

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Омский государственный технический университет»

На правах рукописи



БЛОХИН ДМИТРИЙ АНДРЕЕВИЧ

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ
УЗЛОВ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ
УПРАВЛЕНИЕМ С ФИЗИЧЕСКОЙ ИМИТАЦИЕЙ РАБОЧЕЙ
ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

Специальность 2.5.5. Технология и оборудование
механической и физико-технической обработки

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Попов А.Ю.

Омск – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СИЛ И КОЛЕБАНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ И СПОСОБЫ ИХ МОДЕЛИРОВАНИЯ	11
1.1 Металлорежущий станок как основная технологическая единица процесса металлообработки.....	12
1.2 Подходы к поддержанию точности оборудования	26
1.3 Анализ структуры электропривода фрезерного станка с числовым программным управлением	29
1.4 Вибрационные процессы в приводах металлорежущих станков.....	37
1.5 Действующие стандарты и применяемые методы оценки точности станков	42
1.6 Определение режимов и сил резания при черновой фрезерной обработке уступов.....	50
1.7 Обоснование необходимости разработки способа контроля точности под действием вибрационной нагрузки	54
1.8. Выводы по главе 1	56
ГЛАВА 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИЛОВОЙ ИМИТАЦИИ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ СТАНКОВ НА ТОЧНОСТЬ И ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ С СИЛОВОЙ ИМИТАЦИЕЙ ПРОЦЕССА	58
2.1 Конструкция и принцип работы нагрузочного приспособления.....	60
2.2 Построение динамической характеристики станка с применением нагрузочного приспособления.	66
2.3 Влияние подачи на амплитуду колебаний	79
2.4 Выбор измерительного оборудования.....	80
2.5 Определение степени соответствия имитации нагрузки силам резания.....	85
2.6 Метод измерения точности круговых перемещений с применением нагрузочного приспособления	87
2.7 Выводы по 2 главе	90
ГЛАВА 3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОЧНОСТИ КРУГОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ДЛЯ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ	

ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ПОД НАГРУЗКОЙ, ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ПРОЦЕССУ ФРЕЗЕРОВАНИЯ С ЗАДАНЫМИ РЕЖИМАМИ	91
3.1 Структура установки и алгоритм диагностирования	93
3.2. Адекватность представленного метода	104
3.3 Исследования модернизированного координатно-расточного станка модели 2431СФ10	110
3.4 Исследование малогабаритных фрезерных обрабатывающих центров	113
3.5 Исследование современных фрезерных обрабатывающих центров.....	115
3.6 Выводы по главе 3	117
ГЛАВА 4. РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАНКОВ	119
4.1 Анализ конструкций вибродемпферов	120
4.2 Применение метода для оценки эффективности вибродемпфирования	126
4.3 Обоснование необходимости разработки и применения универсальных фрезерных модулей с ЧПУ	129
4.4 Проектирование специального фрезерного станка с ЧПУ	133
4.5 Метод обеспечения жесткости проектируемого малогабаритного станка	137
4.6 Выводы по главе 4	140
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	142
СПИСОК ТЕРМИНОВ	144
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	146
ПРИЛОЖЕНИЕ А. ПАТЕНТ	159
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ	160

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Точность металлорежущих станков наравне с производительностью - важнейшие параметры оборудования, определяющие его технологические возможности и срок окупаемости. Для станков, работающих в автоматическом и полуавтоматическом режиме, получение достоверных и полных сведений о текущих показателях точности является чрезвычайно важной задачей.

Большинство стандартных испытаний станков фрезерной группы проводятся в квазистатических условиях, на холостом ходу и не учитывают возникающие в процессе резания комплексные динамические нагрузки, приложенные на несущую систему станка. Результаты измерения точности оборудования в квазистатических условиях и показатели размерной обработки безусловно связаны, но существенно отличаются, особенно при значительном износе привода и высоких силах резания. Квазистатическим считается такой процесс, во время которого успевает происходить релаксация системы. Современные станки с числовым программным управлением (ЧПУ) характеризуются более высокими производительностью и точностью, но меньшей виброустойчивостью, что связано с особенностями конструкций направляющих и шарико-винтовых передач (ШВП). Практика эксплуатации оборудования показывает, что износ элементов станка зачастую происходит локально, на небольшом участке, что существенно влияет на точность обработки и виброустойчивость в этой зоне.

Успешные испытания текущего состояния металлорежущих станков без нагрузки, нормируемые государственными и международными стандартами, не гарантируют точности перемещений под нагрузкой при полном соответствии параметров станка своим паспортным значениям на холостом ходу. Динамические процессы в оборудовании и их влияние на точность под нагрузкой необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации оборудования и применять эффективные конструктивные решения, позволяющие повысить жесткость

станков. Жесткость и виброустойчивость станка повышается при увеличении массы стола и станины, однако, это приводит к увеличению инерционности привода и увеличению требуемой мощности. Необходимо проанализировать и другие решения в области повышения виброустойчивости перемещений узлов металлорежущих станков. Анализ технологической литературы и производственного опыта показали, что на устойчивость процесса механической обработки, кроме массы и жесткости оборудования и технологической оснастки, влияют силы резания и степень устойчивости технологической системы. Это установлено в литературе, как факт, но для решения всех задач действующего машиностроительного производства исследованных закономерностей недостаточно для оценки точности оборудования в конкретный момент времени при обработке на металлорежущем станке с ЧПУ в конкретной зоне под нагрузкой.

Вариативность компоновок, методов формообразования и траекторий взаимных перемещений узлов фрезерных станков на сегодняшний день настолько велика, что определение направления, величины и переменной составляющей силы резания, и вместе с тем, деформаций упругой системы станка под действием изменяющейся рабочей нагрузки является не решенной задачей. Обработка заготовок на недостаточно жестком оборудовании имеет свои недостатки: вынужденное занижение режимов обработки, усложнение технологического процесса, увеличение погрешностей и параметров шероховатости при обработке нежестких элементов деталей, а также требует применения технологических средств для снижения величины сил резания и деформаций технологической системы.

Аналитический обзор литературных данных показывает, что разные способы оценки точности оборудования под нагрузкой, такие как нагружение станка статической силой или ударной нагрузкой, не обеспечивают должного уровня достоверности технического диагностирования, поскольку создают отличную от процесса резания динамическую нагрузку. Нагружение упругой системы станка периодической центробежной силой позволяет оценить жесткость во всех

направлениях в плоскости вращения, что характерно для большинства современных стратегий фрезерования.

Необходимо определить алгоритм исследования пространственного распределения динамической характеристики металлорежущего оборудования с ЧПУ, а также оценивать эффективность механизмов и приёмов, повышающих точность перемещений под нагрузкой, а равно жесткость и виброустойчивость оборудования. Поскольку большинство высокоточных измерительных приборов недопустимо применять со смазывающей охлаждающей жидкостью (СОЖ) и/или разлетающейся стружкой, необходимо разработать метод контроля точности станков фрезерной группы с применением имитационной нагрузки.

В связи с вышеизложенным, проблема обеспечения и контроля точности перемещений станка под нагрузкой является актуальной и требует проведения исследований.

Степень разработанности темы. Весомый вклад в изучение влияния сил резания на устойчивость процесса обработки и точность получаемых изделий внесли такие отечественные и зарубежные ученые, как В.А. Кудинов, В.В. Бушуев, Д.Н. Решетов, В.Т. Портман, Б.М. Базров, В.В. Каминская, А.П. Кузнецов, Ф.С. Сабиров, В.И. Телешевский, В.В. Юркевич, Н.А. Серков, С. Brecher, Y. Altinas, M. Weck, Y. Peng, W. Knapp, S. Ibaraki, J.R.R. Mayer, H. Schwenke, H. Nakazawa и многие другие. Несмотря на то, что проведено большое число исследований в данной области, не обнаружено метода оценки точности фрезерных станков с ЧПУ под нагрузкой, обеспечивающей достаточную универсальность, точность измерения и научную обоснованность.

Объектом исследования являются точностные параметры металлорежущих станков с программным управлением.

Предметом исследования являются метод определения точности металлорежущих станков фрезерного типа в условиях приложения динамической нагрузки.

Целью работы является повышение достоверности результатов определения погрешностей перемещений узлов фрезерных станков с ЧПУ и определение

эффективности методов повышения их виброустойчивости за счет приложения динамической нагрузки, имитирующей силовые явления при фрезеровании.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Разработать устройство для силовой имитации процесса резания на основе исследований процесса фрезерования;

2. Разработать алгоритмы проведения экспериментальных исследований виброустойчивости несущей системы станка и составления карты распределения динамической характеристики станка с имитацией рабочей нагрузки;

3. Разработать метод определения точности под нагрузкой и виброустойчивости перемещений станков фрезерной группы с ЧПУ в условиях силовой имитации процесса фрезерования.

4. Исследовать динамические погрешности при перемещениях на изношенном участке шарико-винтовой передачи и направляющих станка при приложении динамической вибрационной нагрузки.

5. Разработать рекомендации по применению методов демпфирования в приводах станков для обработки с большими силами резания и станков для высокоскоростной обработки.

Научная новизна результатов исследований заключается в:

- разработанном методе измерения динамической характеристики станка при круговом движении в рабочей зоне с реализацией силового воздействия в виде вращающегося вектора сил за счет вращения неуравновешенной массы (патент РФ № 2794584);

- доказанном позиционно-зависимом различии между точностью позиционирования и перемещений, измеренных в квазистатическом и в нагруженном состоянии упругой системы станка.

Теоретическая значимость заключается в:

Разработанном методе определения точности перемещений станка в условиях, имитирующих процесс обработки, позволяющем установить взаимосвязь между динамической нагрузкой, имитирующей силы резания, и

точностью перемещений элементов несущей системы металлорежущих станков с программным управлением с учетом локального износа шарико-винтовых передач и направляющих.

Практическая значимость заключается в:

Разработанном методе определения точности перемещений станка в ходе круговых и прямолинейных рабочих перемещений конкретной единицы оборудования в текущий момент времени с учетом действующей программной коррекции, примененных вибродемпфирующих устройств и состояния шарико-винтовых передач и направляющих;

Разработанном устройстве для моделирования динамической нагрузки, возникающей в процессе фрезерования, по подобию параметров амплитуды и частоты вынужденных колебаний, позволяющее, в том числе, определять предельные режимы резания конкретной единицы оборудования;

Разработанных рекомендациях по расчету частоты вращения, эксцентриситета и массы дисбаланса вибровозбудителя со статически неуравновешенным ротором для физической имитации сил резания;

Предложенной конструкции специального малогабаритного фрезерного станка объектного базирования и обеспечения жесткости его конструкции за счет увеличения жесткости направляющих и шарико-винтовых передач.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Точность перемещений узлов станка, измеренная по стандартным методам в квазистатических условиях существенно выше, чем точность перемещений в процессе обработки, что требует производить испытания при воздействии вынуждающей силы, эквивалентной силам резания.

2. Разработанный метод измерения погрешностей перемещения фрезерных станков при прямолинейных и круговых перемещениях узлов станка с имитацией рабочей нагрузки, который позволяет достоверно определить точность и виброустойчивость перемещений узлов станка в текущий момент времени.

3. Построенные карты распределения динамической характеристики станка с имитацией рабочей нагрузки позволяют определить эффективность методов

вибродемпфирования и границы режимов резания, при которых происходит потеря устойчивости движения для всех участков рабочей зоны станка.

Методы исследования. Все разделы работы выполнялись с использованием методов физического моделирования многофакторных процессов. Результаты работы получены на основе теории резания металлов, законов физики раздела теории колебаний, теоретической механики. Разработанные технические решения опробованы экспериментально в лабораториях кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» ОмГТУ, а также на оборудовании предприятий региона. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и производственных условиях с использованием современных измерительных приборов: лазерный интерферометр Renishaw Laser XL-80, прибор для измерения отклонений от окружности Renishaw Ballbar QC20-W, виброанализатор Baltech VP-3470, динамометр УДМ-600. Обработка теоретических и экспериментальных результатов производилась с использованием вычислительной техники с использованием программ Renishaw Ballbar 5, Baltech-expert, Origin pro 2021 и КОМПАС v 21.

Достоверность научных положений и результатов диссертационной работы обеспечивается применением современных методов исследований, высокой точностью измерительных приборов и подтверждается согласованием расчетных результатов с экспериментальными исследованиями в лабораторных и производственных условиях. Научные положения, выводы и рекомендации, сформулированные в диссертации, подкреплены фактическими данными, представленными в приведенных рисунках и таблицах.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на: 10, 11 и 13-й Международной научно-практической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск, 2016, 2017 и 2020 г.), 12-й международной научной конференции «Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности» (Казань, 2020 г.), а также на заседании кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Омского государственного технического университета (Омск, 2021, 2022 г) и заседании

кафедры станков и кафедры измерительных информационных систем и технологий МГТУ «СТАНКИН» (Москва, 2022, 2023 г).

Личный вклад соискателя. Автору принадлежат формулировка цели и задач исследований, проектирование и создание опытно-производственных установки, выполнение физического моделирования, разработка метода диагностирования, проведение испытаний и обработка результатов экспериментов.

Публикации. Результаты диссертационной работы отражены в 10 публикациях, из них 6 опубликованы в журналах, входящих в перечень ВАК, имеется 1 патент на изобретение.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности. По теме и содержанию материалов диссертационная работа соответствует паспорту научной специальности 2.5.5 – «Технология и оборудование механической и физико-технической обработки» раздела области исследований **п.2** (Теоретические основы, моделирование и методы экспериментального исследования процессов механической и физико-технической обработки, включая процессы комбинированной обработки с наложением различных физических, химических и комбинированных воздействий), **п.3** (Исследование механических и физико-технических процессов в целях определения параметров обеспечивающих выполнение заданных технологических операций и повышения производительности, надежности и экономичности обработки), **п.6** (Исследование влияния режимов обработки на силы резания, температуру, стойкость инструмента и динамическую жесткость оборудования).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 104 наименований и двух приложений. Содержит 161 страницу машинописного текста, в том числе 148 страниц основного текста, 72 рисунка, 8 таблиц.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СИЛ И КОЛЕБАНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ И СПОСОБЫ ИХ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Анализ литературы и производственный опыт показал, что одновременно происходящие процессы физического износа парка станочного оборудования и повышение требований к точности, производительности и его надежности обостряют проблему актуальной точности станков и связанной с ней точности обработки. Процесс резания сопровождается динамическими нагрузками, а именно пульсирующими силами, вибрацией технологической системы, что оказывает существенное влияние на точность обработки. На точность обработки в металлорежущих станках с ЧПУ влияет множество факторов, как внешних, так и внутренних, причем установление их совокупного влияния на процесс фрезерования представляется достаточно сложной задачей, с учетом процессов изнашивания, происходящих неравномерно во времени и пространстве.

В первой главе представлена актуальность проблемы оценки точности обработки, рассмотрены применяемые подходы к обеспечению точности оборудования, а также тенденции металлообработки, существенно влияющие на точность и виброустойчивость процесса обработки. Проведен анализ причин возникновения погрешностей на металлорежущих станках и обзор методов диагностирования технического состояния оборудования по параметру точности перемещений и позиционирования без нагрузки и с нагрузкой. Функциональные испытания оборудования путем обработки эталонной детали не всегда возможны и целесообразны по разным причинам, поэтому со стороны производства есть запрос на формирование экспресс-методов, которая позволят определить техническое состояние станка с тем уровнем динамической нагрузки, и в том состоянии, в котором он должен работать.

В работе проведен обзор моделей колебательных процессов, происходящих в процессе фрезерования. Проблемой является создание метода определения состояния основных конструктивных элементов станков с ЧПУ под действием

динамического нагружения с учетом их износа и движения. Именно эту задачу целесообразно решить для разработки рекомендаций по выбору оборудования и обоснованных методик проектирования современного станочного оборудования для механической фрезерной обработки.

1.1 Металлорежущий станок как основная технологическая единица процесса металлообработки

Ключевую роль в осуществлении технологического процесса резания и, в частности, фрезерования, выполняет металлорежущий станок с ЧПУ. Точность металлорежущих станков с программным управлением, являющихся основным оборудованием машиностроительного производства, определяется, в основном, точностью позиционирования и перемещения их узлов, величиной упругих деформаций от сил резания и жесткостью упругой системы. В ходе развития станкоинструментальной промышленности элементный состав оборудования претерпел значительные изменения. Современные станки, как правило, имеют гораздо меньший срок эксплуатации по сравнению с металлорежущим оборудованием 60-70-х годов, но обладают на порядок более высокой точностью и быстродействием. Повышение производительности фрезерования достигается применением современного высококачественного инструмента, реализацией приводов с малым сопротивлением движению и множеством других технологических приемов.

Сокращение срока окупаемости оборудования приводит к необходимости повышения интенсивности обработки, то есть скоростей рабочих и холостых подач, скоростей резания, а вместе с тем повышением динамических нагрузок, действующих на упругую систему станка. Современные металлорежущие станки зачастую обладают более низкой виброустойчивостью по сравнению с конструкциями полувековой давности, что связано с конструкцией направляющих и ШВП, обеспечивающих низкое сопротивление движению и малую степень

устойчивости. Анализ научных направлений, технической литературы показывает, что точность обычно рассматривается с различных точек зрения.

В конструкторском направлении рассматривается необходимая точность для обеспечения надежной работы машины. основополагающими работами являются труды Д.Н. Решетова, В.Т. Портмана, В.Э. Пуша, М.Г. Косова, А.С. Проникова, В.А. Кудинова, Н.А. Калашникова, M. Weck, K. Teipel, Y. Altintas, G. Pritschow и др. [32, 33, 43, 44, 45, 46].

Научные основы технологического обеспечения точности заложены в работах Б.С. Балакшина, Н.А. Бородачева, Б.М. Базрова, А.П. Соколовского, А.М. Кована, И.М. Колесова, В.С. Корсакова, А.Г. Косиловой, В.А. Тимирязева, А.М. Дальского и др. [4, 30, 48, 58].

Обработка на станках объединяет все составляющие точности, и конечная точность обработки во многом основана на техническом состоянии станка. «Свойства изделия, формируемые в процессе осуществления технологического процесса, характеризуют качество всего технологического процесса и являются его естественным выходным параметром» [34].

Получение абсолютно точных размеров невозможно, поэтому всегда подразумевается некоторое отклонение от идеальной поверхности как для размеров (допуск), так и для параметров шероховатости, волнистости и формы. Отклонение реальной детали от заданной называют погрешностью Δ , и она возникает в процессе обработки. Допуск δ задается конструктором в виде диапазона размеров и определяет наибольшее значение погрешности, при которой деталь удовлетворяет требованиям эксплуатации изделия.

Проблема обеспечения точности станков с ЧПУ становится актуальной в связи с физическим и моральным устареванием оборудования на отечественных производствах. В российском машиностроении высока доля металлорежущих станков, срок службы которых превышает 20 лет, и она практически не сокращается, как показано в таблице 1.1. Недостаточный технический уровень оборудования не позволяет обеспечить требуемое качество производимой

продукции, что сдерживает её выход на внешний, а в ряде случаев даже на отечественный рынок.

Таблица 1.1 – Возрастная структура металлорежущих станков по материалам научно-технических журналов [55]

Возраст оборудования	Процент от общего количества на конец года						
	1984	1989	1994	2000	2010	2018	2020 (оценка)
менее 10 лет	45,9	44,2	40,5	32,4	32,0	33,0	30,0
от 10 до 20 лет	33,1	33,5	34,5	39,0	41,0	39,0	44,0
20 и более лет	21,0	22,3	25,0	28,6	27,0	28,0	26,0

В промышленно развитых странах отмечается устойчивая тенденция повышения точности заготовок, уменьшения трудоемкости финишных операций. В машиностроении России заготовительные производства предприятий в основном имеют недостаточный технический уровень [55].

