [2, 3, 15, 34].** Принципиальная схема приведена на рисунке 29, где 1, 2 – основание и корпус гасителя, 3 – элемент упругий, 4 – привод, 5 – опора шаровая, 6 – винт ходовой, 7 – демпфер пневматический, 8 – подвижная масса, 9 – дроссель регулируемый, 10, 11 – датчики, 12 – каналы информационные, 13 – система управления. ВД применяется для виброзащиты от «внутренних» вибрационных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью элементов ТС, например, от динамических составляющих сил резания  $\sum F_{iPEЗ} \cdot \sin \omega_i \cdot t$ . Для определения упруго-инерционных и диссипативных параметров динамического виброгасителя использовалась ММ (30), (31). Результаты реализации динамического вибрационного гасителя приведены на рисунке 30, где а) до применения динамического вибрационного гасителя, б) после применения ВД.

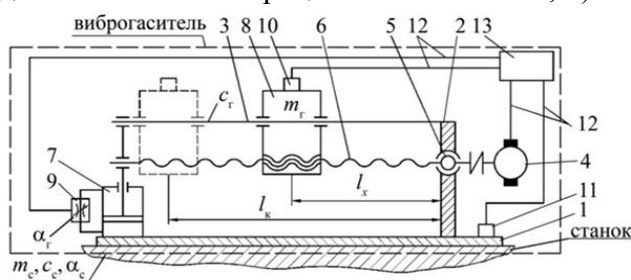


Рисунок 29 – Кинематическая схема динамического вибрационного гасителя

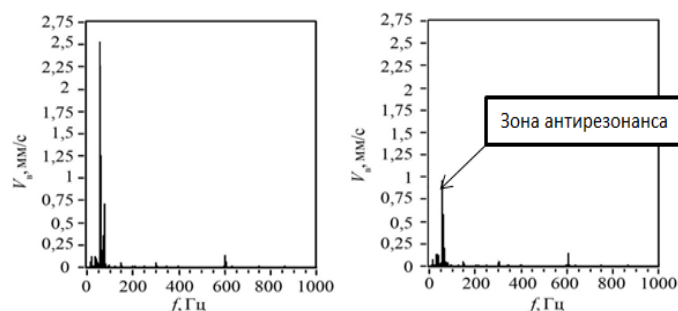


Рисунок 30 – Спектр СКЗ виброскорости суппорта станка

**5.6 Виброгаситель ударного типа односторонний (блок 22.6 ВУТ) [8, 9, 14, 15, 32]** применяется для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обусловленных повышенной виброактивностью элементов ТС, аналогичных выше рассмотренному ВД, имеет схожие конструктивные элементы. Кинематическая схема ВУТ приведена на рисунке 31, где 1 – основание, 2 – корпус гасителя; 3 – боек, 4 – система управления, 5 – вибродатчик, 6 – элемент упругий, 7 – подвижная наковальня. Для определения упруго-

инерционных и диссипативных параметров ударного одностороннего виброгасителя использовалась ММ (32), (33). Результаты реализации гасителя ударного действия приведены на рисунке 32, где а) до применения ВУТ, б) после применения ВУТ.

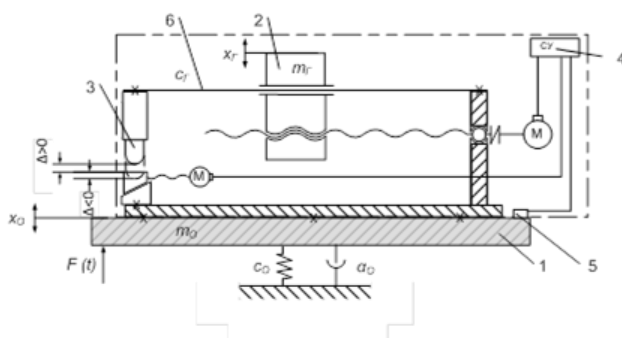


Рисунок 31 – Кинематическая схема гасителя ударного действия

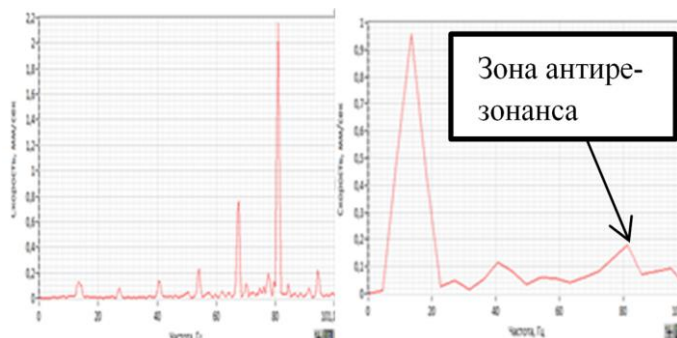


Рисунок 32 – Спектр СКЗ виброскорости суппорта станка

**5.7 Виброгаситель автобалансирующий (блок 22.7 ВАБ)** [9, 15, 60] применяется для виброзащиты от «внутренних» ударно-импульсных воздействий, обусловленных разбалансировкой вращающихся элементов ТС, возникающих при механообработке, вследствие нагрузок или неравномерного износа инструмента, от нагрева, трения и т. п. В рассматриваемом случае ограничимся только частным техническим решением для случая «жесткого ротора», когда возможно применение шарового автобалансирующего устройства, с принудительным перемещением корректирующих масс, которое может быть встроено в конструкцию балансируемого элемента ТС, например, в шпиндель шлифкруга или в торцевую фрезу и т. п.