В последние 10-15 лет в рамках модернизации промышленности было поставлено существенное количество оборудования из стран Европы, Японии, Китая и стран Европы. Средний срок эксплуатации до ремонта такой техники согласно документам производителей составляет 7-10 лет. Величина износа в подвижных соединениях начинает превышать допуски на изготовление деталей δ , а следовательно, оборудование в ближайшей перспективе требует большого объема технического обслуживания и капитального ремонта. На данный момент капитальный ремонт и плановая замена комплектующих многих импортных станков затруднительны ввиду логистических и иных проблем.

К наиболее распространенным причинам потери геометрической точности металлорежущих обрабатывающих центров относят износ ходовых винтов и линейных направляющих, в том числе локальный износ в зоне наибольшего пробега. Практика показывает, что из-за цикловой специфики работы фрезерных станков большая часть перемещений происходит в небольшой зоне, что провоцирует локальный износ направляющих и ШВП, приводящий к увеличению

вибрации, и процесс износа начинает прогрессировать в конкретной зоне обработки, определяемой траекториями обработки, оснасткой, формой детали, габаритами детали и стола. Срок эксплуатации узлов существенно снижается при работе в режиме предельных динамических нагрузок, высоких скоростей перемещений и вибрации. Нестабильность процессов, проявляющаяся в механических колебаниях несущей системы станка, приобретает особую важность в условиях автоматизированного производства при отсутствии постоянного контроля оператора.

Потеря геометрической точности металлорежущего станка с ЧПУ происходит из-за износа элементов привода, но проблема определения граничных зон или критериев оценки состояния оборудования в настоящий момент не имеет достаточно надежного решения. Момент вывода оборудования в ремонт определяется на производстве индивидуально, на основании опыта специалистов из отдела главного механика. Предприятиям-изготовителям станочных узлов и предприятиям, эксплуатирующим станки с ЧПУ, требуется “диагностика, которая не просто говорила бы о браке того или иного элемента, а уточняла, какой технологический параметр нарушен при изготовлении узла или какой допуск требует пересмотра. Для создания такой диагностики требуется тесная связь с производством, создание специализированных стендов и тщательное исследование физических процессов в узлах” [29]. Обеспечение точности оборудования и определение оптимальных методов её контроля – ключевая задача достижения точности обработки на производстве.

Практика показывает, что при бережном отношении к оборудованию точность перемещений нового станка после приработки узлов снижается незначительно первые 3 года, а после этого периода падает на 1-5 мкм за год ежедневной эксплуатации, при этом существенно снижается запас устойчивости. Изменения параметров, свойств, характеристик неподвижных и подвижных деталей и узлов, а также их функциональных связей и отношений происходят под воздействием источников их дестабилизации основных видов: силовые и температурные, которые могут быть как постоянными, так и периодическими,

случайными и систематическими, внутренними и внешними. Чтобы проанализировать результаты контроля и обеспечения точности обработки необходимо рассмотреть причины возникновения неточностей, существующие в процессе фрезерования. По литературным источникам [14, 25, 30, 49] и опыту производственной деятельности можно определить основные факторы, влияющие на точность обработки:

- соответствие заготовки требованиям технологического процесса по размерам, форме и допускам физико-механических свойств материала;
- наличие внутренних (остаточных) напряжений в материале заготовок и их отклонение от допустимых;
- погрешность установки обрабатываемой заготовки на станке, включая погрешности, вносимые приспособлением и точностью базовых поверхностей;
- неточность измерительного инструмента и датчиков;
- неточность изготовления, сборки и настройки узлов станка;
- износ направляющих, опор, передач и других узлов станка;
- неточность изготовления, установки режущего инструмента и его размерный износ;
- деформация заготовки и других элементов технологической системы под влиянием усилий закрепления;
- упругие деформации станка, приспособления, заготовки и режущего инструмента под влиянием сил резания;
- деформации от действия инерционных и центробежных сил, вызываемых дисбалансом вращающихся частей и от сил инерции при быстром изменении скорости движения, сил тяжести узлов;
- температурные деформации элементов технологической системы от воздействия внутренних и внешних тепловых полей;
- неточность схемы формообразования (теоретической схемы обработки), погрешности системы управления и управляющих программ;
- вибрация, возникающая в процессе обработки.

На рисунке 1.1 схематично представлены основные погрешности, возникающие при фрезерной обработке на станках с ЧПУ. Помимо постоянной величины отклонения можно выделить случайную, переменную или вибрационную составляющую. Изменения температуры и иных параметров, колебания фундамента, электрические помехи, неравномерная подача СОЖ негативно влияют на точность и стабильность обработки.

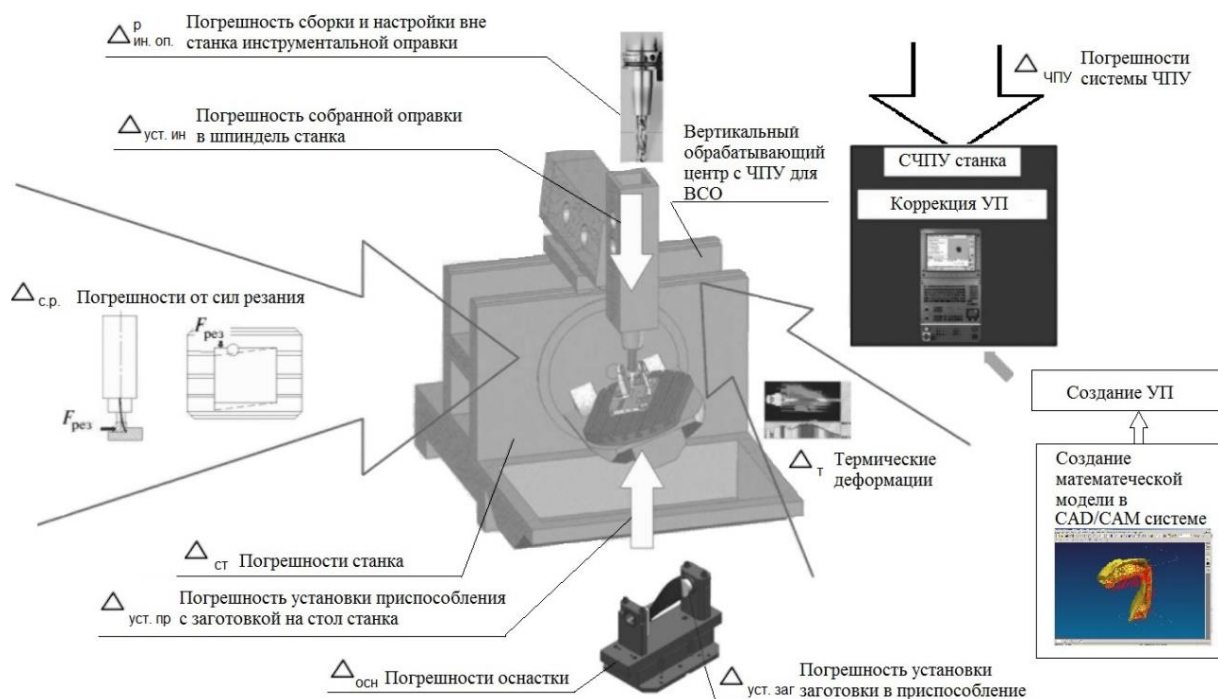


Рисунок 1.1 – Факторы, влияющие на точность обработки на фрезерных станках с ЧПУ [38]

Точность непосредственно металлорежущего станка – это значительная часть точности технологической системы. В рамках данной работы не рассматриваются методы повышения стабильности и виброустойчивости процесса фрезерования, которые зависят от типа и конструкции детали, инструмента и приспособлений. Эти погрешности технологической системы зависят от массы факторов и определяются в каждом конкретном случае индивидуально и могут быть измерены различными способами. Хотя обработанная деталь и концентрирует в себе свойства технологической системы и их проявление всех ее элементов, но это не позволяет однозначно и достоверно судить о выходных параметрах каждого элемента в силу случайности их проявлений и сложных взаимосвязей между всеми элементами.

Важно отметить стохастический характер для всех измерений, производимых на реальном оборудовании. На рисунке 1.2 показаны графики временной реализации виброперемещений при холостых перемещениях и при фрезеровании уступа измеренные виброанализатором. Разница максимальных отклонений при фрезеровании по сравнению с холостым перемещением может достигать 50 раз, причем амплитуда колебаний на инструментальной оснастке, на детали и на столе станка, на котором они закреплены также могут отличаться в десятки раз.

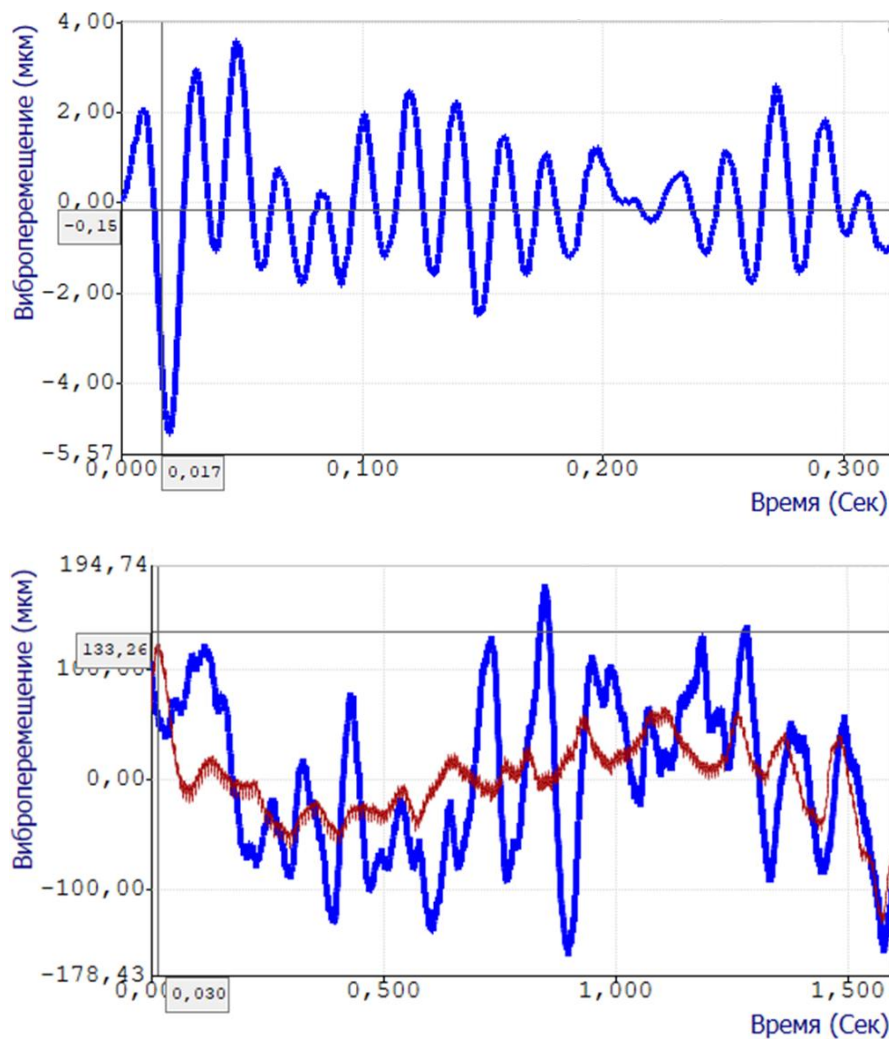


Рисунок 1.2 – Временная реализация виброперемещений стола фрезерного станка: а - при холостом ходе, б - при линейном фрезеровании уступа

Методы математического моделирования динамических процессов направлены на построение наиболее адекватной и точной геометрической модели погрешностей станка и основаны на преобразовании исходных данных, полученных путем экспериментальных измерений элементарных геометрических составляющих структуры погрешностей положения и движения деталей и узлов

станка [35, 47]. На практике применяют различные модели для расчета точности обработки с учетом погрешностей установки заготовки, параметров настройки станка с ЧПУ, износа режущего инструмента, а также деформаций несущей системы под действием температуры и внешних сил. В теории конечных поворотов точность определяется как изменение радиус-вектора между точкой детали и точкой центра инструмента (функциональной точкой) и рассчитывают как последовательность произведения матриц однородных преобразований размерности 4×4 координатных систем n подвижных элементов станка:

$$\begin{aligned} \delta r &= T_{TCP}^{ideal} - T_{TCP}^{real} = \sum_1^n \prod_1^n (T_i^R \cdot T_i^P)_{TCP}^{ideal} \cdot r - \sum_1^n \prod_1^n (T_i^R \cdot T_i^P)_{TCP}^{error} \cdot r = \\ &= \prod_1^n (ET_i^R \cdot ET_i^P)_{TCP}^{error} \cdot r \end{aligned} \quad (1.1)$$

где $T = T^R \cdot T^P = \begin{bmatrix} R & P \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, R - матрицы вращений (3×3), P - матрицы перемещений (1×3) и аналогичные матрицы погрешностей ET^R и ET^P (4×4); $r = [X_t, Y_t, Z_t, 1]^T$ - столбцевая матрица точки инструмента; n - число координатных систем в цепи инструмент - деталь [36].

Большинство математических моделей при оценке точности процесса обработки резанием принимают за базис предположение, что все погрешности могут быть представлены как систематические и случайные составляющие вектора смещения инструмента относительно заготовки по каждой оси координат, а также угловые погрешности пространственных положений. При повышении точности оборудования при проектировании, настройке или программной коррекции уменьшаются систематические погрешности, а, следовательно, увеличивается удельный вес случайных погрешностей. В таких случаях основной вклад в относительное смещение инструмента и заготовки вносится упругими деформациями $\Delta_{упр}$ и колебаниями $\Delta_{кол}$. Постоянная составляющая смещения определяет погрешность размера, а вибрационная влияет на погрешность формы детали и шероховатость поверхности.

Математически динамика резания определяется как нелинейная зависимость, включающая в себя дифференциальные уравнения с запаздыванием с зависящими от времени и позиции обработки параметрами. Расчет стабильности при

фрезеровании представляет большую сложность ввиду прерывистости процесса формирования стружки и постоянного изменения направлений и сил резания при фрезеровании. Altintas и Weck предлагали математические модели стабильности при фрезеровании [63, 64]. Проблемы моделирования и предсказания реакции конструкций на известное внешнее воздействие зачастую решаются с помощью методов конечных элементов и модального анализа [29].

Большинство известных моделей построены на динамике системы станка не зависящей от эксплуатации и износа. Постоянное развитие теоретических моделей точности для схематизации различных компоновок оборудования, физических явлений и свойств упругих элементов имеет существенный прогресс, однако, важно отметить тот факт, что практическое соответствие модели цифрового двойника и станка длится весьма малый временной интервал. При изменении температуры, участка обработки и массы приспособления с заготовкой [56], при увеличении зазоров в элементах привода характеристики жесткости и виброустойчивости оборудования резко меняются.

Расширение технологических возможностей металлорежущих станков происходит за счет увеличения количества координат, а, следовательно, и числа стыков, как подвижных, так и неподвижных. Каждый из них ввиду неточности изготовления и сборки, термоупругих деформаций, трения, податливости в зазорах и иных факторов влияет на точность и стабильность размерной обработки.

Объемные математические выкладки для расчета точности многокоординатных станков не получили распространение в производстве. В подавляющем большинстве случаев аналитические решения систем уравнений, лежащих в основе математических моделей невозможно из-за сложной характеристики упругой среды, сложности моделирования граничных условий и условий прохождения волн через подвижные и неподвижные стыки [29]. Зазоры и силы трения между компонентами – основной источник нелинейности любого привода. Нелинейности систем привода определяют низкую предсказательную точность большинства моделей, поскольку необходимо учитывать такие

особенности привода, как эффект Штрибека, гистерезис, переменное усилие отрыва, проскальзывание, деформационные характеристики [83, 86, 92].

Сложность в получении достоверной оценки качества станка математическим методом заключается в стохастическом характере протекающих процессов, а кроме того, в том, что исходные данные для модели, как правило, содержат существенные допущения в расчетной схеме или недостоверно определенные коэффициенты. Факторы, влияющие на динамику привода, неоднородны и взаимозависят друг от друга, случайные погрешности не всегда соответствуют нормальному закону распределения, а между функциональными параметрами процесса резания и диагностическими параметрами установлен нелинейный характер. Динамические свойства несущей системы станка могут меняться от позиции узлов, равно как и от самого процесса резания [70, 93]. Даже факт удаления стружки и перемещения узлов станка в рабочем пространстве в процессе обработки изменяет стабильность процесса обработки [56, 71].

Поэтому математические методы в основном применяются преимущественно для оценки свойств отдельных узлов, деталей и элементов станка при проектировании, производстве и отладке металлорежущих станков.

В работах Кузнецова А.П. [36, 37] приведены в исторической последовательности основные принципы, используемые в методах оценки показателей точности станков, а также технические и технологические события, приводящие к качественному изменению конструктивно-компоновочных решений самих станков, подходам к повышению их точности и функциональных возможностей.

В 1940–1960 годах были предложены классические расчетно-аналитические и статистические методы оценки точности и методы анализа размерных цепей. Технологические приемы повышения точности позволяют решить многие вопросы обеспечения точности, однако, не гарантируют отсутствие брака и не учитывают актуальное состояние оборудования и в данной работе не рассматриваются. В период 1960–1980 годов появились новые подходы в объяснении и формировании параметров и характеристик точности, их взаимосвязей и взаимовлияний на

конечные выходные показатели: объемная точность и её векторный анализ, вероятностная модель изменения точности станка во времени.

В 1980–2000 годах происходило дальнейшее развитие методов описания механизмов формирования выходных параметров точности станка с учетом геометрических, жесткостных и других факторов, углубление знаний о взаимодействии, взаимосвязях и взаимозависимостях между составляющими элементарных погрешностей [13, 14, 28, 31, 43, 44, 59]. Эти подходы связаны с дальнейшим развитием моделей точности и отказом от представления деталей и узлов как абсолютно твердых тел, моделированием собственных и контактных деформаций, составляющих до 40-80 % от общей погрешности. Многие исследователи уделяли внимание таким аспектам моделирования, как кинематика твердого тела, геометрическое представление однородных преобразований координатных систем, точность движений формообразования на основе преобразований координатных систем [4].

В 2000–2020 годах повышение точности станков развивается на основе применения систем управления с использованием функциональных возможностей коррекции с помощью систем ЧПУ [22, 91]. Продолжаются работы по созданию системных представлений о точности станков, методов их оценки, моделированию объемных геометрических и тепловых погрешностей на основе различных математических методов их описания [39, 53, 71, 93]: объемные ошибки, теория кинематики многотельных систем, метод Денавита-Хартенберга, структурная точность, моделирование геометрических погрешностей и их компенсация. В работах [73, 84, 102] отмечается, что геометрические ошибки включают зависимые и независимые от позиции (положения узлов) геометрические погрешности [35].

Общий тренд исследований в части обеспечения точности оборудования сдвинулся от построения многомассовых моделей оборудования и цифровых двойников, актуализируемых с помощью измерения элементарных погрешностей к разработке способов непосредственной экспериментальной оценки интегральных характеристик станка: геометрических, кинематических и динамических.

Такой подход дает возможность проводить качественное и количественное определение влияния различных конструктивных, технологических и иных факторов на точность перемещений под нагрузкой при проектировании, изготовлении и эксплуатации станочного оборудования на момент измерений с учетом их взаимного наложения.

Для демонстрации динамических процессов в работе применялся специально для этой цели модернизированный координатно-расточной станок модели 2431СФ10 повышенного класса точности, имеющий низкую жесткость, направляющие качения, в том числе одну плоскую, значительный локальный износ винтов ШВП в середине стола, незначительный запас устойчивости, а также дополнительно оборудованный линейными датчиками обратной связи и системой ЧПУ Маяк-600, рисунок 1.3. Станок имеет компоновку с подвижным крестовым столом, вертикально перемещаемой шпиндельной бабкой с двумя шпинделями, включая высокоскоростной шпиндель на 2,2 кВт с жидкостным охлаждением, позволяющий производить высокоскоростную обработку.