Использование рассмотренных технических решений для снижения ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС конструктивными способами путем обоснованного назначения вида виброгасителя, расчета их упруго-инерционных и диссипативных параметров, мест их установки и алгоритмов управления по результатам мониторинга в широком частотном диапазоне позволяет повысить время стойкости инструмента в 1,5–3 раза, снизить уровень вибраций на обрабатываемой детали на 36 дБ, что повышает качество обработки на 1–2 качества.

**В шестой главе** рассмотрены методы и алгоритмы применения устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, имеющих повышенную виброактивность вследствие скрытых дефектов, проявляющихся при динамических воздействиях, а также устройств, позволяющих расширить методы вибромониторинга для определения неисправностей в гидроприводах станочного оборудования. Методы тестового вибромониторинга элементов ТС с использованием симулятора тестового воздействия (13 СТВ) осуществляются для выбора технических решений по алгоритму, рассмотренного в главе 2.

На рисунке 33 приведен алгоритм тестового вибромониторинга для решения вышеуказанных задач. Методы тестового контроля элементов ТС с использованием симулятора тестового воздействия осуществляются при выборе технических решений по условиям алгоритма, приведенного на рисунке 33, по вибрационным и технологическим критериям. Определение причин повышенной вибрации устройствами тестового вибромониторинга на элементах ТС необходимо для рационального выбора технических решений виброзащиты, которые возникают как следствие «внешних» или «внутренних» воздействий (рисунок 1). Реализация тестового вибромониторинга позволяет выявить резонансные частоты элементов ТС за счет применения устройства для определения динамической жесткости несущих узлов станка [9, 15, 22, 23, 48] вследствие «внутренних» воздействий.



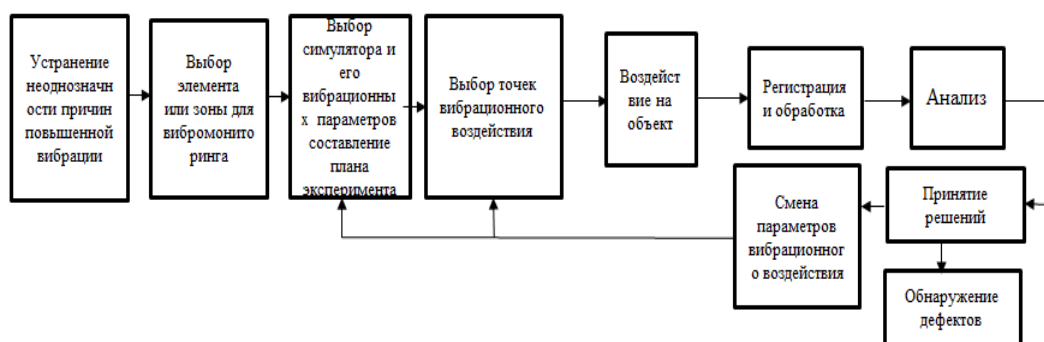


Рисунок 33 – Алгоритм тестового вибромониторинга

В рассматриваемом случае роль статической и динамической нагрузки выполняет симулятор тестового воздействия (**блок 13 СТВ**), который выполнен в виде устройства с заданными силовыми параметрами воздействия на исследуемый элемент ТС.

### 6.1 Устройства для определения динамической жесткости несущих элементов ТС

Принципиальная схема устройства для определения динамической жесткости несущих узлов станка и их резонансных частот приведена на рисунке 34, где 1 – эксцентриковый вал (или многозаходный кулачок); 2 – державка с упругим элементом; 3 – патрон; 4 – задний центр; 5 – упругий элемент; 6 – резцедержатель; 7 – подшипник; 8–11 – акселерометры; 12 – датчик оборотов; АЦП – аналогово-цифровой преобразователь – виброизмеритель К 5101; ПК – персональный компьютер с СПМО [44, 45, 51];  $\Delta F_{рез\ x}$ ,  $\Delta F_{рез\ y}$ ,  $\Delta F_{рез\ z}$  – направления действия составляющих силы резания.

Силовое воздействие происходит по гармоническому закону (или свип-сигналу) и возбуждает колебания исследуемых элементов ТС, вибрационные параметры которых регистрируются при помощи датчиков по технологическим осям  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ . Использование такого технического решения повышает точность вибрационного контроля (определение резонансных частот) и обусловлено необходимостью оперативного нахождения элементов ТС, имеющих повышенную виброактивность, которую сложно обнаружить иными методами. Это связано, как правило, с конструктивными и скрытыми дефектами: износом сопрягаемых поверхностей элементов оснастки или ШВП и других несущих узлов станка, проявляющихся только при наличии как статической, так и динамической нагрузок. Таким образом, возможно определение частотных зон с повышенным уровнем вибрации, которые отрицательно сказывается на эффективности механообработки. На рисунке 35 приведены результаты эксперимента при определении резонансных частот на узлах станка при тестовом воздействии данным устройством: а) на резцедержателе; б) на задней бабке; 1, 2, 3 – максимумы резонансных частот, рассмотренных в работах [10, 29].

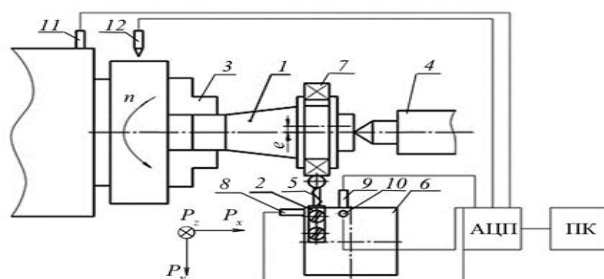
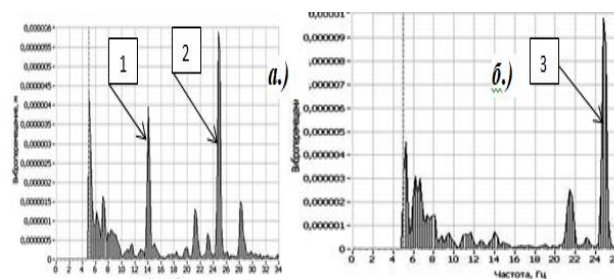


Рисунок 34 – Принципиальная схема устройства для определения динамической жесткости несущих узлов токарно-винторезного станка

Рисунок 35 – Результаты эксперимента при определении резонансных частот  $\Omega_i^*$  на узлах станка при тестовом воздействии в виде спектрограмм СКЗ виброперемещений в направлении действия силы  $\Delta F_{рез\ y}$

## 6.2 Методика вибромониторинга гидропривода станка

Метод тестового вибромониторинга применен для определения дефектов элементов гидропривода технологического оборудования, существенно снижающих эффективность механообработки. Вибромониторинг осуществляется «локализацией» элемента гидропривода и последующего измерения общего уровня вибрации по заданному плану двухфакторного эксперимента (давлению и скорости). На рисунке 36 приведена схема включения в гидропривод устройства для подсоединения диагностического оборудования [35] на примере насоса НШ-32, состоящая из следующих элементов: 1 – насоса, 2 – устройства подсоединения диагностического оборудования, 3 – дросселя, 4 – манометра, 5 – предохранительного клапана, акселерометра.

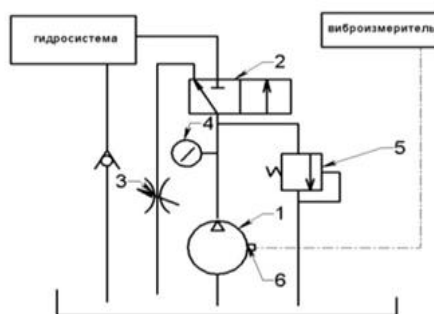


Рисунок 36 – Схема включения в гидропривод устройства для подсоединения диагностического оборудования

На рисунке 37 приведены спектрограммы двух насосов с разными объемными к.п.д. вследствие износа рабочих поверхностей. Анализ приведённых данных показывает, что имеет место повышение уровня вибрации у насоса с малым объемным к.п.д. в низкочастотной области и снижение уровня вибрации в высокочастотной области. Это объясняется увеличением зазоров, вследствие чего возникают повышенные утечки, демпфирующие вибрацию.

Применение разработанного [44, 45, 51] СПМО в сочетании с устройством для подсоединения диагностического оборудования позволяет оперативно локализовать и выявить дефектный элемент гидропривода непосредственно на станке без демонтажа в производственных условиях.

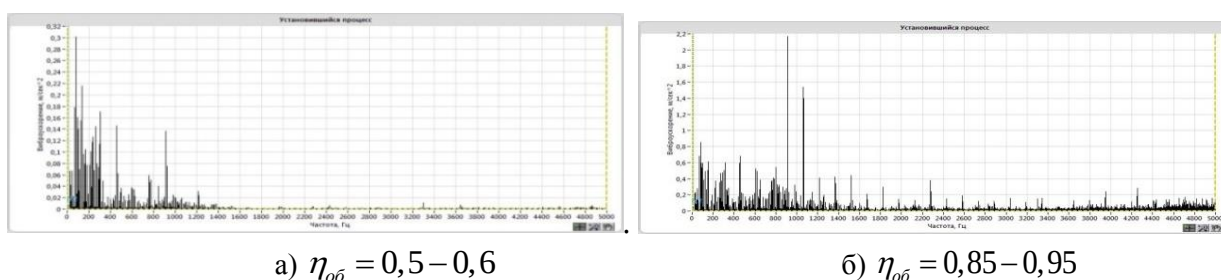
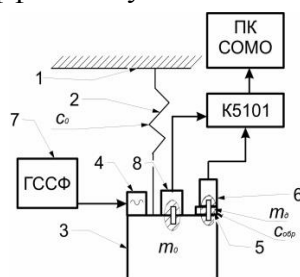