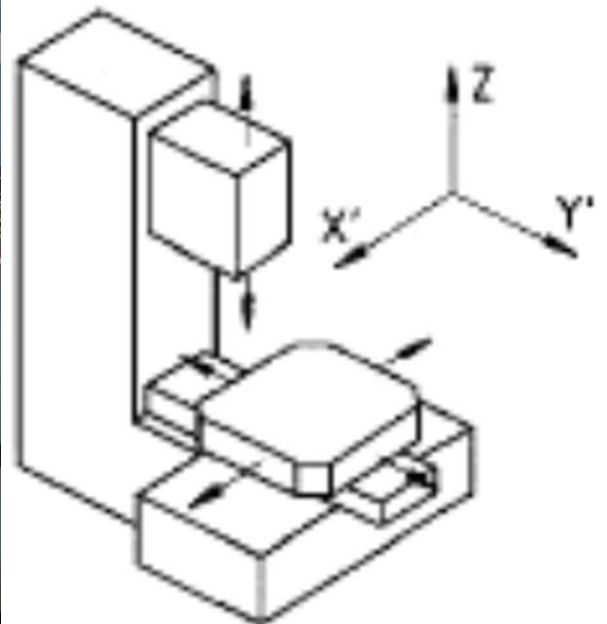


Рисунок 1.3 – Внешний вид станка, компоновка и расположение осей

Система ЧПУ «Маяк-600» позволяет легко строить и записывать осциллограммы величин рассогласования приводов, оснащенных линейными датчиками, а также преобразовывать осциллограммы при круговом движении в полярные диаграммы отклонений, называемые в данной работе круглограммами. Поскольку элементы механической части привода обладают локальным износом, то достаточно наглядным становится влияние износа и неравномерных зазоров в ШВП на вибрацию привода при различных режимах обработки или нагружения.

Особенностью обрабатывающих центров с ЧПУ сверлильно-фрезерно-расточной группы является широкий диапазон применяемых видов и методов обработки. В результате совместного влияния геометрических, кинематических и динамических параметров оборудования возникают проблемы по обеспечению требуемой точности обработки и качества поверхности.

Позиционная зависимость виброустойчивости может быть определена как амплитуда колебаний стола станка при фрезеровании по контуру и измерена с помощью вибродатчиков. На рисунке 1.4 представлена временная реализация процесса врезания и последующего фрезерования уступа. Красная и синяя линия графика - результат взаимно перпендикулярных измерений показывает значительное изменение величины колебаний по ходу фрезерования, связанных переходным процессом при врезании фрезы в заготовку.

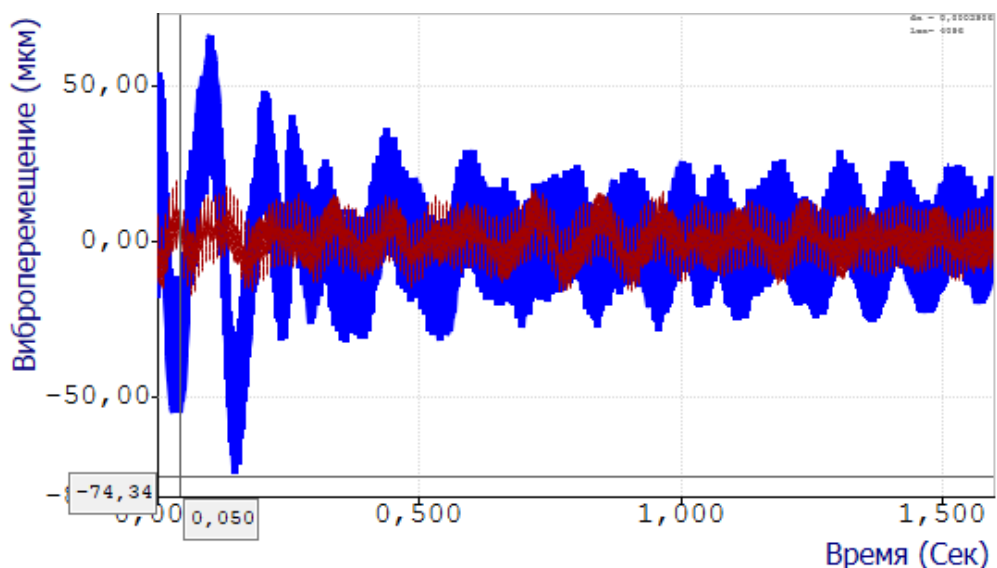


Рисунок 1.4 – График временной реализации виброперемещений при врезании и фрезеровании уступа сечением 2×6 мм на заготовке из алюминиевого сплава

Разброс контролируемых размахов виброперемещений в различных зонах станка может достигать нескольких раз. Экспериментальные методы оценки точности станка в настоящее время применяются наиболее широко вследствие их относительной простоты, достоверности, низкой трудоемкости и хорошей воспроизводимости и повторяемости [35]. В результате получают оценки соответствия характеристик и свойств станка установленным значениям.

Экспериментально-математические методы сочетают в себе как экспериментальные, так и математические способы получения исходной информации. Полученная в ходе экспериментальных испытаний информация используется для корректировки математических моделей и повышения достоверности результатов моделирования. Поскольку большинство параметров в моделях принимаются в виде постоянных значений или функций от координат, массы, температуры и иных параметров, то формирование и поддержание актуальности цифрового двойника представляет задачу не меньшей сложности, чем непосредственно производство деталей, особенно для изношенного технологического оборудования, в котором взаимосвязи становятся менее устойчивыми и предсказуемыми.

Интегральный выходной параметр точности упругой системы станка может быть более важным для определения возможности эксплуатации станка для конкретных задач, чем изолированные смещения. Дифференциальные и частные выходные параметры конкретных деталей, узлов, блоков и механизмов металлорежущих станков не менее значимы и полезны для определения источника конкретной погрешности или способа устранения конкретной неисправности. Реализация методики оперативного измерения интегрального параметра точности перемещений упругой системы станка в данный момент времени в реальных или имитационных условиях для производства является наиболее привлекательным способом планировать техническое обслуживание и ремонт.

1.2 Подходы к поддержанию точности оборудования

Одна из главных задач предприятия – это обеспечение надлежащего технического состояния оборудования, которая решается путем рациональной организации его технического обслуживания и ремонта. Целью ремонта является повышение текущей точности оборудования. На машиностроительных предприятиях распространены несколько подходов к вопросу поддержания точности металлорежущего оборудования.

На сегодняшний день лишь немногие предприятия продолжают использовать систему планово-предупредительного ремонта, при которой ремонт и замена узлов оборудования производится через определенные промежутки времени в соответствии с рекомендациями изготовителя оборудования, независимо от загрузки оборудования, его фактического технического состояния и особенностей эксплуатации. В связи с изменением рыночных и производственных реалий этот метод морально устарел: он не позволяет полностью избежать отказов и аварий, так как в процессе эксплуатации фактически не контролируется динамика изменения параметров станка. Высока вероятность отправки на ремонт оборудования, не израсходовавшего свой ресурс, либо длительная эксплуатация физически изношенных станков на заключительном этапе их жизненного цикла, когда высока вероятность возникновения отказов.

При осуществлении иной стратегии – ремонта по фактическим отказам – производится обслуживание и ремонт только тех узлов, механизмов и систем, аварийное или предаварийное состояние которых не вызывает вопроса. Ввиду высокой зависимости от импортных комплектующих с большим временем изготовления, сложной логистикой и загруженностью сервисных служб этот метод приводит к длительным (до полугода) простоям в ожидании нестандартных узлов для специализированного оборудования, являющегося узким местом большинства производств. Незначительное снижение затрат на техническое обслуживание

нивелируется увеличением процента брака, удорожанием отказов и длительными простоями.

Эффективная реализация технического обслуживания и ремонта возможна только при внедрении регулярного контроля параметров геометрической точности станка в рамках технического обслуживания с периодическим контролем. Ключевые достоинства такого подхода:

- возможность планирования эксплуатации и ремонта станков;
- обеспечивает возможность определения текущей эксплуатационной готовности машин и имеющегося ресурса узлов без необходимости их демонтажа;
- использование достоверных алгоритмов диагностирования неисправностей и прогнозирования параметров точности металлорежущих станков повышает производительность станка, снижая потери времени.

Подобные методики активно внедряются на передовых отечественных и иностранных машиностроительных предприятиях, повышая прибыль предприятия, наработку оборудования до отказа и снижая количество брака по точности и долю незапланированных ремонтных работ [2]. Среди недостатков можно отметить потребность в высокоточном измерительном оборудовании и высококвалифицированном персонале. Автоматизация хранения, обработки и анализа данных по состоянию каждого станка позволяет уменьшить количество привлекаемых ресурсов. Подводя итоги, можно признать этот подход достаточно перспективным и прогрессивным.

Особенностью зарождающихся дефектов является то, что они не сразу отображаются на функциональных характеристиках узлов, но уже ограничивают перспективу использования данного узла [42, 89]. Необходимо широкое проникновение методик испытаний в производство и накопление значительного экспериментального и практического материала для актуализации математических моделей и создания автоматизированных систем прогноза, способных выявлять зарождающиеся дефекты и не допускать не только функциональный отказ, но и параметрический отказ (потерю точности и виброустойчивости в процессе резания).

Специалисты предприятий могут планировать эксплуатации парка оборудования управлять качеством процесса ремонта технологического оборудования благодаря:

- периодического контроля состояний узлов станков;
- выявлению взаимосвязей параметров точности детали с параметрами точности оборудования;
- разработке и реализации мер по устранению причин отклонений точности;
- определению вероятности возникновения дефекта и его последствий;
- повышению уровня знаний специалистов ремонтных подразделений;
- оптимизации процесса обслуживания и ремонта станков.

Результаты измерений высокоточными измерительными приборами в ненагруженных испытаниях наиболее адекватны для нового оборудования. Для изношенного оборудования точность обработки будет существенно отличаться от результатов испытаний в квазистатических условиях, которые дают завышенные значения точности даже по сравнению с чистовыми режимами обработки.

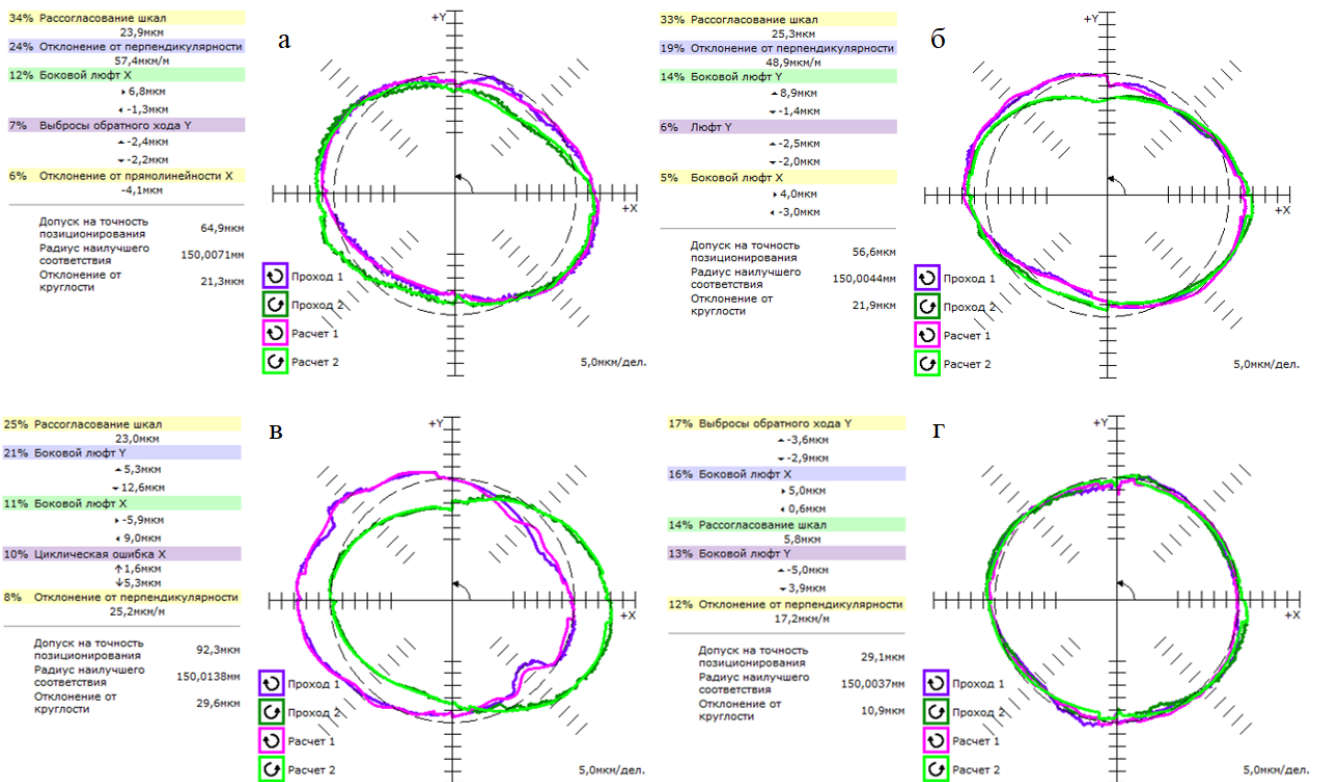


Рисунок 1.5 – Круглограммы измерений в плоскости XOY четырех станков DMU60

На рисунке 1.5 представлены четыре круглограммы, полученные в результате измерений в плоскости XOY четырех различных станков DMU60 расположенных в одном цеху. Очевидно, что станок «Г» обладает наилучшей, а станок «В» наихудшей точностью перемещений на холостом ходу среди представленных. Тем не менее, высокие локальные вибрации возникают при обработке одинаковых деталей только на станках станка «Б» и «В». При этом результаты испытаний станков «А» и «Б» в квазистатических условиях визуально и по значениям диагностических параметров похожи до степени смещения, но станок «А» обладает гораздо лучшей виброустойчивостью. Измеренные шероховатости обработанных поверхностей одинаковых деталей на станках «А» и «Б» и амплитуды виброперемещений отличались в 1,4-1,6 раза. Проведенный выше анализ подходов к обеспечению точности оборудования без нагружения не дает информации о возможном возникновении вибрации. Очевидна целесообразность проведения испытаний в условиях силовой динамической нагрузки, соответствующей процессу обработки.

Эксплуатация оборудования на предприятиях многих отраслей в настоящее время ведется в круглосуточном режиме, и остановка оборудования на ремонт является крайне затруднительной. Массовый выход оборудования за допустимые пределы точности неизбежен и вынуждает принимать экстренные меры для поддержания производства изделий с необходимыми параметрами точности. Наиболее логичным выходом из этой ситуации является получение информации о текущем пространственном распределении точности станков и смещение рабочей зоны для трехкоординатных станков.

1.3 Модель возникновения погрешностей перемещений в шарико-винтовой паре при фрезеровании в условиях вибрационной нагрузки

В данной работе рассматриваются методы испытаний обрабатывающих центров любой компоновки. Вертикальные обрабатывающие центры фрезерно-

сверлильно-расточной группы с числовым программным управлением занимают лидирующую роль в машиностроительном производстве. Для реализации всех необходимых в технологическом процессе движений используется широкий спектр приводов различных конструкций, согласуемых посредством числового программного управления [67]. Совокупность приводов металлорежущего станка составляет его систему формообразования, которая определяет его технологические возможности, точность, производительность и другие параметры. Обобщенная расчетная модель станка обычно представляется в виде дискретной модели совокупности реальных конструкций пространственно-ориентированных приводов. Модель линейного привода является базовой, поскольку в конечном счете все нагрузки воспринимают корпусные элементы и компоненты привода. Зачастую узлы несущей системы представляются стержнями и массивами, соединенными невесомыми упругими и диссипативными элементами при некотором положении узлов станка.

Упругая система одного линейного привода может представляться как простая одномассовая модель с приведенной массой, приведенной жесткостью и коэффициентом демпфирования. Применение плоских расчетных схем исключает пространственные повороты, угловую податливость и пространственную диссипативную способность стыков и элементов. Тем не менее, нужно учесть большое количество допущений, существующих даже в простых станочных системах. С увеличением количества элементов исследуемого объекта, включаемых в расчетную схему, усложняется математическая модель, затрудняется её точный расчет, поэтому при решении конкретных задач пространственную многомассовую упругую систему вводят ряд допущений упрощают с целью сократить количество элементов расчетной схемы и степеней свободы. Определение реального значения константной и переменной части всех коэффициентов фактически невозможно и происходит в значительной мере приблизительно по результатам множественных испытаний. Кроме того, важно понимать, что многие параметры являются взаимозависимыми или меняются во времени. Поэтому точность является функцией состояний основных элементов

металлорежущих станков и выражаются как $\Delta_{jj} = f(X, Y, Z, \omega_x, \omega_y, \omega_z, P, T^\circ, \tau)$, где $X, Y, Z, \omega_x, \omega_y, \omega_z$ — координаты и углы поворота в прямоугольной системе координат, P — вектор действующих сил, T° — температура и τ — время [34].

Для формирования динамической модели механического привода с шарико-винтовой передачей широко применяются метод конечных элементов и метод приведенных масс [68, 103]. Преимущество метода конечных элементов заключается в том, что возможно отразить локальные характеристики элементов структуры и рассчитать взаимосвязанные динамические характеристики механических систем. Преимущество метода приведения масс состоит в том, что такие модели всегда просты и удобны для расчетов и параметрической модификации.

Для понимания колебательных процессов, возникающих в приводах подачи металлорежущих станков, необходимо проанализировать наиболее распространенные компоновки и конструктивные особенности различных элементов электропривода фрезерных станков с ЧПУ, рисунок 1.6. К таким элементам относятся электродвигатели, контроллеры двигателей, линейные и круговые направляющие, ШВП, а также промежуточные элементы механической трансмиссии.

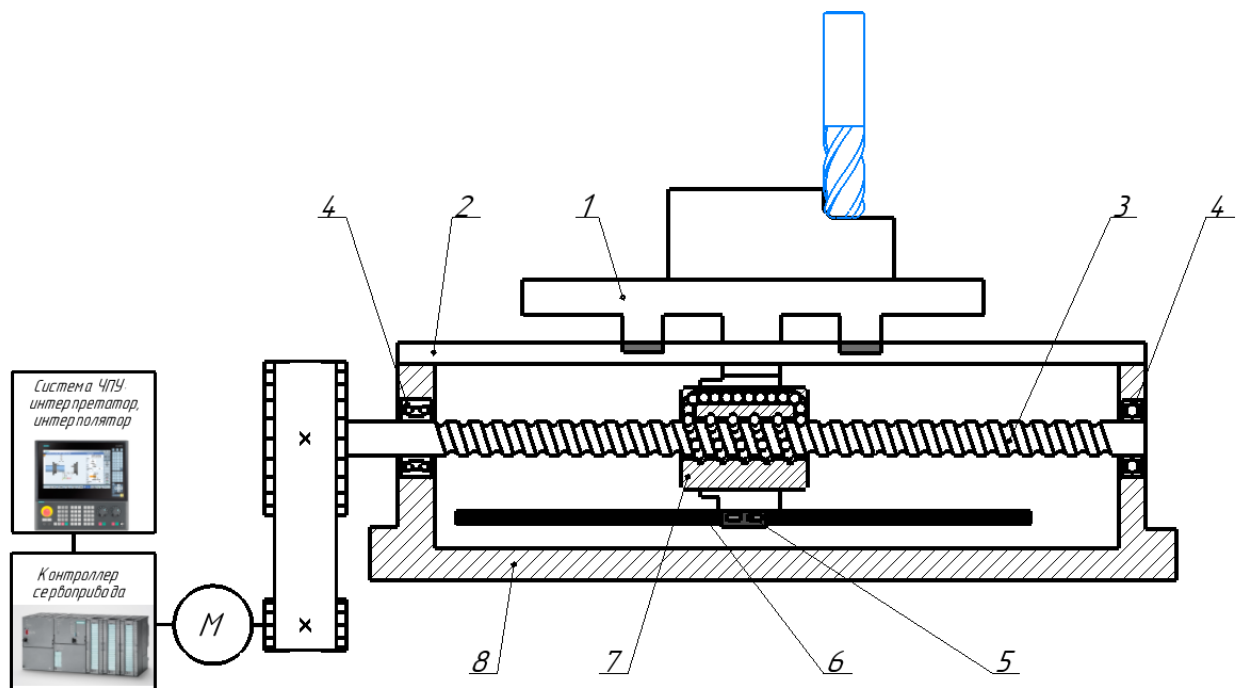


Рисунок 1.6 – Общая схема привода с шарико-винтовой передачей в процессе фрезерования

На рисунке 1.6 схема привода линейной оси типового фрезерного станка, включающая систему управления, электрическую и механическую часть привода, датчик обратной связи и подвижный узел. Роторный электродвигатель, получающий сигналы от контроллера, через муфту передает вращение винту ШВП 3, установленному в подшипниковых опорах 4, находящихся в корпусе 8. Вращение винта преобразуется в поступательное линейное движение гайки ШВП 7 с шариками, которая жестко закреплена к столу фрезерного станка 1. Вращение винта преобразуется в поступательное линейное движение гайки ШВП 7 с шариками, которая жестко закреплена к столу фрезерного станка 1. Стол движется по линейным направляющим 2. Из всех компонентов привода внешнюю осевую нагрузку в первую очередь воспринимает винт ШВП. Все остальные типы нагрузок воспринимают линейные направляющие. К подвижному узлу станка прикреплен оптический датчик линейного положения 5, который перемещается вдоль линейки 6. Применение линейного датчика положения позволяет повысить точность позиционирования. Для привода большинства станков, обеспечивающих высокую точность перемещений, также применяются ременные понижающие передачи и двигатели с увеличенным числом позиций на оборот.

Колебания при движении привода порождаются несовершенством геометрии его элементов, силами трения и ударными импульсами, создаваемыми электродвигателем и процессом резания. Причиной повышенной вибрации на станках с ЧПУ может быть неоптимальная настройка коэффициентов усиления в цепи обратной связи и постоянных времени электропривода [50]. Некачественный монтаж, повреждение датчиков и управляющих элементов сервопривода могут провоцировать увеличение погрешностей и амплитуды колебаний.

Жесткость и виброустойчивость в разных участках рабочей зоны неодинакова, в процессе перемещения вдоль ходового винта элементы качения испытывают переменные нагрузки, вызываемые процессом резания, переходными и иными динамическими процессами. «На устойчивость упругой системы погрешности изготовления или износа влияют по следующим направлениям: введение новых связей, появление нелинейностей типа зазоров, образование

изменяющихся параметров, изменение условий демпфирования или жесткости конструкции» [32, с. 279].

В случае износа и возникновения зазора элементы качения приобретают избыточную подвижность под действием колебаний сил в процессе резания, как показано на канавке в левой половине рисунка 1.7., составляемых из перемещений в зазоре и упругих деформаций, которые характерны даже для предварительно нагруженной шарико-винтовой передачи изменение распределения двух предварительных натягов.

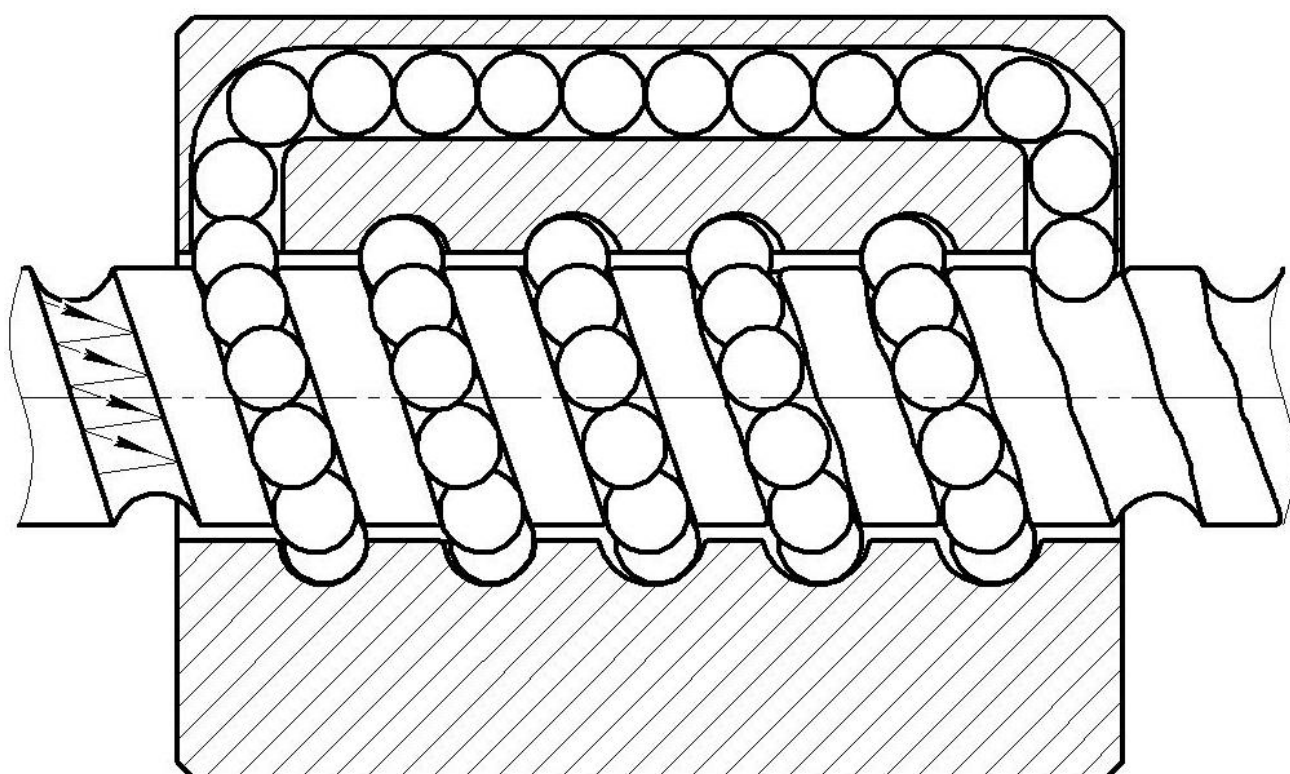


Рисунок 1.7 – Схема изменения траектории движения шариков при знакопеременной нагрузке и конструктивные изменения, связанные с износом шарико-винтовой передачи

В результате подвижный элемент шарико-винтовой передачи перемещается с различным натягом/зазором на различных участках ходового винта. Наличие подачи существенно снижает виброустойчивость привода, вплоть до потери устойчивости движения, при котором перемещение выполняется рывками рисунок 1.8. Данный факт был экспериментально зафиксирован с помощью высокоскоростной съемки перемещений стола станка под действием приложенной вибрационной нагрузки, а также в процессе резания.

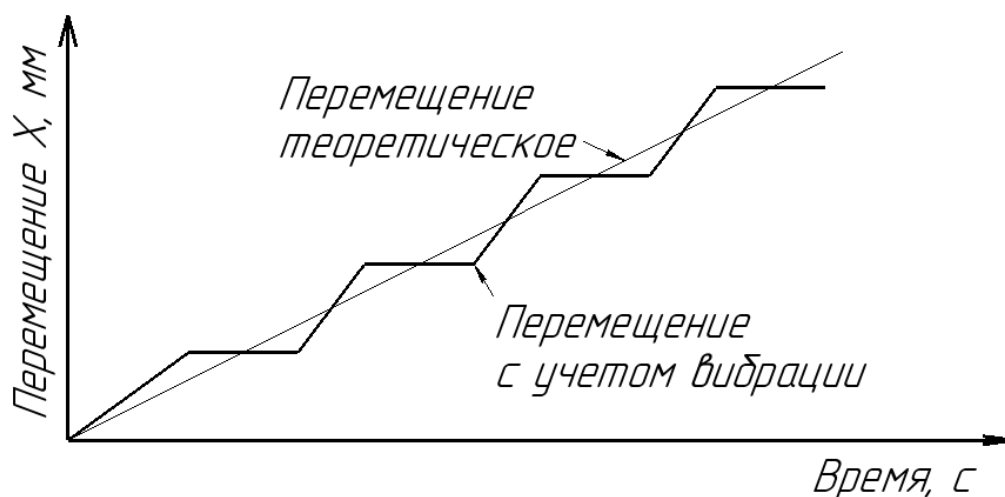


Рисунок 1.8 – Схема перемещений привода с учетом вибрации

Для электропривода, в кинематической цепи которого имеется люфт, является невозможным воспроизведение такого сигнала задания, который сможет скорректировать внешние вибрационные воздействия, особенно переменные, и обеспечить плавность хода, поскольку за один период колебаний расцепление кинематической цепи происходит минимум дважды [5].

Существуют различные способы повышения точности и ремонта изношенных ШВП за счет увеличения предварительного натяга. Сокращение амплитуды вызываемых колебаний может быть выполнено за счет различных методов, описанных в [94]. Наиболее распространены регулируемые гайки ШВП, шарики большего диаметра. Также известны конструкции пьезоэлектрических механизмов между двумя полугайками [72] и активных виброгасителей для фрезерного станка [95]. Существуют вставки в двойные гайки в виде катушки и материала с памятью формы, способного расширяться при нагреве, компенсируя тепловое расширение [76]. Для компенсации небольших неравномерностей износа винтовых поверхностей гайки и винта целесообразно проектировать адаптивные системы, но управление подобными механизмами эффективно до определенной величины подачи, называемой критической и до исчерпания пределов регулировки. В вышеописанных случаях управляемая втулка перестает создавать натяг на всем ходе оси, что приводит к резкому росту амплитуды.

На рисунке 1.9 иллюстрирован процесс возникновения низкочастотных колебаний при контурном фрезеровании с учетом реальных траекторий инструмента и заготовки.

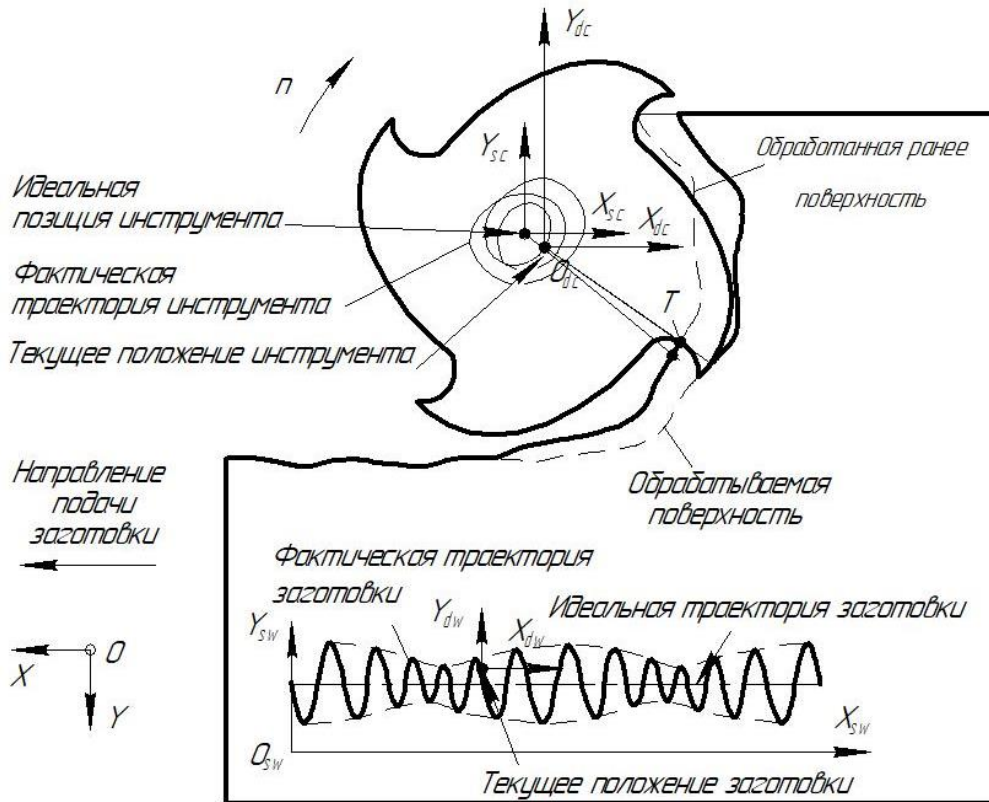


Рисунок 1.9 – Внедрение фрезы в заготовку с учетом колебаний оси инструмента и заготовки

На физическом уровне при фрезеровании происходит разрушение за счет границ зерен, пустот, включений и больших пластических деформаций на размерах среза от единиц микронов до единиц миллиметров. Траектория вращения оси инструмента, равно как и угловая скорость вращения не являются постоянными, а подвержены флуктуациям. Кинематические приращения скорости резания ΔV , подачи ΔS и размеров срезаемого сечения, а также приращения переднего и заднего углов инструмента при колебаниях провоцируют изменения величины силы резания, которые индуцируют изменения величины подачи и т.д.

Равномерность вращения шпинделя оказывает непосредственное влияние на все составляющие точности изготовления детали, что подробно рассмотрено в работе [61]. Неравномерность вращения шпинделя и двигателей линейных приводов приводят к возникновению ошибок, проиллюстрированных на рисунке

1.10. Колебания толщины срезаемой стружки, связанные с динамическими возмущениями в процессе резания, приводят к размерной погрешности и волнистости поверхности в отличие от статической составляющей силы резания.

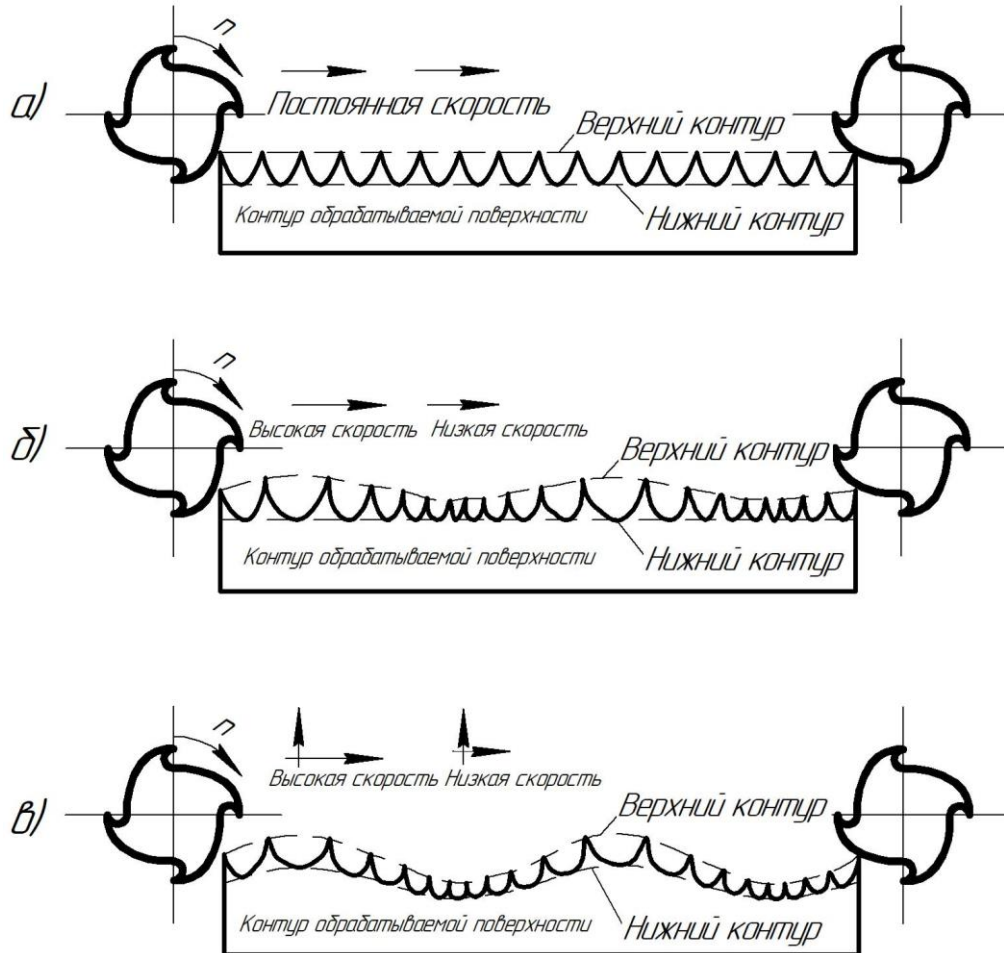


Рисунок 1.10 – Механизм формирования низкочастотной осцилляции при контурном фрезеровании: а – подача без учета колебаний скорости подачи; б – подача с учетом колебаний скорости подачи в продольном направлении; в – подача с учетом колебаний оси инструмента в процессе резания

Вынужденные колебания характерны для процесса фрезерования поскольку имеют место периодически изменяемые сечения срезаемой стружки, многолезвийная обработка, врезание и выход зуба из зоны резания. Даже продвинутые стратегии обработки, такие как трохоидальное фрезерование с контролем центрального угла резания и большой глубиной фрезерования, не способны полностью устранить колебания. Определение технологических

возможностей станка в его текущем состоянии возможно лишь с учетом воздействия вынужденных колебаний соответствующей амплитуды.

1.4 Вибрационные процессы в приводах металлорежущих станков

Сами по себе колебания в металлорежущих станках могут использоваться для дробления стружки, снижения трения или улучшения условий обработки, однако, в данной работе эти приемы не рассматриваются. Процесс резания способен генерировать автоколебания с большой амплитудой, которые могут вызываться недостаточной жесткостью упругой системы. Задача определения причин колебаний и эффективных методов их гашения - актуальная задача диагностики станочного оборудования.

Доминирующая частота при фрезеровании соответствует частоте входа зубьев фрезы в контакт с заготовкой. В значительном количестве случаев для интегральной оценки динамических свойств несущей системы достаточно учитывать зубцовую и оборотную частоту и не принимать во внимание колебания, связанные с микронадломами стружки в процессе резания.

На рисунке 1.11 приведен частотный спектр относительных колебаний инструмента и заготовки в зоне резания при фрезеровании двузубой концевой фрезой диаметром 10 мм, подача контурная 4000 мм/мин. Сечение среза 2×6 мм, материал – алюминиевый деформируемый сплав. Частота, установленная на частотном преобразователе – 150 Гц. 147,3 Гц фактическая оборотная, а 294,6 – зубцовая частота. Также наблюдается субгармоническая составляющая.

Источники вибраций для фрезерных станков могут быть как внешние: цеховая вибрация, вибрации от гидростанций и т.п., так и внутренние: дисбалансы вращающегося шпинделя с инструментом, автоколебания, возникающие в процессе резания, совпадение собственных частот заготовки или её элементов с частотой входа зубьев фрезы в контакт с деталью.