Рисунок 37 – Сравнительные спектрограммы  $\ddot{A}_{RMS}$  насосов НШ 32 при условиях работы  $n=800$  об/мин  $p=5$  МПа с разным объемным к.п.д.  $\eta_{об}$

## 6.3 Устройства для определения демпфирующих свойств материалов и узлов

Вибромониторинг, проведенный при помощи модифицированного устройства для определения демпфирующих свойств материалов [39], (рисунке 38) в том числе изготовленных способом многослойной наплавки [37], которые были рассмотрены в главе 5, позволяет выявить рациональное техническое решение. В частности, определить повышение демпфирующих свойств полученных материалов не менее чем в 1,45–1,8 раза по сравнению с традиционно применяемыми при изготовлении элементов ДИПС. Оценка демпфирующих свойств определя-

ется измерением амплитуды вибрации колебательного контура с исследуемым материалом на резонансной частоте объекта по коэффициенту динамичности  $K_X$  (или виброизоляции  $K_R$ ).



1 – основание, 2 – пружина, 3 – масса, 4 – генератор электромеханический, 5 – испытуемый образец, 6, 8 – акселерометры, 7 – электрический генератор сигналов специальной формы  
Рисунок 38 – Устройство для определения демпфирующих свойств материалов

#### 6.4 Устройства симуляции тестового воздействия «внешнего» импульсно-вибрационного источника сигнала

Для выявления дефектов виброгасящих опор станка, фундамента, а также определения их рациональных инерционно-упругих и диссипативных параметров возможно использование сейсмических вибраторов для симуляции тестового воздействия от «внешнего» источника вибрационно-импульсного воздействия. В рассматриваемом случае сейсмический вибратор [40–42] создает колебания в горизонтальной или вертикальной плоскостях в частотном диапазоне от 2 до 50 Гц. Возбуждаемая вибрация, имеющая параметры, эквивалентные вероятным параметрам техногенного или природного источника, передается на грунт, где установлены датчики, данные с которых передаются на виброрегистратор [44, 45, 51]. Другие датчики устанавливаются на элементах ТС. Определение дефектов виброгасящих опор станка, фундамента, осуществляется в исследуемом диапазоне частот по соотношению измеренных уровней возбуждаемой вибрации на грунте и на элементах ТС и сравнением последней с допускаемой величиной. На рисунке 39 приведена принципиальная схема симуляции тестового воздействия от «внешнего» источника путем возбуждения вибрационно-импульсного воздействия на технологическое оборудование для выявления дефектов виброгасящих опор станка или его фундамента, а также определения их рациональных инерционно-упругих и диссипативных параметров. На рисунке 40 приведены спектры виброперемещения при: а) отсутствии дефектов, б) наличии дефектов виброопор.



Рисунок 39 – Принципиальная схема симуляции тестового динамического воздействия от «внешнего» источника вибрационно-импульсного воздействия для возбуждения сейсмического гармонического или свип-сигнала

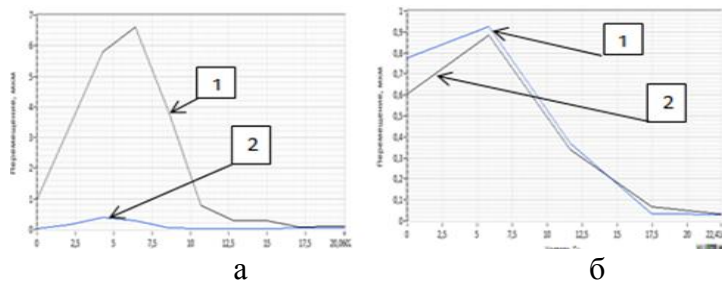


Рисунок 40 – Спектры виброперемещения:  
а) при отсутствии дефектов, б) при наличии дефектов;  
1 – сигнал входного воздействия, 2 – сигнал на защищаемом объекте

Применение рассмотренных методов, алгоритмов и устройств тестового вибрационного мониторинга позволяет: 1) выявить дефектные элементы ТС, которые затруднительно определить методом функционального мониторинга, т. е. «скрытые» дефекты в элементах ТС, дефекты виброгасящих опор станка или фундамента (или нерационально выбранные параметры); 2) определить частотные диапазоны, на которых могут возникнуть резонансные явления элементов ТС, сопровождающиеся значительным увеличением вибрации, для последующего исключения этих частот из режимов механообработки; 3) определить места установки виброгасителей в зависимости от причины импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС.

Таким образом, рассмотренные технические решения и методики безопасной эксплуатации технологической системы в широком диапазоне воздействий позволяют повысить эффективность механообработки в 1,5–2 раза за счет снижения рисков выхода из строя элементов ТС вследствие повышенного уровня вибрации.