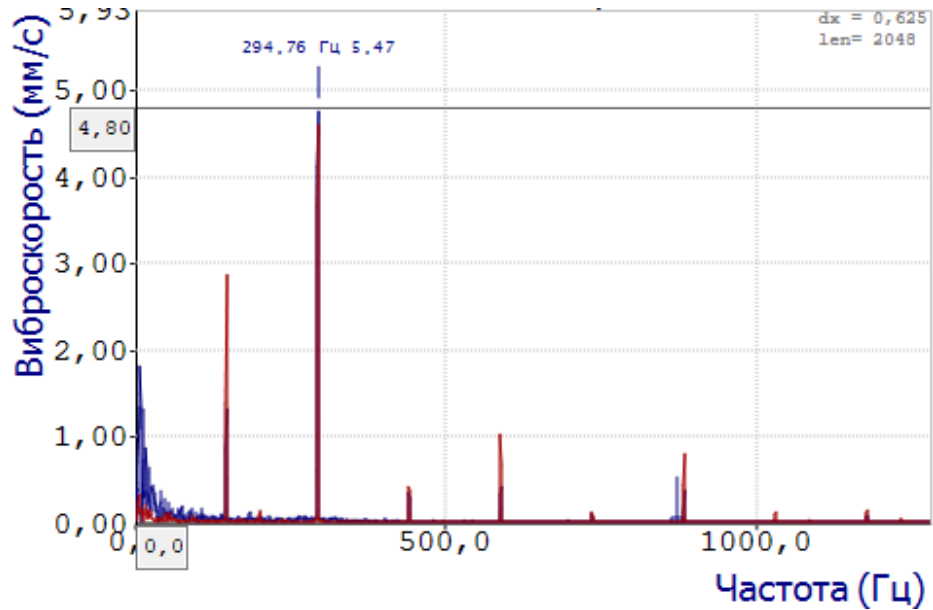


Рисунок 1.11 – Частотный спектр процесса фрезерования

В случае, когда рядом находится ковочное оборудование или станки, работающие на пределе динамики, то виброперемещение, вызванное цеховой вибрацией может достигать 5 мкм. В фоновом режиме отдельно стоящий станок, установленный на виброопорах, получает цеховую вибрацию амплитудой менее 1 мкм, как показано на рисунке 1.12.

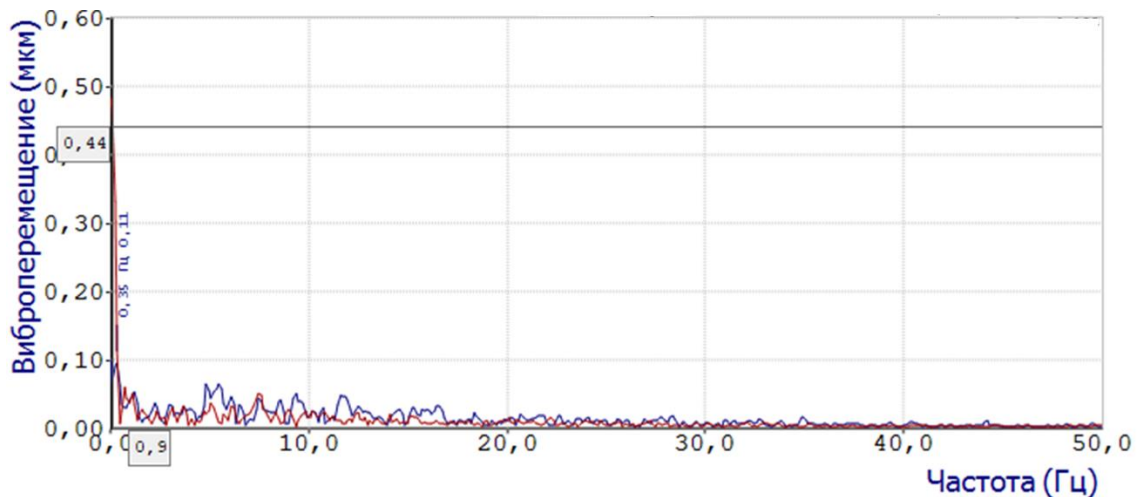


Рисунок 1.12 – Частотный спектр цеховой вибрации отдельно стоящего фрезерного станка

Погрешности перемещений зависят от динамических свойств приводов подачи, к которым относятся частота собственных колебаний, коэффициенты демпфирования элементов и динамическая характеристика механизма подачи, трение в направляющих, упругие деформации привода [61]. При этом, собственная частота узлов в ходе эксплуатации снижается из-за изменения параметров стыка,

что приводит к усилению вибрации и повышению динамической податливости станка, рисунок 1.13 [51].

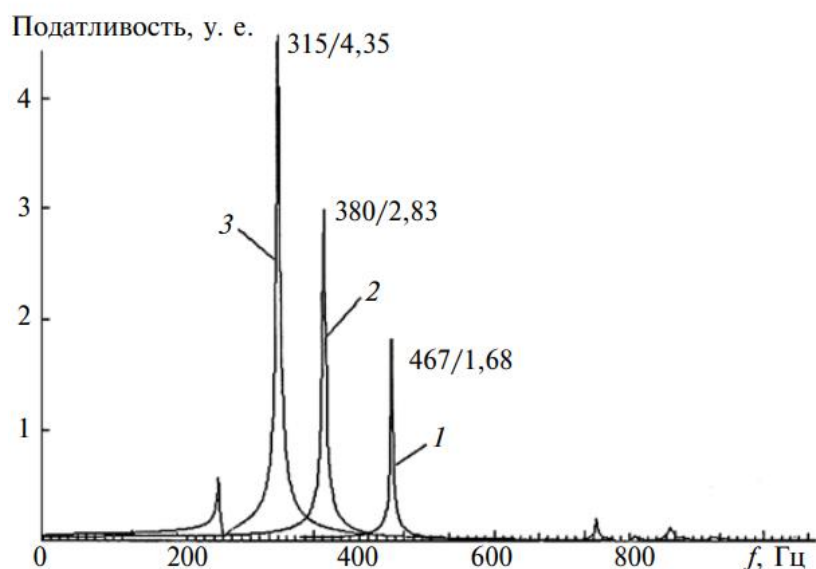


Рисунок 1.13 – Расчетные амплитудно-частотные характеристики идеального (1), нового (2) и старого (3) станков [51]

Для формирования моделей стабильности важно учитывать большое количество параметров, которые могут постоянно изменяться в процессе многокоординатного фрезерования, включая углы наклона инструмента, центральный угол резания, число зубьев в процессе резания и другие. Метод конечных элементов позволяет строить лепестковые диаграммы стабильности для любой системы, как станка, так и инструмента [65]. Поскольку упругая система станка имеет множество собственных частот колебаний, то зависимость амплитуды колебаний от частоты вращения инструмента носит многоэкстремальный характер, рисунок 1.14 [15].

Амплитуда вынужденных колебаний возрастает в случае совпадения одной из мод элементов станка, включая инструмент с оснасткой, шпиндель, несущую систему станка, приспособление и, собственно, саму заготовка. Обеспечение стабильности обработки может производиться путем частотной отстройки. Сочетание теоретических и экспериментальных методов виброзащиты – основа проектирования современных металлорежущих станков.



Рисунок 1.14 - Типичная лепестковая диаграмма стабильности при фрезеровании

Важное значение в исследовании динамики металлообрабатывающего оборудования имеют работы В.А. Кудинова [11, 32], в которых решающее значение при анализе вибрации отводится упругой системе станка, а вибрация станков рассматривается как частный случай потери устойчивости движения в механических системах. Им предложены следующие основные показатели динамического качества станков: запас устойчивости, реакция системы на внешние воздействия, быстродействие. Запас устойчивости характеризует возможности изменения того или иного параметра системы (жесткости, режимов и др.) без потери виброустойчивости. Вторым и третьим показателями оцениваются величина смещения или скоростью движения инструмента и заготовки.

Как подчеркивают многие авторы [15], статическое определение податливости упругой системы [69, 98], полученной на неработающем станке или в холостых режимах, не в состоянии полностью характеризовать относительное перемещение узлов станка в процессе обработки. Поэтому определение статических и динамических характеристик при работе станка дает более точную информацию о его состоянии. Динамической характеристикой упругой системы станка называют зависимость, выражающую отношение смещения инструмента и заготовки по нормали к поверхности резания к изменению внешней силы P , имитирующей силу резания.

Термин «виброустойчивость» имеет обширный набор определений. В данной работе под виброустойчивостью станка понимается устойчивость упругой системы станка к возникновению интенсивных колебаний при резании или воздействии имитирующей нагрузки. Известны два способа экспериментальной диагностики частотных характеристик:

– Экспериментальный анализ, который основан на вибрационных тестах с вынуждающей силой, проводимых, как правило, в лабораторных условиях, включающей измерения собственных частот, частотных характеристик отдельных узлов станка и их отклика на импульсное взаимодействие. Однако, такой подход имеет определенные ограничения, например, построение импульсных и частотных характеристик отклика сложно, а иногда и просто невозможно, особенно для крупногабаритных станков.

– Частотный анализ в процессе обработки - действенный метод определения динамических характеристик станка в процессе обработки. Такой анализ может быть быстро проведен практически без дополнительного оснащения, и, поскольку несущая система исследуется в процессе реальной обработки, в случае существования нелинейных зависимостей полученные результаты обладают наибольшей достоверностью. Тем не менее, существуют проблемы с анализом результатов испытаний в процессе обработки: результаты невозможно переложить на другие режимы резания, а также испытанию подвергается не всё рабочее пространство. Результаты получаются корректными лишь для одного уровня нагрузки в процессе обработки в одном участке рабочей зоны. Определение динамических характеристик во всем объеме рабочей зоны трудоемко и сложно, а значительная часть высокоточного измерительного оборудования для оценки пространственной точности не допускает работу в условиях стружки и СОЖ.

В данной работе предлагается объединить преимущества указанных подходов и реализовать в производственных условиях динамическое нагружение упругой системы станка центробежными силами, позволяющее выполнять измерение амплитудных характеристик вынужденных колебаний.

Точность станка существенно изменяется в период до и после выхода на устойчивый температурный режим. Это требует учета времени выхода станка на устойчивый температурный режим при планировании испытаний оборудования.

1.5 Действующие стандарты и применяемые методы оценки точности станков

Для реализации наиболее целесообразного и эффективного подхода к организации ремонтных работ необходимо регулярно контролировать множество параметров оборудования. Набор этих параметров существенно зависит от габаритов и компоновки оборудования, реализуемых движений формообразования, уровня технологического оснащения, уровня автоматизации, а также от кинематических и математических особенностей исследуемого металлообрабатывающего оборудования. Существует целый спектр государственных и международных стандартов, описывающих методы безразборной диагностики и контроля точности оборудования. Для каждой конкретной технологической единицы порядок и состав контролируемых показателей определяется стандартом на группу оборудования и технической документацией на станок.

Согласно ГОСТ Р ИСО 13373-3—2016 [21] целями сбора данных, связанных с текущим техническим состоянием и показателями работы машины, являются установление показателей фактической надежности, составление и уточнение прогноза их технического состояния, а также получение информации, позволяющей проверить и подтвердить качество работы моделей и алгоритмов. При составлении программы контроля состояния рекомендуется оценить степень важности каждой единицы оборудования, принимая во внимание вопросы экологии и безопасности, убытков от простоя машины, стоимость технического обслуживания или замены оборудования. ГОСТ Р ИСО 17359—2015 также акцентирует внимание на важности таких параметров, как частота отказов,

косвенный ущерб и среднее время, необходимое на их устранение, стоимость реализации программы контроля [23]. Производители станков производят контроль качества выпускаемой станочной продукции по параметрам точности до отправки покупателю и для уже установленного на территории заказчика станка [77].

Общие технические требования, правила приемки к металлообрабатывающим станкам независимо от принципа обработки приведены в ГОСТ 7599-82. Проблема установления текущего состояния станка в нагруженных состояниях важна для сравнения при выборе производителя и конкретной модели станка. Обзор действующих стандартов в области контроля состояния приведен в приложении D ГОСТ Р ИСО 17359-2015, однако он не применяется для металлорежущих станков с ЧПУ.

Основополагающим документом для диагностики металлорежущих станков может считаться ГОСТ 8-82 «Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность» [16]. Испытанию на точность согласно ГОСТ 8-82 должен подвергаться каждый изготовленный на предприятии-изготовителе станок и каждый станок, прошедший средний и капитальный ремонт. Методы оценки погрешностей металлорежущих станков, независимо от их типа, описаны в стандартах 22267-76 и ISO 230-1–2018 «Нормы и правила испытаний станков. Часть 1. Геометрическая точность станков, работающих на холостом ходу или в квазистатических условиях» [17, 53].

Оценка точности станка по результатам обработки партии контрольных деталей производится по ГОСТ 25443-82 и ГОСТ ISO 10791-7-2016 [19]. Точность обработки образцов-изделий определяют точность и повторяемость размеров, точность формы и расположения, а также шероховатость поверхностей. Изготовление партии контрольных деталей может являться оптимальным способом диагностики для станков специальных, а кроме того, для универсальных станков малого и среднего габарита с простыми движениями формообразования, например, станки для плазменной резки, токарные станки без приводного инструмента и т.д. [82], в том числе в ходе пусконаладочных работ. У указанного

способа есть значительный недостаток: необходимость изготавливать партию контрольных деталей вызванная разбросом значений обрабатываемости, твердости и стойкости инструмента в диапазоне $\pm 20\%$ от средних значений, а также влиянием иных факторов. Данный подход требует значительных временных, материальных и человеческих ресурсов. Особенно велики издержки подобных измерений при пусконаладке крупногабаритных металлорежущих станков, предназначенных для изготовления сложных по форме и конфигурации деталей из труднообрабатываемых материалов. Типовые детали, по которым происходит проверка точности обработки, как правило, значительно меньше габаритов стола и точность её изготовления не дает полного представления о точности оборудования.

Методы оценки точности фрезерных станков описаны в ГОСТ 9726-89 «Станки фрезерные вертикальные с крестовым столом. Терминология. Основные размеры. Нормы точности и жесткости»; ГОСТ ISO 3070-2-2017 «Станки металлорежущие. Условия испытаний. Проверка норм точности расточных и фрезерных станков с горизонтальным шпинделем»; ГОСТ Р ИСО 10791-1-2009 «Центры обрабатывающие. Часть 1. Контроль геометрической точности обрабатывающих центров с горизонтальным шпинделем и дополнительными шпиндельными головками (горизонтальная ось Z)», а также часть 2 для станков с вертикальным расположением оси шпинделя;

Существующие лазерные трекары, применяемые за рубежом для контроля объемной точности перемещений имеют слишком большую погрешность и их применение не нормируется действующими государственными стандартами.

Методы контроля точности и повторяемости перемещений линейных приводов рассмотрены в ГОСТ ISO 230-2–2016. «Нормы и правила испытаний станков. Часть 2. Определение точности и повторяемости позиционирования осей станков с числовым программным управлением». Построение графиков многократных двунаправленных проходов позволяет определить ошибку реверса привода и погрешность двустороннего позиционирования, рисунок 1.15.

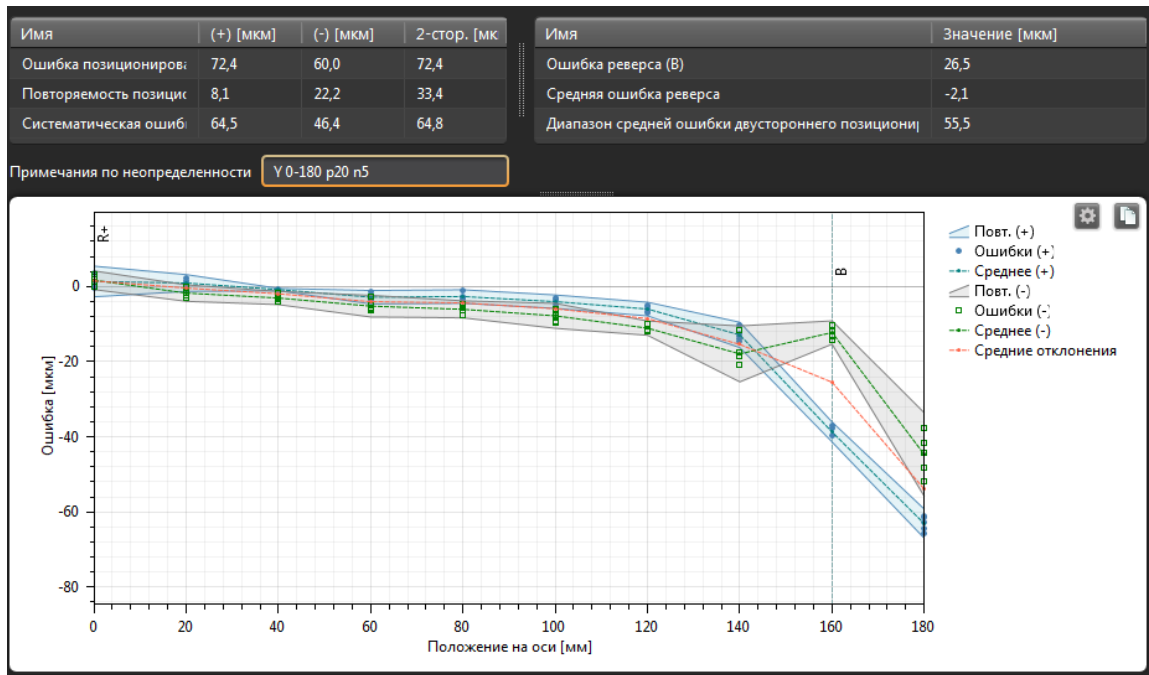


Рисунок 1.15 – Точность позиционирования для оси Y исследуемого станка

При анализе результатов динамических испытаний с применением лазерного интерферометром обнаружена проблема низкой достоверности такой технической диагностики. Способ крепления оптики с помощью длинных стержней по причине собственной переменной и недостаточной жесткости создаёт дополнительные препятствия для оценки динамических характеристик оборудования. Результаты измерений можно использовать лишь для оценки относительной жесткости в пределах одного измерения. Исходя из вышесказанного динамический режим лазерных интерферометров может быть полезен для диагностики в тех случаях, когда лазер уже настроен для выполнения измерения точности позиционирования. Многократная переустановка и наладка по нескольким осям представляются весьма трудоемкой.

Неточности перемещений станка, измеренные с помощью лазерного интерферометра, заносятся в виде таблиц коррекции с систему управления. Таким образом на практике добиваются повышения объёмной точности станков с ЧПУ, контрольно-измерительных систем и других пространственных машин [99]. Общие требования к системам ЧПУ, а также возможности программной коррекции технологического оборудования ГОСТ 21021-2000 «Устройства числового программного управления. Общие технические требования», ГОСТ 26642-85

«Устройства числового программного управления для металлообрабатывающего оборудования. Внешние связи со станками», ГОСТ ISO/TR 16907-2017 «Станки металлорежущие. Коррекция геометрических погрешностей с помощью ЧПУ» [22].

Для диагностики точности круговых перемещений на холостом ходу с применением контрольного калибра с выдвижным стержнем со сферическими наконечниками согласно п. 11.3.4.4 ГОСТ ISO 230-1–2018 телескопический датчик со сферическими наконечниками, рисунок 1.16, закрепляют на станке с ЧПУ в специальных магнитных подпятниках, один из которых устанавливают на столе станка, а другой на его шпиндельной бабке, перемещающейся относительно стола по круговой траектории. Измерительный сигнал от датчика, пропорциональный изменениям расстояния R между двумя центрами сферы шарниров, фиксируется и отображается в виде круглограммы.

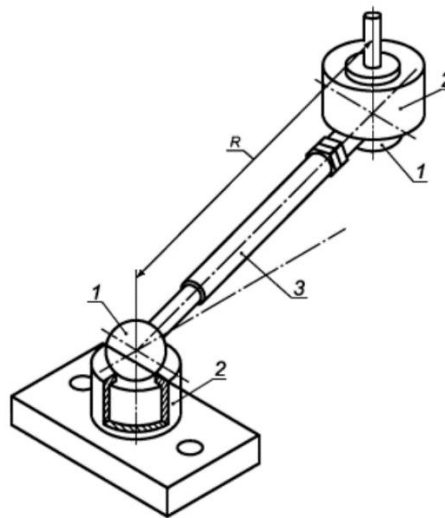


Рисунок 1.16 – Внешний вид телескопического датчика со сферическими наконечниками [17]

Метод испытания и оценки двунаправленного кругового отклонения, среднего двунаправленного радиального отклонения, кругового и радиального отклонения круговых траекторий, которые возникают в связи с одновременными перемещениями по двум линейным осям описаны в ГОСТ 30544-97 «Станки металлорежущие. Методы проверки точности и постоянства обработки круговой траектории» и ГОСТ ISO 230-4–2015 [18]. Однако, описанный способ обладает существенными недостатками, а именно недостаточной предсказательной

способностью полученных результатов для оценки динамической характеристики несущей системы станка с ЧПУ при воздействии сил, возникающих в процессе резания и определения точности обработки.

Ключевая проблема связана с потерей геометрической точности вследствие износа шарико-винтовых передач и направляющих, увеличивающего амплитуду колебаний даже для холостых перемещений, которые на практике приводят к снижению стойкости мелкогабаритного инструмента и браку по параметрам шероховатости стабильно локализованному на деталях. Программная коррекция в значительной мере компенсирует погрешности движения и позиционирования, но не способна повысить виброустойчивость приводов со значительным боковым люфтом в направляющих. На рисунке 1.17 слева приведена круглограмма станка повышенного класса точности после 7 лет круглосуточной работы, режимы эксплуатации которого автором оцениваются как типовые. Возможно значительное уменьшение неточности перемещений с использованием средств программной коррекции погрешностей позиционирования линейных осей вдоль заданных траекторий, L-POS по ГОСТ ISO/TR 16907-2017.

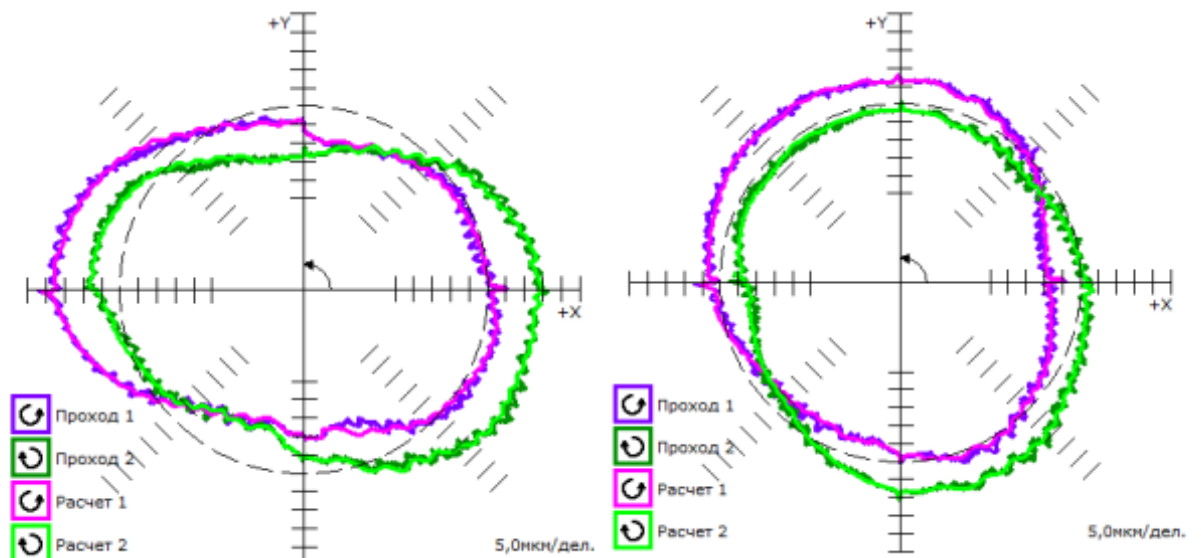


Рисунок 1.17 – Круглограмма фрезерного станка до и после программной коррекции

Объем испытаний станков на точность должен быть минимальным, но достаточным для получения необходимой достоверности результатов испытаний и оценки точности станка. При выборе проверяемых параметров точности следует

отдавать предпочтение наиболее значимым из них, с учетом степени воспроизводимости результатов измерения, стабильности и точности измерения. Спектр вибросигнала является достаточно нестабильной, зачастую непрерывно изменяющейся, многомерной и, следовательно, сложно трактуемой диагностической характеристикой, в которую значительный вклад помимо оборудования вносит приспособления, инструмент и деталь.

Процесс резания сам по себе является источником динамического нагружения особенно при фрезеровании. Вход и выход каждого зуба в зону резания сопровождается резким нагружением и разгрузкой, деформациями и колебаниями технологической системы, существенно влияющими на стабильность обработки. Величина деформаций зависит от сил резания, состояния станка, его компоновки, конструктивных особенностей и выбора элементов привода.

В процессе диагностики различных единиц производственного оборудования неоднократно наблюдались ситуации, когда станок, способный к позиционированию с погрешностью и повторяемостью позиционирования с точностью, не превышающей 2 мкм, оказывался не способен обеспечить точность размера 20 мкм и требуемую шероховатость поверхности в некоторых участках зоны обработки даже на чистовых проходах. Вибрация в процессе резания значительно зависит от положения узлов станка, режимов резания и множества иных факторов.

В обзоре [1] говорится об отсутствии в настоящий момент единого подхода к вопросу построения цельной системы стандартов, включающей в себя вопросы жесткости и точности оборудования. О параметре жесткости металлорежущих станков с ЧПУ упоминается кратко в п. 4.6 ГОСТ 8-82, и ГОСТ 7599-82.

Практика показывает, что в технической документации на современное оборудование не приводится диапазона показателей даже для статической жесткости. Стандарты на конкретные группы металлорежущего оборудования не формируют методику измерения жесткости, виброустойчивости и динамических характеристик станков, поэтому ремонтные службы машиностроительных предприятий данные проверки не проводят. Контроль технического состояния

оборудования в процессе эксплуатации возлагается на отдел главного механика или ремонтную службу предприятия. Измерение практически всех показателей происходит на холостом ходу – перемещения происходят без процесса резания, без приложения нагрузки, а потому даже полный комплекс испытаний не вполне адекватно оценивает точность станка при фрезеровании.

Анализ каталогов ведущих производителей металлорежущего оборудования с ЧПУ показал, что для различных ценовых категорий оборудования большинство характеристик приблизительно одинаковы для всех станков, а для оценки динамического качества оборудования остается лишь ценовая категория, как весьма необъективный параметр качества. Вопрос выбора высокоточного оборудования, сохраняющего высокую точность перемещений под нагрузкой, может быть решен с помощью метода оперативного испытания станков, которая определяет кроме точности будет определять влияние требуемого уровня динамической нагрузки на станок. Своевременный контроль динамических характеристик способен предотвратить приобретение оборудования ненадлежащего качества.

Многолетние исследования сил резания привели к созданию большого числа моделей расчета зависимостей, позволяющих оценить силы резания и деформации при практически любых условиях резания. Проблемой является определение позиционно-зависимых деформаций конструктивных элементов станков с ЧПУ под действием силы - динамической характеристики. Именно эту задачу целесообразно решить для разработки рекомендаций по выбору оборудования и обоснованных методик проектирования современного станочного оборудования для механической обработки.

Подход к определению характеристик упругой системы заключается в создании внешней силы, прикладываемой к несущей системе станка и в измерении относительного смещения между движущимися деталями станка (инструментом и заготовкой) дает наиболее достоверные результаты по характеристикам упругой системы и его рекомендуется применять во всех случаях, когда удастся преодолеть возникающие экспериментальные трудности.

1.6 Определение режимов и сил резания при черновой фрезерной обработке уступов

Экспериментальное определение сил резания требует специального оснащения, равно как и времени на проведение измерения, однако, позволяет учесть фактическое взаимовлияние геометрических параметров зуба фрезы: γ и α — переднего и заднего углов, ω — угла наклона винтовой линии зуба к оси, r — радиуса закругления вершины; конструктивных параметров таких как наружный диаметр d и число зубьев z при фрезеровании паза или уступа с шириной фрезерования B и глубиной фрезерования H . Кинематическими параметрами, определяющими производительность и параметры стружки, являются частота вращения n и подача фрезы со скоростью S_m . Измерение сил резания можно проводить непосредственно на станке в тех случаях, когда имеется динамометр и позволяют оборудование и заготовка [60]. Способ прямого измерения с динамометром помимо высокой точности и учета взаимовлияния всех параметров характеризуется вероятностным результатом измерений, а также значительным разбросом значений [41].

Существует проблема автоматизированного выбора и способа управления режимами резания при металлообработке в автоматическом или полуавтоматическом многостаночном режиме. Это связано со значительной дисперсией значений составляющих силы резания, параметров стойкости инструмента и износа режущей части инструмента, а также различие свойств материала и поверхностного слоя, как инструмента, так и обрабатываемой детали, [41].

При анализе номенклатуры режущего инструмента, применяемого в мелко и среднесерийном производстве, можно отметить наиболее широкое применение концевых фрез диаметром от 8 до 20 мм. В данном диапазоне диаметров достигается сочетание производительности, вылета инструмента и высокой

геометрической проходимости при фрезеровании на многокоординатных станках с ЧПУ.

В отечественной справочной литературе [26, 54] для расчета скорости резания и тангенциальной составляющей силы широко применяются аппроксимирующие степенные уравнения. Степенные уравнения позволяют с учетом режимов резания, констант и поправочных коэффициентов рассчитать сначала скорость резания, затем тангенциальную составляющую силы, момент, мощность резания и использовать эти зависимости как ограничения при выборе станка и прочностном расчете приспособления [8]. Постоянные, показатели степеней, поправочные коэффициенты приведены в соответствующих таблицах справочников Ю.В. Барановского, А.Г. Косиловой или аналогичных зарубежных материалах.

Серьезным недостатком указанных выражений является то, что в них не учитывается взаимосвязанность влияния различных факторов на составляющие силы резания. Таким образом, они отражают и обобщают результаты экспериментальных данных, соответствующих конкретным условиям механической обработки для ограниченного диапазона скоростей и числа сочетаний обрабатываемый материал — инструментальный материал. Изменение этих условий принято отражать поправочными коэффициентами. В математическом смысле это означает пропорциональное масштабирование нелинейных уравнений, что может привести к значительным расчетным погрешностям. Например, применение различных СОЖ, покрытий инструмента, наличие корки приводит к широкому изменению значений сил резания и температур в зоне резания.

В литературном обзоре работы [97] указаны имеющиеся подходы к определению сил резания в мировой науке. Большое число исследований направлено на использование аналитического или конечно-элементного моделирования процесса стружкообразования, расчета сил и температур резания [3, 66, 81]. Подобное моделирование возможно в исследовательских лабораториях

и затруднено для использования в отделах программирования ввиду высокой трудоемкости и длительности вычисления.

Анализ ряда других источников показывает, что, несмотря на достаточно обширный теоретический и экспериментальный материал по исследованию вибрации в процессе резания, общих рекомендаций по определению переменной составляющей сил и её воздействия на узлы станка на настоящий момент нет. В реальных условиях одновременно существует несколько источников возбуждения колебаний. Взаимодействие нескольких одновременно действующих источников возбуждения автоколебаний при резании исследовано недостаточно.

Для широкого использования в реальном производстве как инженеры, так и производители станков и инструмента используют справочные таблицы обрабатываемости, в которых приведена удельная сила резания при различных способах обработки различных материалов при обработке твёрдосплавным инструментом с покрытием, как наиболее распространенным типом инструмента. Согласно этой методике расчета [97], для фрезерной обработки тангенциальная составляющая силы резания определяется как:

$$F = b \times h \times K_c \times K_f = b \times h^{(1-m)} \times k_{c11} \times K_f, \quad (1.2)$$

где b – ширина срезаемого слоя; K_c – удельная сила резания; K_f – поправочный коэффициент; m – показатель степени; k_{c11} – удельная сила, приходящаяся на единицу площади среза.

Поскольку границу устойчивости в литературе принято строить в координатах сечение среза – скорость резания при различных подачах, так как именно эти параметры отвечают за производительность процесса фрезерования то и расчет силы резания целесообразно производить именно по формулам, в основе которых лежит зависимость силы резания от сечения среза. В частности, эта формула использована для расчета сил фрезерования и последующего прочностного расчета инструмента [27].

Фрезерование заготовок из алюминиевых сплавов гораздо реже способно вызвать существенные колебания в несущей системе станка. Наибольшую сложность представляют обработка сталей, в том числе нержавеющей,

жаропрочных и титановых сплавов. Значения удельной силы приведены для групп обрабатываемых материалов в справочных литературе и материалах инструментальных фирм, таблица 1.2.

Таблица 1.2 – Удельная сила резания для основных групп конструкционных материалов согласно классификации DIN / ISO 513 и VDI 3323

Группа материала	Материал	Удельная сила резания, Н/мм ²	Твердость, НВ
Р	Конструкционная сталь	1300-2500	125-325
	Легированная сталь	2400-2500	200-325
М	Нержавеющая сталь	1875-2150	180-240
К	Чугун незакаленный	1150-1420	130-260
Н	Алюминиевые сплавы	700-800	60-130
S	Жаропрочные сплавы	2600-3300	200-350
	Титановые сплавы	1700-2110	130-340
Н	Закаленные стали	4500-4700	55-60 HRC

При испытании станков при резании или имитационном нагружении определяют «предельную стружку» $(H \times V)_{\text{пред}}$, т.е. наибольшее сечение среза в мм², при которой процесс резания протекает устойчиво, с допустимой амплитудой колебаний. Для достижения наилучшего сочетания производительности съема стружки и точности обработки применяются различные подходы к выбору стратегий обработки и режимов резания, отличающиеся от традиционных, характерных для универсального оборудования и инструмента. Современные системы программирования позволяют эффективно внедрять трохoidalное фрезерование с увеличенной глубиной резания, высокоскоростное фрезерование с увеличенной скоростью вращения инструмента, фрезерование с высокой скоростью контурной подачи, а также высокопроизводительное фрезерование, критерий оптимизации которого – увеличение удельного съема материала в единицу времени. Знание применяемых методов фрезерования важно для грамотной имитации силового воздействия и реализации подбора соответствующих массы груза частоты вращения и контурной подачи. В связи с

развитием инструментальных материалов, конструкций режущего инструмента и стратегий фрезерной обработки увеличилась энергетическая нагруженность упругой системы станка [94].

Стоит отметить, что все представленные технологии обработки и режущий инструмент позволяют реализовать существенно большие скорости резания, по сравнению с классическими режимами, представленными в справочниках. В Советском Союзе широко применялась технология силовой обработки, характеризующаяся низкой скоростью резания, большой глубиной, шириной фрезерования и большой подачей. При этом высокая производительность обеспечивалась за счет конструктивных особенностей станка, позволявших ему воспринимать значительные нагрузки: массивные элементы станины и приводов, пришабренные направляющие скольжения с широкой базой и большим пятном контакта, трапецеидальные ходовые винты со значительным запасом по диаметру, механизмы фиксации отдельных осей. В настоящий момент применение подобных сечений среза на среднестатистическом обрабатывающем центре с ЧПУ приведет к интенсивным колебаниям и ускоренному износу элементов качения подшипников шпинделя, кареток направляющих и ШВП. Это является следствием иного подхода к проектированию, сборке и эксплуатации оборудования.

Основываясь на проведенном обзоре литературных источников, обоснована необходимость разработки имитационной модели с учетом основных силовых параметров процесса фрезерования таких как зубцовая частота и тангенциальная сила резания.

1.7 Обоснование необходимости разработки способа контроля точности под действием вибрационной нагрузки

Динамическая система станка рассматривается как замкнутая многоконтурная система, включающая себя как упругую систему станка, так и рабочие процессы резания, трения и другие. При обработке различных деталей

сила резания может иметь любое направление, следовательно, упругая система станка будет деформироваться в различных направлениях. Соответственно для имитации нагружения динамической система станка нужно обеспечить воздействие на упругую систему станка, приближенное к реальным процессам. Для подобных имитаций необходимо знать режимы и силы резания, вызываемые процессом фрезерования, материалы и геометрию заготовок и инструмента, применяемые траектории, способы закрепления и иные параметры.

Оценка большинства параметров точности металлорежущего оборудования согласно действующим нормативным документам проводится без воздействия внешних сил на узлы станка и потому не дает полной картины точности реальных перемещений в процессе обработки. Анализ литературы и производственный опыт показал, что процесс фрезерования сопровождается динамическими нагрузками, а именно пульсирующими силами, вибрациями технологических систем, которые оказывает преимущественное влияние на точность обработки. Задача определения и нормирования значений точности металлорежущих станков под нагрузкой исходя из параметров техпроцесса является нерешенной и актуальной задачей станкостроения.

Обработка контрольной детали позволяет оценить возможность изготовления детали по конкретной выбранной технологии, определить точность обработки с учетом деформаций всей технологической системы при определенных режимах обработки, но не даст информации о деформациях станка при иных траекториях инструмента и режимах резания, а кроме того, не позволяет определить причины возникших отклонений.

Испытания станка на холостом ходу или изготовление партии контрольных деталей иногда приводят к необоснованным техническим решениям. В стремлении улучшить шероховатость поверхности нет смысла проектировать высокоточную оснастку, производить замену шпинделей, проектировать или закупать новый режущий инструмент, в случаях, когда слабым звеном в динамической системе станка являются именно элементы привода. Анализ баланса точности механической обработки, рассмотренный в работе [46], и опыт автора показывают,

что динамические погрешности составляют от 20 до 80 % от общей погрешности. В настоящее время получают развитие различные перспективные методы оценки вибрационного состояния машин и механизмов, в том числе не упомянутые в ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 и иных стандартах. Чтобы установить влияние состояния механической части привода при перемещениях по нескольким координатам под нагрузкой, характерной для процесса резания, необходимо создать эквивалентную нагрузку, имитирующую процесс резания.

При создании нагрузочных устройств для станков сверлильно-фрезерно-расточной группы нужно учитывать их особенности как с точки зрения расположения, так и по характеру действующих сил. При имитации расточных и фрезерных операций необходимо обеспечить вращение вектора сил и перемещение по требуемой траектории с заданной скоростью подачи.

Исходя из вышесказанного, для более адекватной оценки влияния динамических характеристик несущей системы фрезерного станка на точность обработки необходимо разработать нагрузочное устройство, позволяющее моделировать процесс обработки, т.е. нагружать элементы станка разнонаправленной силой, приложенной в различных точках рабочего пространства, равной силе резания при различных видах обработки, изменяющейся в соответствии с методом обработки.

1.8. Выводы по главе 1

1. Стандартные процедуры измерения точности станков с ЧПУ дают данные по точности холостых перемещений, которые существенно завышены по сравнению с результатами, получаемыми при обработке. Причиной такого различия является динамическая нагрузка, создаваемая инструментом в процессе обработки. Методы и высокоточные приборы для определения точности станков с ЧПУ не приспособлены для измерения точности в процессе резания.

2. Точность и жесткость станка является позиционно-зависимой характеристикой оборудования, связанной с локальным износом элементов станка.

3. Необходимо разработать метод определения точности перемещений станков с ЧПУ с имитацией сил резания используя стандартные высокоточные приборы без наличия факторов стружки и СОЖ.

ГЛАВА 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИЛОВОЙ ИМИТАЦИИ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ СТАНКОВ НА ТОЧНОСТЬ И ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ С СИЛОВОЙ ИМИТАЦИЕЙ ПРОЦЕССА

В практике эксплуатации станков с ЧПУ встречаются ситуации, в которых станок, находящийся в пределах паспортных значений по параметрам точности в ненагруженных состояниях, склонен к вибрации даже при чистовых режимах обработки, и, как следствие, качество поверхности и точность обработки снижаются. Происходить это может при многокоординатной обработке с интерполяцией нескольких осей, и на практике довольно сложно назначить оправданный регламент ремонтных работ для устранения данной ситуации. Кроме того, в главе 1 показано, что износ элементов привода распределяется в рабочем пространстве станка с существенной неравномерностью.