**В заключении** изложены основные результаты диссертационного исследования, отражающие решение проблемы.

**В приложении** приведены акты о внедрении результатов диссертационной работы на предприятиях и учебном процессе, патенты, свидетельства и удостоверения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные в диссертации научные исследования представляют собой совокупность предлагаемых технических решений, устройств, методов и алгоритмов, которые представлены следующими новыми результатами:

1. На основе разработанной концепции сформированы алгоритмы виброзащиты конструкторско-технологическими способами по результатам вибромониторинга с использованием функционального и тестового методов, что значительно снижает временные затраты на диагностику и повышает достоверность результатов. Систематизированы математические модели динамических процессов от «внешних» и «внутренних» источников ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС.
2. Модернизирован метод исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения и способы управления динамическими процессами в ТС, позволяющий производить комплексный вибрационный функциональный и тестовый мониторинг ее элементов, выполнять запись информации в базу данных с обработкой и анализом, осуществлять выбор обоснованного технологического решения с целью разработки специального программно-математического обеспечения (СПМО) в производственных условиях. Реализация СПМО позволила создать методику выбора оптимальных режимов механообработки с целью снижения вибрации деталей, а также оптимальной геометрии инструмента, что повышает производительность не менее чем на 25–30 %.
3. Разработаны алгоритмы повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты технологическими способами, обеспечивающих снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС с применением рационального выбора режимов механообработки и геометрии инструмента, а также изготовление элементов ТС с повышенными диссипативными свойствами путем многослойной многокомпонентной наплавки из сплавов цветных металлов. Предлагаемые технические решения позволяют значительно повысить эффективность механообработки за счет снижения уровня вибрационно-импульсных воздействий на элементы ТС, а именно: а) повысить производительность не менее чем на 25–35 %, б) повысить стойкость инструмента на 30 %.
4. Разработаны алгоритмы для повышения эффективности механообработки за счет обоснованно принимаемых технических решений виброзащиты конструктивными способами, обеспечивающих снижение ударно-вибрационных воздействий на элементы ТС путем обоснованного назначения вида виброгасителей, мест их установки и алгоритмов управления инерционно-упругими и диссипативными параметрами по результатам мониторинга в широком диапазоне «внешних» и «внутренних» воздействий. Использование рассмотренных технических решений позволяет: а) повысить время стойкости инструмента не менее чем на



15–25 %, б) снизить уровень вибраций на обрабатываемой детали на 36 дБ, что повышает качество обработки на 1–2 качества.

5. Разработаны методы выбора устройств тестового вибрационного мониторинга для выявления элементов ТС, являющихся причиной снижения эффективности механообработки. Использование рассмотренных технических решений позволяет: а) выявить дефектные элементы ТС, которые затруднительно определить методом функциональной диагностики, т. е. «скрытые» дефекты в элементах ТС, дефекты виброгасящих опор станка или фундамента; б) определить частотные диапазоны, на которых могут возникнуть резонансные явления элементов ТС, сопровождающиеся значительным увеличением вибрации, для последующего исключения этих частот из режимов механообработки; в) определить места установки виброгасителей в зависимости от причины импульсно-вибрационных воздействий на элементы ТС; г) повысить эффективность механообработки в 1,5–2 раза за счет снижения рисков выхода из строя элементов ТС.

#### **Научные публикации в изданиях, рекомендованных ВАК и индексируемых в реферативных базах данных Scopus и Web of Science:**

1. Тычинский, А.В. Определение рациональных режимов торцевого фрезерования на основе снижения ударно-вибрационных воздействий / А.В. Тычинский, Г.И. Коровин, **А.Н. Гаврилин** // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2019. – Т.23. – № 6(149). – С. 1093–1103. (ВАК)
2. Динамический гаситель вибраций технологического оборудования / **А.Н. Гаврилин**, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина, Б.Б. Мойзес // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2011. – № 2 (167). – С. 47–50. (ВАК)
3. Динамический виброгаситель с системой автоматической настройки на частоту колебаний / **А.Н. Гаврилин**, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина, Б.Б. Мойзес // Известия Томского политехнического университета. – 2011. – Т. 318. – № 2. – С. 26–29.
4. **Гаврилин, А.Н.** Инновационная разработка в области повышения производительности и точности лезвийной обработки на станках с ЧПУ / А.Н. Гаврилин, П.С. Рожков, О.О. Ангаткина // Контроль. Диагностика. – 2011. – № 2. – С. 52–55.
5. Математическая модель виброгасителя вязкого трения для обработки деталей типа тел вращения / **А.Н. Гаврилин**, Е.А. Сикора, О.О. Ангаткина, П.С. Рожков // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – № 2. – С. 117–120.
6. **Гаврилин, А.Н.** Динамика фрезерования конструкционных сталей концевыми фрезами / А.Н. Гаврилин, Г.И. Коровин, П.С. Рожков // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 2. – С. 56–58.
7. **Гаврилин, А.Н.** Метод снижения уровня вибраций при механической обработке / А.Н. Гаврилин // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 11. – С. 23–26.
8. **Гаврилин, А.Н.** Ударный регулируемый виброгаситель с улучшенными параметрами / А.Н. Гаврилин, А.И. Черкасов, Б.Б. Мойзес // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 13. – С. 111–112.
9. **Гаврилин, А.Н.** Конструктивные методы повышения виброустойчивости металлорежущего оборудования / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес, А.И. Черкасов // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 13. – С. 82–87.
10. **Гаврилин, А.Н.** Метод оперативной диагностики металлорежущего станка для обработки заготовок типа тел вращения / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес // Контроль. Диагностика. – 2013. – № 9. – С. 81–84.
11. **Гаврилин, А.Н.** Моделирование динамических процессов при механической обработке / А.Н. Гаврилин // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 2–20. – С. 4403–4407.
12. Гидравлическое устройство создания предварительного натяга в приводе рабочего органа металлорежущего станка / **А.Н. Гаврилин**, А.И. Черкасов, Б.Б. Мойзес, К.В. Мельнов, А.Р. Хайруллин // Ползуновский вестник. – 2016. – № 4-2. – С. 28–32.