В производственных условиях факторы, вызывающие появление погрешности обработки, действуют одновременно. Для определения суммарного воздействия факторов на точность обработки, характеристику вибрации обычно используется принцип суперпозиции [26]. Такой прием является вынужденным, так как не представляется возможным определить одновременно влияния всех факторов и учесть их взаимовлияние. В силу этого при значительном числе факторов принцип суперпозиции обладает невысокой точностью прогноза технического состояния. Целесообразным является применение экспериментальных способов измерения величины колебаний станка при заданном сочетании частоты, скорости подачи и величины силовой нагрузки. В настоящее время начал преобладать подход к определению интегральных показателей точности обработки через оценку точности, жесткости и виброустойчивости упругой системы станка, соединяющей инструмент и заготовку. Чтобы установить точность перемещений по нескольким координатам под нагрузкой, характерной для процесса фрезерования, целесообразно приложить к станку эквивалентную

нагрузку, имитирующую процесс резания. Использование статического нагружения дает неполный объем информации о состоянии станка, поскольку амплитуда вынужденных колебаний всегда выше величины статической деформации системы [69, 98].

Поскольку контроль и мониторинг технического состояния оборудования включает в себя наблюдение за скоростью изменения параметров вибрации, то особенно важно, чтобы условия испытаний оставались неизменными, так как только в этом случае возможно построение тренда, а вывод об изменении параметров вибрации будет достоверным. Имитационное моделирование динамической нагрузки требует создания нагрузочного устройства с заранее известными параметрами воздействия.

Проведение стендовых экспериментальных испытаний возможно зачастую только при проектировании и модернизации оборудования. Особенностью обрабатывающих центров с ЧПУ сверлильно-фрезерно-расточной группы является широкий диапазон применяемых видов и методов обработки, достигаемый за счет значительного количества форм и направлений траекторий, а, следовательно, и задействованных приводов. На действующих производствах испытания производятся в цеховых условиях, а потому наиболее применимым вариантом становятся компактное и автономное испытательное оборудование, позволяющие создать условия испытания фрезерных станков максимально приближенные к реальному процессу фрезерования. Проведение таких испытаний позволяет оперативно получать информацию о состоянии узлов станка.

Как правило, значения амплитуд колебаний является более информативным для целей диагностики, поэтому фазовым спектром в анализе зачастую пренебрегают [20]. Усилия по контролю и измерению фазовой характеристики упругой системы велики, но поскольку на разных частотах сдвиг фаз между силой и перемещением будет различным, то применить эту информацию в производственных условиях затруднительно. Несмотря на то, что изменение мгновенных значений силы резания во времени при фрезеровании происходит не

по синусоидальному закону, оно характеризуется более сложными закономерностями и имеет доминирующие частоты.

Определение технологических возможностей станка важно производить под нагрузкой, величина и тип которой наиболее близки к реальной нагрузке в процессе резания. Совпадение траектории и скорости контурной подачи, модуля и частоты приложения имитирующей центробежной силы позволяет оценить отклик несущей системы станка на эквивалентное силовое воздействие.

2.1 Конструкция и принцип работы нагрузочного приспособления

В рамках данной работы проектируется нагрузочное устройство, создающее вынуждающее инерционное силовое воздействие на несущую систему станка в виде вращающегося вектора сил (рисунок 2.1). Перемещения вращающейся неуравновешенной массы происходят по круговой траектории относительно двигателя и более сложной траектории в пространстве в зависимости от программируемых перемещений станка.

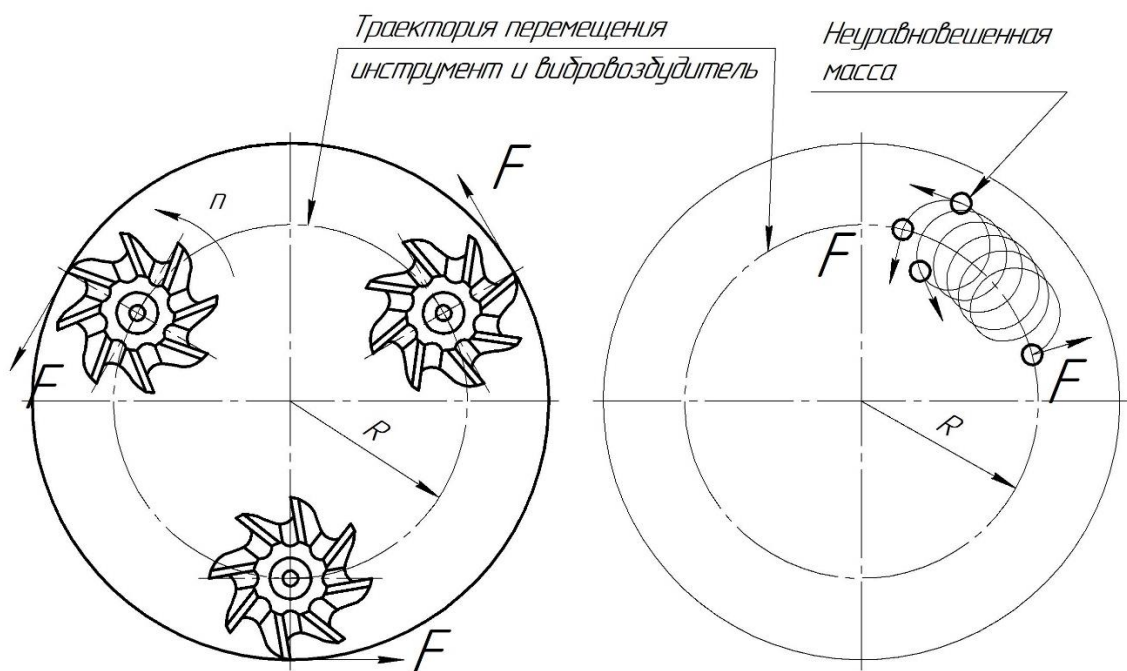


Рисунок 2.1 – Расположения сил при фрезерной обработке отверстия и вращении неуравновешенной массы при круговых перемещениях

На рисунке выше приведены схемы направления действия результирующей силы резания в плоскости при расфрезеровывании отверстия концевой фрезой. Значения силы резания и её проекций зависят, в основном, от расположения и диаметра отверстия, сечения среза, диаметра фрезы и углов заточки: особенно переднего угла и угла подъема винтовой канавки, поэтому при определении эквивалентной нагрузки целесообразно учесть эти факторы.

Имитационную вибрационную нагрузку можно создать с использованием источника вынужденных колебаний в виде асинхронного двигателя с регулируемой частотой вращения ротора и массой эксцентрика. Это позволяет приложить к элементу станка вибрационную нагрузку с допустимыми условностями приближенную к процессу резания по параметрам зубцовой частоты и модуля силового воздействия на несущую систему станка. В данной работе считается допустимым отсутствие фазовых характеристик привода в процессе измерения, поскольку в данном методе все иные колебания, кроме гармонических колебаний от вибровозбудителя, пренебрежимо малы и имеют энергетические параметры на порядок меньше: фоновые колебания фундамента, колебания приводов при выполнении перемещений, вибрация элементов гидростанций и т.п.

Вибровозбудитель можно закреплять на любом элементе станка, например, на шпиндельной бабке, наклонно-поворотном или крестовом столе и т.д. Наиболее применимые для диагностики и прогноза условия испытаний получаются, когда силы, имитирующие процесс резания, направлены в плоскости приводов, имеющих локальный износ направляющих и ШВП. На рисунке 2.2 представлена схема экспериментальной установки: на крестовом столе закреплен источник вынужденных колебаний: трехфазный асинхронный электродвигатель, подключенный к сети питания через частотный преобразователь, с установленным на конце вала грузом изменяемой массы, расположенным эксцентрично. Частотный преобразователь обеспечивает возможность бесступенчатого изменения частоты вращения несбалансированного ротора двигателя в широком диапазоне. Масса эксцентрично расположенного груза может изменяться в широком диапазоне в процессе наладки. Величина эксцентриситета также может

являться конструктивно изменяемой при закреплении груза в другом резьбовом отверстии или бесступенчато путем добавления регулировки эксцентриситета груза. Таким образом, при вращении статически неуравновешенного ротора электродвигателя центробежная сила, действующая на груз, передается на стол станка и может изменяться по модулю в зависимости от массы груза и частоты вращения ротора двигателя. Мера неуравновешенности - дисбаланс - векторная величина, равная произведению массы на расстояние от оси вращения до центра этой массы, зачастую для удобства выражается в г·мм.

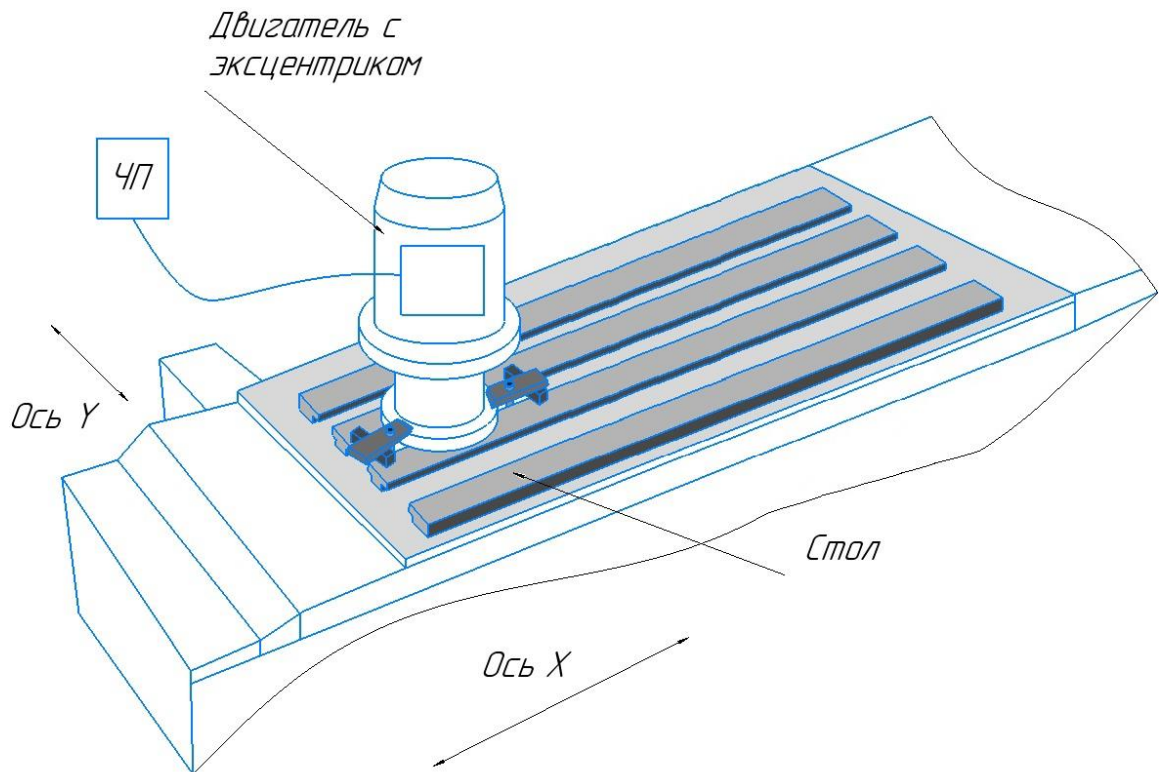


Рисунок 2.2 – Схема расположения источника вынужденных колебаний при нагружении вибрацией подвижного стола фрезерного станка

От положения вибровозбудителя зависит виброустойчивость стола, поэтому первоначально предлагается располагать его в середине крестового стола. Для выявления предельно неустойчивых состояний источник вынужденных колебаний предлагается устанавливать в зоне максимально удаленной от корпуса гайки ШВП и кареток направляющих. Экспериментально зафиксированное изменение параметров вибрации при переустановке вибровозбудителя составляет для крупногабаритных станков порядка 10-30%, поэтому в протоколе испытаний

необходимо указать расположение вибровозбудителя для построения тренда и проведения корректных измерений в последующем. Инерционная сила F_a , сила тяжести F_g , сила резания F_p и координаты точек приложения сил приведены на схеме горизонтального линейного привода стола на рисунке 2.3. В процессе резания или имитационного воздействия силы, действующие в своей точке приложения, создают опрокидывающие и вращающие моменты, воспринимаемые каретками направляющих и шарико-винтовой передачей.

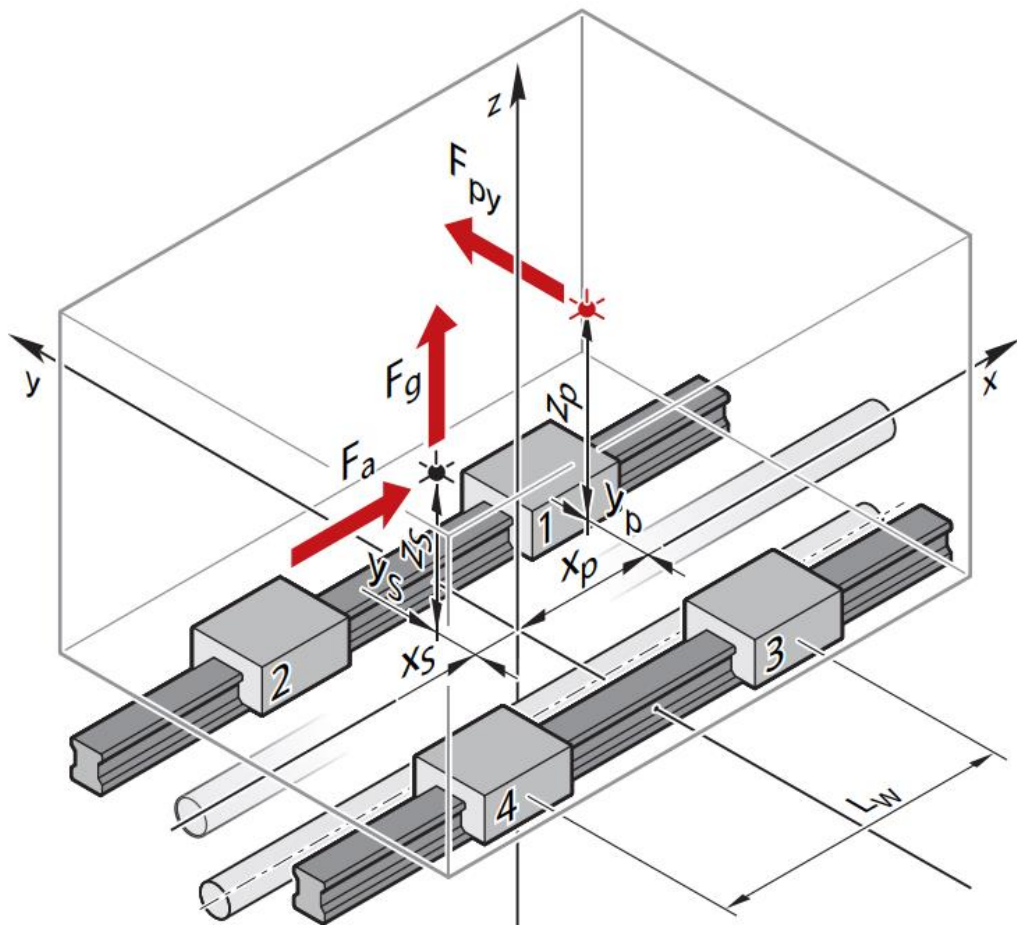


Рисунок 2.3 – Схема горизонтального линейного привода стола [57]

Высота H приложения центробежной силы благодаря конструкции корпуса соответствует средней высоте оснастки, применяемой на данном оборудовании (рисунок 2.4, а). Это важно для моделирования опрокидывающих моментов, действующих на элементы привода стола и салазок во время испытаний, моментам и усилиям, возникающим в процессе обработки.

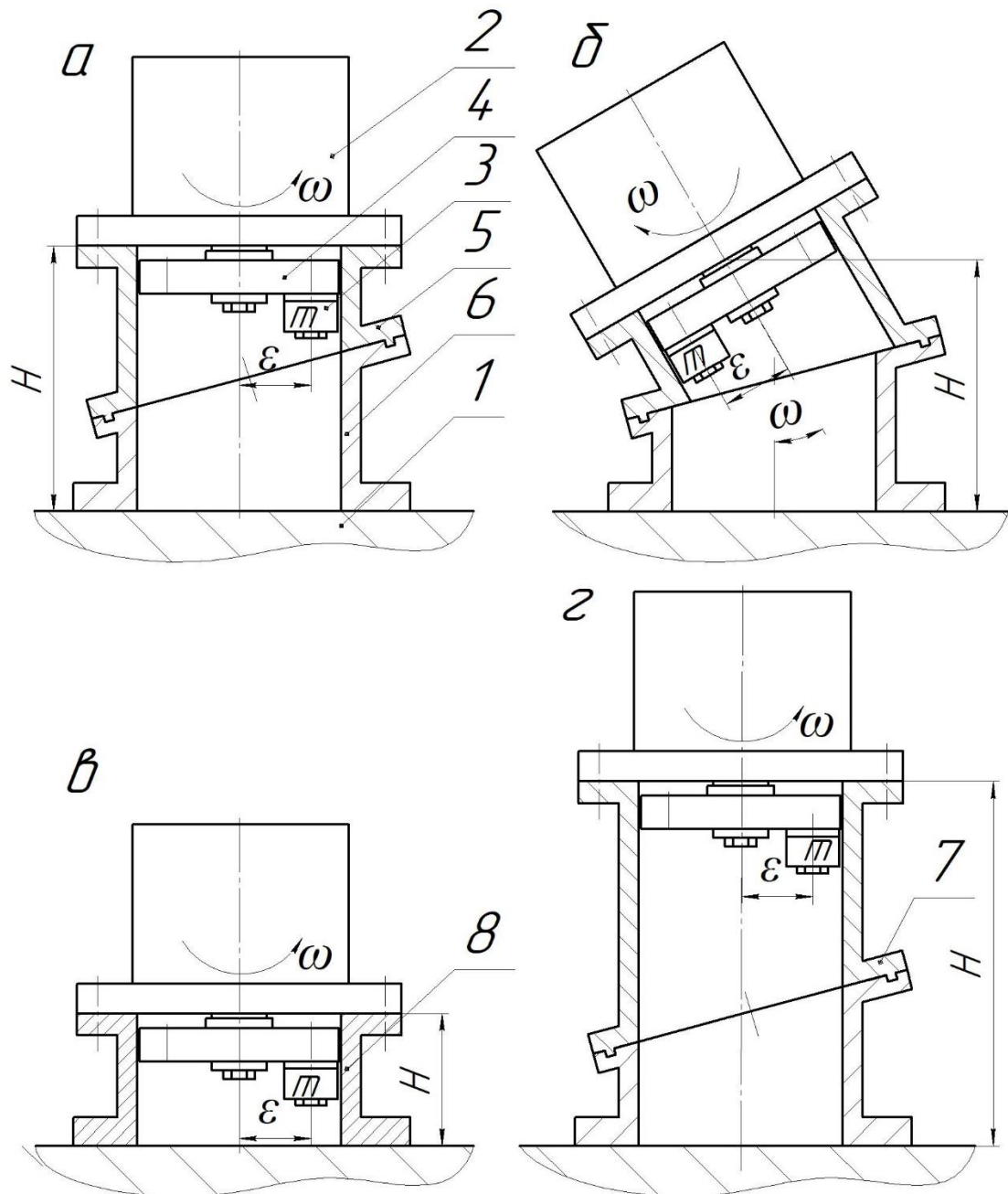


Рисунок 2.4 – Конструкция источника вынужденных колебаний: а – базовая конструкция, б – базовая конструкция в наклоне, в – низкое исполнение, г – высокое исполнение

На оборудовании с большей или меньшей высотой оснастки для изменения плоскости вращения груза и равенства опрокидывающих моментов целесообразно применять укороченный или удлиненный корпус (рисунок 2.4, в, г). Реализация наклона плоскости вращения неуравновешенной массы (рисунок 2.4, б) особенно важна для оценки технологического оборудования, где нормальна эксплуатация фрез с углом подъема винтовой канавки более 30 градусов. Конструкция опорного

5 и поворотного 6 фланца позволяет бесступенчато изменить угол наклона плоскости вращения на любой требуемый в пределах диапазона настройки.