13. Методика исследования характеристик горной породы при резании-скалывании резцами PDC / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес, Ю.Б. Червач, В.Л. Рубцов, К.И. Борисов, К.В. Мельнов, А.Р. Хайруллин // Ползуновский вестник. 2016. – № 4-2. – С. 80–83.
14. Повышение эффективности фрезерной обработки путём снижения ударно-вибрационных нагрузок / С.Е. Иванов, А.Н. **Гаврилин**, А.Н. Козырев, Б.Б. Мойзес // Ползуновский вестник. – 2018. – № 1. – С. 77–81.
15. **Gavrilin, A.** Constructive and processing methods of reducing vibration level of the metalworking machinery elements / A. Gavrilin, B. Moyzes, O. Zharkevich // Journal of Vibroengineering. – 2015. – 17 (7) – P. 3495–35047. (**Wos/Scopus**)
16. Stand for dynamic tests of technical products in the mode of amplitude-frequency modulation with hydrostatic vibratory drive / A. Nizhegorodov, A. Gavrilin, B. Moyzes, O. Muravyov, M. Bets // Journal of Vibroengineering. – 2016. – 18(6) – P. 3734–3742. (**Wos/Scopus**)
17. Formation of nanostructured state in an internally oxidized vanadium alloy under severe plastic deformation / K.V. Grinyaev, I.V. Smirnov, I.A. Ditenberg, A. N. Gavrilin, A.V. Korznikov, V.M. Chernov // Russian Physics Journal. – 2017. – 59 (12). – P. 2094–2100. (**Wos/Scopus**)
18. Nizhegorodov A.I. Application and production technology of thermal activation products of serpentine minerals from industrial wastes / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2018. – 329 (5) – P. 67–75. (**Wos/Scopus**)
19. Technological complex for processing vermiculite concentrates and conglomerates / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes, K.A. Kuvshinov // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2018. – 329(11) – P. 74–86. (**Wos/Scopus**)
20. Testing a new alternative electric furnace for vermiculite concentrates heat treatment / A.I. Nizhegorodov, T.B. Bryanskikh, **A.N. Gavrilin**, J. Tlusty, V. Tuzikova // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. 2018. – 329(4) – P. 142–153. (**Wos/Scopus**)
21. Nizhegorodov A.I. Improving the technology for processing sungulite-vermiculite conglomerates / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330 (4) – P. 98–109. (**Wos/Scopus**)
22. Research of a nonlinear model of an electric furnace mobile base plate for firing bulk minerals / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes, S.N. Kladiev, R.N. Khamitov // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330 (9) – P. 172–183. (**Wos/Scopus**)
23. Identification of parameters of vibration electromagnetic activator mechanical system using limiting nearresonance frequency / **A.N. Gavrilin**, S.N. Kladiev, A.S. Glazyrin, E.V. Bolovin, V.I. Polishchuk // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330 (4) – P. 158–177. (**Wos/Scopus**)
24. Determination of optimal milling modes by means of shock-vibration load reduction on tool and peak-factor equipment / **A.N. Gavrilin**, B. Moyzes, K. Kuvshinov, M. Vedyashkin, O. Surzhikova // Materials Science Forum. – 2019. – 942. – P. 87–96. (**Wos/Scopus**)
25. Resonant oscillations with a limiting amplitude in a vibration electromagnetic activator / **A.N. Gavrilin**, E.V. Bolovin, A.S. Glazyrin, S.N. Kladiev, V.I. Polishchuk // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2019. – 330 (1). – P. 201–213. (**Wos/Scopus**)
26. Nizhegorodov A.I. Development of Bulk Lightweight Spherosilicate Material Technology Based on Sublimation of Expanded Polystyrene Granules / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moizes // Refractories and Industrial Ceramics. – 2020. – 60(5). – P. 475–481. (**Wos/Scopus**)
27. Study of dynamic processes in bulk material during its baking / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moizes, K.A. Kuvshinov // Eurasian Physical Technical Journal. – 2020. – 17(1). – P. 98–105. (**Wos/Scopus**)
28. Determining rational modes of mechanical processing of titanium body elements of oil and gas equipment by end-end machines (according to ss 23248-78) and wave-shaped cutters / G. I. Korovin, **A.N. Gavrilin**, S. I. Petrushin, G. I. Odnokopylov, S. N. Kladiev // Bulletin of the Tomsk Polytechnic University, Geo Assets Engineering. – 2021. – V. 332. – P. 75–84. (**Wos/Scopus**)

### Патенты РФ на изобретения и полезные модели:

29. Патент № 2687341 Российская Федерация, МПК B23B 25/06, B23Q17/09. Устройство для определения динамической жесткости несущих элементов металлорежущих станков: № 2018109608: заявлено 19.03.18: опубликовано 13.05.2019 / **Гаврилин А.Н.**, Черкасов А.И., Мойзес Б.Б., Кувшинов К.А.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 14. – 11 с.

30. Патент № 2707682 Российская Федерация, F16F 15/027. Устройство для демпфирования ударных и вибрационных нагрузок: № 2019110593: заявлено 10.04.2019: опубликовано: 28.11.2019 / Кувшинов К.А., **Гаврилин А.Н.**, Мойзес Б.Б., Нижегородов А. И., Кузнецов М. А., Хамитов Р. Н.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 34. – 8 с.

31. Патент № 171245 Российская Федерация, МПК F16F 15/027, B23Q1/72. Виброгаситель для подвижного узла станка: № 2016121468: заявлено 31.05.16: опубликовано 25.05.201 / **Гаврилин А.Н.**, Черкасов А.И.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 15. – 7 с.

32. Патент № 145093 Российская Федерация, МПК F16F 7/10. Гаситель колебаний ударного типа: № 2014114327: заявлено 10.04.14: опубликовано 10.09.2014 / **Гаврилин А.Н.**, Черкасов А.И., Хреновский А.С.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – 9.

33. Патент № 2475660 Российская Федерация, МПК F16F 9/30, F16F 15/027, B23Q 1/76. Виброгаситель вязкого трения: № 2011132249/11: заявлено 29.07.11: опубликовано 20.02.2013 / **Гаврилин А.Н.**, Ангаткина О.О., Сикора Е.А.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – Бюл. № 5. – 7 с.

34. Патент № 98792 Российская Федерация, МПК F16F 7/112. Динамический самонастраивающийся гаситель колебаний: № 2010127063/11: заявлено 01.07.10: опубликовано 27.10.2010 / **Гаврилин А.Н.**, Крауиньш П.Я., Витко А.В., Рожков П.С.; заявитель ФГАОУ ВО НИ ТПУ. – 13 с.

35. Патент № 82280 Российская Федерация, МПК F15B 19/00, F16K 5/04. Устройство для подсоединения диагностического оборудования и перераспределения потоков при диагностировании гидросистем: № 2008146326/22: заявлено 24.11.08: опубликовано 20.04.2009 / Ларионов С.А., Терехов А.Л., **Гаврилин А.Н.**, Григорьев В.А., Миннихметов А.В., Зачиняев В.В.; заявитель ТГАСУ, ООО фирма Техносинтез. – 15 с.

36. Патент № 2134870 Российская Федерация, МПК G01M 17/00. Стенд для диагностики колесно-моторных блоков рельсовых транспортных средств: № 96110237/28: заявлено 27.05.1998: опубликовано 20.08.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., **Гаврилин А.Н.**, Дружинин Н.В., Кочетков А.А., Богдан А.А.; заявитель ТПУ, ТОО Системы и технологии. – 6 с.

37. Патент № 2690265 Российская Федерация, МПК C23C 26/00, C23C 4/06, C23C 4/12. Способ получения многокомпонентных покрытий из цветных металлов: № 2018123837: заявлено: 02.07.2018: опубликовано 31.05.2019 / Князьков А.Ф., Князьков С.А., **Гаврилин А.Н.**, Дитенберг И.А., Гриняев К.В., Смирнов И.В.; заявитель ТПУ. – 10 с.

38. Патент № 2006882 Российская Федерация. Гидравлический вибровозбудитель для получения сейсмического свип-сигнала: № 4946650/25: заявлено 17.06.1991: опубликовано 30.01.1994 / Крауиньш П.Я., **Гаврилин А.Н.**, Смайлов С.А., Иоппа А.В.; заявитель ТПУ. – 1 с.

39. Патент № 1824536 Российская Федерация. Устройство для определения пластичности и вязкости упруговязких материалов: № 4932347/25: заявлено 28.01.1991: опубликовано: 30.06.1993 / Фролов Д.Н., Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., **Гаврилин А.Н.**, Дулинец В.М.; заявитель Научно-исследовательский, проектно-конструкторский и технологический кабельный институт. – 3 с.

40. Патент № 2071090 Российская Федерация, МПК G01V1/133. Сейсмический вибратор с гидрообъемным генератором колебаний: № 94008005/25: заявлено 05.03.94: опубликовано 27.12.1996 / **Гаврилин А.Н.**, Говорин Р.А., Иоппа А.В., Крауиньш П.Я., Смайлов С.А.; заявитель ТПУ. – 7 с.

41. Патент № 2133326 Российская Федерация, МПК E21B28/00, 43/18, 43/25. Импульсный источник для воздействия на стенки жидкозаполненных скважин: № 97111697/03: заявлено:

но 08.07.97: опубликовано 20.07.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., **Гаврилин А.Н.**, Говорин Р.А., Князев М.А., Мельников Н.М.; заявитель ТПУ. – 7 с.

42. Патент № 2137156 Российская Федерация, МПК G 01V1/135. Автономный импульсный источник сейсмических сигналов: № 97111321/25: заявлено 01.07.97: опубликовано 10.09.1999 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., **Гаврилин А.Н.**; заявитель ТПУ. – 5 с.

43. Патент № 2176093 Российская Федерация, МПК G 01V1/135. Скважинный источник импульсов с динамическим пакером: № 2000119074/28: заявлено 17.01.00: опубликовано 20.11.2001 / Крауиньш П.Я., Смайлов С.А., Иоппа А.В., Мойзес Б.Б., **Гаврилин А.Н.**, Плотников Е.Г.; заявитель ТПУ. – 9 с.

#### **Свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ:**

44. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: № 2014661189 Российская Федерация, Виброрегистратор: №2014618793: заявлено 02.09.14: опубликовано 24.10.2014 / Гаврилин А.Н., Виноградов А.А., Серебряков К.В.

45. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: № 2017614049 Российская Федерация, Виброрегистратор: опубликовано 05.04.17./ Гаврилин А.Н., Серебряков К.В., Мельнов К.В., Хайруллин А.Р., Мойзес Б.Б.

#### **Публикации в трудах конференций Scopus и Web of Science:**

46. Land-based sources of seismic signals / A.N. Gavrilin, E.A. Chuprin, B.B. Moyzes, E.A. Halabuzar // Proceedings of 2014. International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems. MEACS – 2014. – 6986947.

47. Nizhegorodov, A.I. Hydraulic power of vibration test stand with vibration generator based on switching device / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes // Key Engineering Materials. – 2016. – 685. – P. 320-324.

48. Nizhegorodov, A.I. Hydrostatic vibratory drive of the test stand for excitation of the amplitude-modulated vibrations / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes // Journal of Physics: Conference Series. – 2016. – 671(1). – 012037.

49. Actuators of the seismic vibrations sources. / B.B. Moyzes, X. Zhang, **A.N. Gavrilin**, K.V. Mel'kov, A.V. Fayngerts // Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems. MEACS 2015. – 2016. – 7414967.

50. The system of clamping the base plate of the seismic vibrations sources to the ground / B.B. Moyzes, X. Zhang, **A.N. Gavrilin**, A.R. Hajrullin, A.V. Fayngerts, // Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS 2015. – 2016. – 7414968.

51. Mobile Complex for Rapid Diagnosis of the Technological System Elements / **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes, A. Cherkasov, K. Mel'nov, X. Zhang // MATEC Web of Conferences. – 2016. – 79. – 01078.

52. Pneumatic device of the preload and dynamic loads balancing to reduce the intensity of thermal processes in the metal cutting process. / **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes, A.I. Cherkasov, A.R. Khairullin, E.V. Glinenko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 168(1). – 012089.

53. Radial-piston pump for drive of test machines / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes, G.S. Zhetessova, N.A. Savelyeva // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – 289(1). – 012014.

54. Hydraulic drive of vibration stand for testing the robotic systems units by random vibration method / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes, K.A. Kuvshinov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019 – 516 (1). – 012031.

55. Nizhegorodov, A.I. High-torque axial-plunger hydraulic motor with phase control of the shaft rotation speed. / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020

56. Application Of Electric-Arc Pulsed Mode For Obtaining Surfacing Of Fe-Mo-Cr-Ti-Ni-Cu-Al-system / A.F. Knyaz'kov, **A.N. Gavrilin**, S.A. Knyaz'kov, I.A. Ditenberg, K.V. Grinyaev, I.V. Smirnov // IOP Conference Series: Materials Science And Engineering. "International Scientific- Practical Conference: Innovations in Fuel and Energy Complex and Mechanical Engineering, FEC 2017 Institute of Physics Publishing" – 2017.

57. Study of the identification model of tribological interaction of friction couples / G.M. Ismailov, A.E. Tyurin, **A.N. Gavrilin**, V.S. Nevinit'syna, S.A. Lomovskaya // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 919(2). – 022056.

58. Nizhegorodov, A.I. Structural and dynamic characteristics of technological power unit for heat treatment of vermiculite concentrates / A.I. Nizhegorodov, **A.N. Gavrilin**, B.B. Moyzes // International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (IC-MTMTE):Sevastopol, RUSSIA MATEC Web of Conferences. – 2019. – SEP 09-13. V. 298. – № 00020.

#### Публикации в других изданиях:

59. **Гаврилин, А.Н.** Управляемый кинематический генератор колебаний с гидравлическим объемным приводом: специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Гаврилин Алексей Николаевич; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск, 1990. – Место защиты: Национальный исследовательский Томский политехнический университет.

60. Автобалансирующее устройство / М.А. Кузнецов, К.А. Кувшинов, **А.Н. Гаврилин**, Б.Б. Мойзес // В сборнике: Современные проблемы машиностроения. Сборник трудов XIII Международной научно-технической конференции. – Томск. – 2020. – С. 208-209.

61. Виброгаситель с квазиулевым жесткостью / М.А. Кузнецов, К.А. Кувшинов, **А.Н. Гаврилин**, Б.Б. Мойзес // В сборнике: Современные проблемы машиностроения. Труды XII Международной научно-технической конференции. Под редакцией А.Ю. Арляпова. – 2019. – С. 286-289.