При фрезеровании различных наружных и внутренних контуров инструмент, проходящий в одной и той же зоне, может создавать силу резания во всех возможных направлениях, но для имитации процесса резания достаточно обеспечить нагружение регулируемой вращающейся силой, прикладываемой в трех направлениях: в плоскости вращения, а также, при необходимости, получая некоторую вертикальную составляющую за счет наклона плоскости вращения.

Нагрузочное устройство универсально, поскольку позволяет путем регулирования частоты вращения двигателя и массы груза в двигателе подбирать необходимую нагрузку в целях проведения контроля точности оборудования под имитационным воздействием различных режимов фрезерования. Ввиду того, что наибольшие колебания связаны не с чистовыми проходами, а с черновой «разгрузкой», характеризующейся существенными сечениями среза, то, как правило, большая сила имитируется не столько за счет частоты вращения, сколько за счет значительной неуравновешенной массы.

Центробежная сила F_c , H , создающая вынужденные колебания несущей системы станка, рассчитывается по формуле:

$$F_c = m \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 = 4 \cdot \pi^2 \cdot m \cdot \varepsilon \cdot f^2, \quad (2.1)$$

где m — неуравновешенная масса, кг; ε — эксцентриситет, м; ω — угловая скорость, рад/с, f — частота вращения шпинделя, Гц [62].

При большой частоте вращения, приближающей режимы имитации к чистовой или высокоскоростной обработке, в качестве вибровозбудителя колебаний шпиндельной бабки можно применять расточные головки, установленные непосредственно в шпиндель.

Существуют иные конструкции вибровозбудителей, которые не в полной мере отвечают вышеописанным условиям. Создание разнонаправленной нагрузки с помощью ударных устройств или линейных вибраторов требует применения

дополнительных поворотных и наклонных устройств и увеличивает требуемое время испытаний не повышая качество прогноза технического состояния.

2.2 Построение динамической характеристики станка с применением нагрузочного приспособления.

Для оценки вибрационного состояния невращающихся частей машины обычно используют среднеквадратическое значение скорости, зачастую сочетая это с измерениями среднеквадратических значений ускорения и перемещения [24]. Кроме того, могут быть измерены пиковое значение или размах перемещения. Для определения того, насколько велика амплитуда колебаний можно использовать различные методы и инструменты: значения с линейных датчиков обратной связи (рисунок 2.5), оптические измерения, использование различных вибродатчиков и многие другие способы.

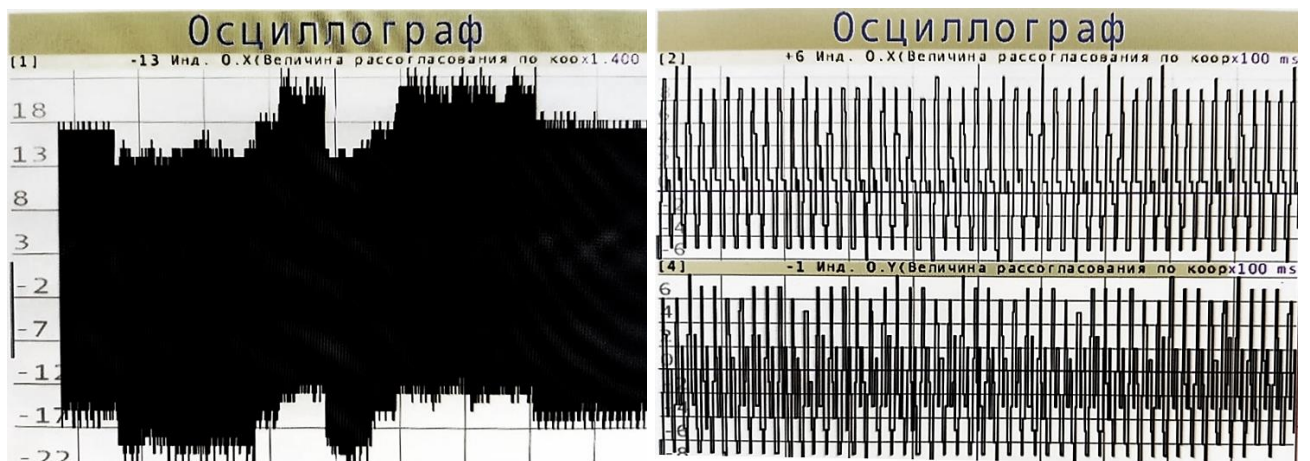


Рисунок 2.5 – Осциллограммы, получаемые в системе ЧПУ «Маяк-600» на различных временных масштабах

Существует необходимость в оперативном методе оценки точности позиционирования под нагрузкой элементов оборудования, для которого не требуется внешних измерительных устройств, а используются высокоточные встроенные датчики линейного положения, применяемые в большинстве прецизионных обрабатывающих центров. Высокая достижимая точность, частота считывания и стабильность работы линейных датчиков позволяют измерить

частоту и размах колебаний подвижного узла вдоль оси. График зависимости погрешности позиционирования от времени, также называемый графиком рассогласования, имеет возможность отображения в виде осциллограммы. Полнота таких данных зависит от параметров линейного датчика положения, а абсолютные значения в первую очередь от параметров привода, жесткости станка и режимов испытаний. Поскольку вынуждающий сигнал близок к гармоническому, то среднее квадратическое значение составляет около 0,707 от значения максимального отклонения, и это отношение неизменно в процессе диагностики, поэтому при анализе можно оперировать как размахом, так и средним квадратическим значением.

Размах перемещения под действием нагрузки является диагностическим признаком оценки устойчивости несущей системы станка. Оценка отклонения фактической позиции от заданной с помощью датчиков положения дает представление о позиционной зависимости виброустойчивости станка для конкретного значения силы резания независимо от величин рабочих подач.

Испытанием станка и оценкой виброустойчивости можно преследовать различные цели [32]:

- А) сравнение модернизированной модели станка с ранее выпускавшимися;
- Б) выявление недостатков конструкции или дефектов изготовления станка, снижающих виброустойчивость системы;
- В) определение качества изготовления или ремонта станков;
- Г) определение режимов обработки, обеспечивающих работу в устойчивой области;
- Д) исследование закономерностей возникновения вибрации на том или ином станке;
- Е) оценка остаточной стоимости оборудования;
- Ж) обеспечение технологической надежности оборудования при минимальных затратах.

Одним из основных параметров, от которых зависит динамика шарико-винтовых передач, является величина предварительного натяга или люфта,

который в процессе эксплуатации становится неравномерным. Воздушные зазоры в механической трансмиссии привода напрямую оказывают влияние на точность размерной обработки, например, при фрезеровании отверстий или спиральных пазов из-за наличия люфта на спиральной поверхности детали будут образовываться плоские участки в зонах реверса направления движений [70].

Экспериментальный станок 2431СФ10 достигает точности двустороннего позиционирования без нагрузки 16,4 мкм на длине 320 мм несмотря на значительный срок службы оборудования и износ винтов ШВП. Средняя ошибка двустороннего позиционирования измерена по ГОСТ ISO 230-2-2016 с применением лазерного интерферометра Renishaw Laser XL-80. Средняя ошибка реверса составляет 2,2 мкм и мало зависит от позиции привода. Результаты измерений приведены на рисунке 2.6.

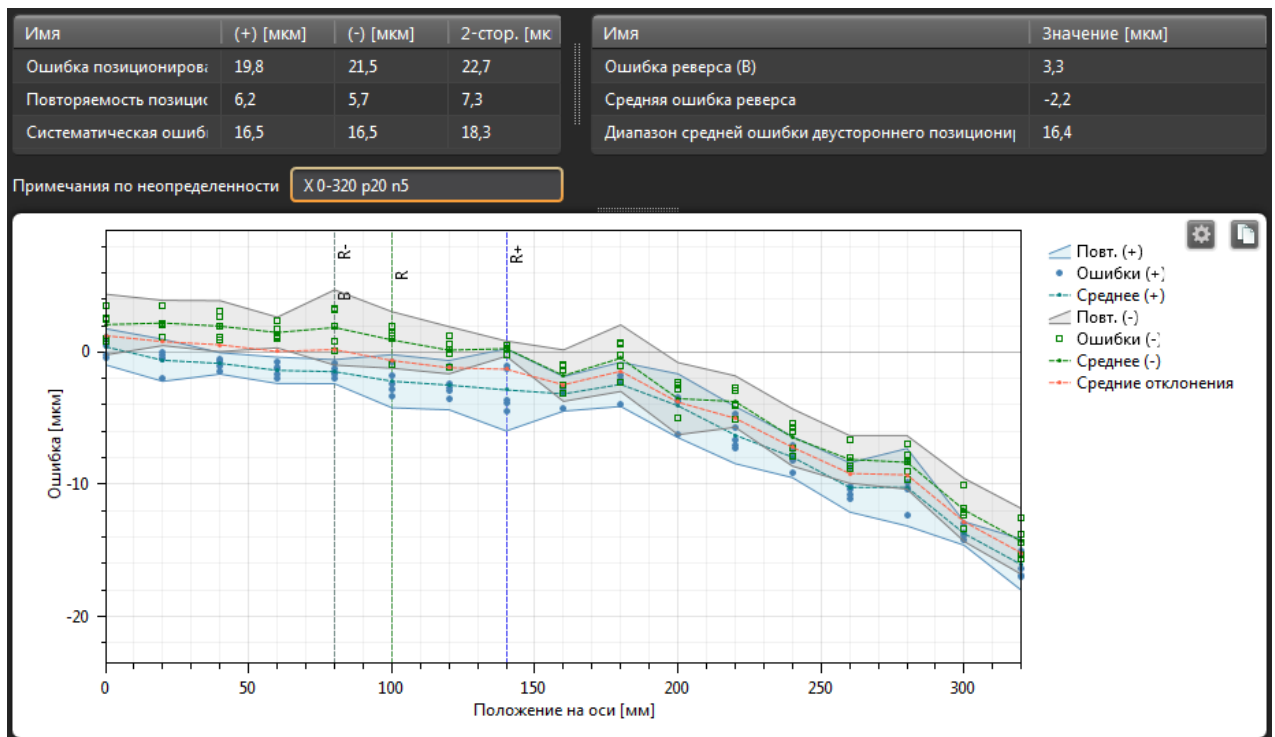


Рисунок 2.6 – Точность позиционирования оси X исследуемого станка

При определении точности позиционирования в точке без нагрузки по стандартной методике с помощью лазерного интерферометра контроллер линейного привода имеет достаточно времени для максимально точной остановки с учетом наличия высокоточной обратной связи, даже при наличии существенного люфта в ШВП. Однако, в процессе фрезерования неизменно возникает вибрация,

амплитуды которой будут позиционно зависимыми ввиду того, что люфты в механической части возникают и развиваются зачастую неравномерно. Наличие вибрации при измерении точности позиционирования устраняется путем усреднения по времени (0,25 – 4 с). Динамический режим измерений данной лазерной измерительной системы недостаточно показателен, поскольку одного динамического испытания ошибки позиционирования недостаточно, особенно учитывая то, что данная ошибка мало влияет на итоговую точность обработки. Для определения динамических характеристик оборудования и оценки влияния погрешностей перемещений на размер необходимо выполнить значительный объем испытаний для каждого направления приложения силы, направления перемещения, положения функциональной точки, а также модуля внешнего силового воздействия.

Максимально допустимые силы резания и наибольшее сечение среза в мм² для оборудования определяются экспериментально. При таких режимах процесс резания протекает устойчиво, с допустимой амплитудой колебаний. По результатам испытаний возможно построение карт устойчивости в координатах «линейное положение - сечение среза» для каждого вида обработки.

Существует граничная полоса виброустойчивости, отделяющая область виброустойчивости от области неустойчивости с учетом нормального распределения динамических параметров несущей системы. При расчетах металлорежущих станков на виброустойчивость, особенно в области докритических значений скорости резания, рекомендуется использовать вероятностный критерий динамической устойчивости, учитывая возможные неточности математического описания объектов и связей.

Например, на станке 2431СФ10 производилась обработка заготовки из стали 45 четырехзубой концевой фрезой $\varnothing 12$ мм из быстрорежущей стали Р6М5 без покрытия на 750 об/мин при ширине и глубине фрезерования 1 мм и 15 мм соответственно. При такой обработке определялся размах колебаний вдоль оси X, как наиболее легкого и наименее инерционного линейного привода. В середине

рабочего пространства размах колебаний при величине контурной подачи 200 мм/мин составил 32-35 мкм по показаниям встроенных датчиков обратной связи и внешнего виброанализатора Baltech VP-3470. Наличие таких колебаний вызывало сильный шум, а также существенно ухудшались размерная точность и шероховатость обработанной поверхности, а также погрешность Δ превышала допуск на размер δ .

Выбор массы эксцентрично устанавливаемого груза обусловлен равенством сил резания в плоскости измерения и имитационных центробежных сил, а, следовательно, возникновением колебаний с амплитудой равной амплитуде процесса резания. Расчетные силы резания составили 385 Н. Эксцентриситет 32,5 мм, масса груза 120 г. Выбор наибольшей частоты предстоящих измерений в 50 Гц определяется частотой входа зубьев в заготовку при выполнении пробного прохода по формуле:

$$f = \frac{z \cdot n}{60} \quad (2.2)$$

где f – расчетная частота, Гц; z – число зубьев фрезы; n – число оборотов инструмента в минуту, 1/мин.

Разработка методов определения точности перемещений под нагрузкой представляет наибольший интерес в развитии технологий контроля виброустойчивости и точности перемещений станка можно производить при различных условиях испытаний как черновых, так и чистовых.

Ниже рассмотрены предлагаемые способы испытаний под нагрузкой, обладающие высокой информативностью диагностических параметров и простотой реализации, не требующие при этом режущего инструмента и дополнительного измерительного оборудования. Для их реализации потребуются только линейные датчики обратной связи по положению и вибровозбудитель с неуравновешенной вращающейся массой.

Дополнительную информацию о вибропортрете конкретного станка может дать построение вибрационных характеристик в режиме измерения «разгон-выбег» для неподвижных узлов оборудования. После установки источника вынужденных колебаний производится непрерывное увеличение частоты тока, питающего асинхронный электродвигатель, а вместе с тем в квадратичной зависимости, возрастает вынуждающая сила и амплитуда колебаний. По достижении максимальной частоты может удерживаться пауза и выполняется уменьшение частоты. Программируемое движение узлов станка, как правило, отсутствует.

В ходе разгона-выбега можно определить резонансные частоты, обработка на которых как представляет опасность для несущей системы, так и создает риск возникновения брака.



Рисунок 2.7 – Внешний вид осциллограммы, полученной в ходе разгона-выбега

На рисунке 2.7 представлена осциллограмма, полученная в ходе разгона-выбега, где можно наблюдать изменение размаха колебаний (величина рассогласования для оси X – сверху, для оси Y – снизу). Приведенный выше

результат характерен для диапазона режимов ниже собственной частоты элементов несущей системы станка. Время проведения теста в одной точке составляет 1,5 минуты.

Метод ступенчатого разгона-выбега при отсутствии подачи аналогичен предыдущему, за исключением того, что изменение параметров нагружения происходит не в непрерывном режиме, а ступенчато (рисунок 2.8). Величина рассогласования для оси X приведена сверху, для оси Y - снизу. Величину шага изменения частоты можно выбрать исходя из диапазона частот испытания, предыдущих результатов и имеющегося времени для фиксации параметров установившегося процесса. Для оценки запаса устойчивости станка в точке с самым высоким износом проведено испытание с силовой имитацией нагрузки от силового фрезерования легированных сталей.



Рисунок 2.8 – Внешний вид осциллограммы, полученной в результате ступенчатого разгона-выбега

Данный способ позволяет сделать более точным по сравнению с предыдущим определение амплитуд колебаний, собственных частот оборудования и предельных частот, а соответственно, и конкретных сечений среза с учетом координат функциональной точки. Необходимость проведения испытания с

последующим смещением приводит к следующему способу контроля точности под нагрузкой.

Для построения карты распределения динамической характеристики станка при отсутствии подачи и под действием периодической нагрузки предлагается следующий алгоритм. После определения режимов резания, параметров имитирующей нагрузки и установки вибровозбудителя производят разбивку рабочей зоны на массив точек 5×5 , 10×10 , 20×10 в зависимости от задачи исследования, размеров стола и доступного времени. Высокая достоверность такого технического диагностирования достигается за счет значительной трудоемкости, связанной с последовательным перемещением из точки в точку, остановки, снятия показаний с осциллографа для каждого режима нагрузки. Среднее затраченное время составляет более 1 часа на один режим нагружения. По результатам проведенных измерений с нагружением стола вибрацией определяются и наглядно представляются зоны, в которых стол станка имеет наибольшую величину смещения, как в статичном положении, так и при перемещении на любых величинах подачи и нагрузки [5].

Эксплуатация металлорежущих станков зачастую связана с разными значениями сил резания, потому для проведения эксперимента помимо наибольшей частоты вынужденных колебаний 50 Гц с учетом квадратичной зависимости (формула 2.1) были выбраны две дополнительные величины 35,35 и 43,3 Гц. Вынуждающие силы для таких частот вращения ротора меньше максимальной соответственно на 50 и 25%.

Результаты измерения отклонений по двум горизонтальным осям, определяемые как размах колебаний величины рассогласования положения, измеренный с помощью линейных датчиков обратной связи по положению представлены на рисунках 2.9 и 2.10. Вертикальная ось – значение размаха колебаний в точке, горизонтальные оси: координаты X и Y в диапазоне 330×180 мм. Значение размаха перемещения зависит от направления, в котором проводят измерение [24]. Различие значений размаха виброперемещений, измеренного вдоль двух осей, обусловлено их неравными массами и инерционными параметрами

приводов, так как привод оси X гораздо легче располагается на подвижной части привода оси Y .

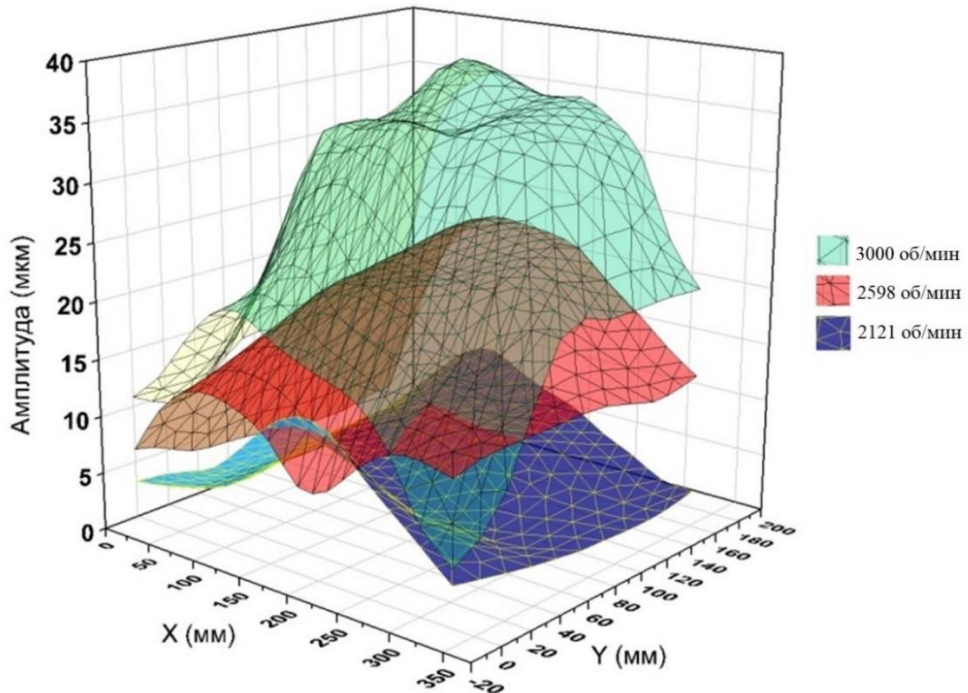


Рисунок 2.9 – Карта распределения динамических смещений стола станка вдоль оси X под действием внешних сил

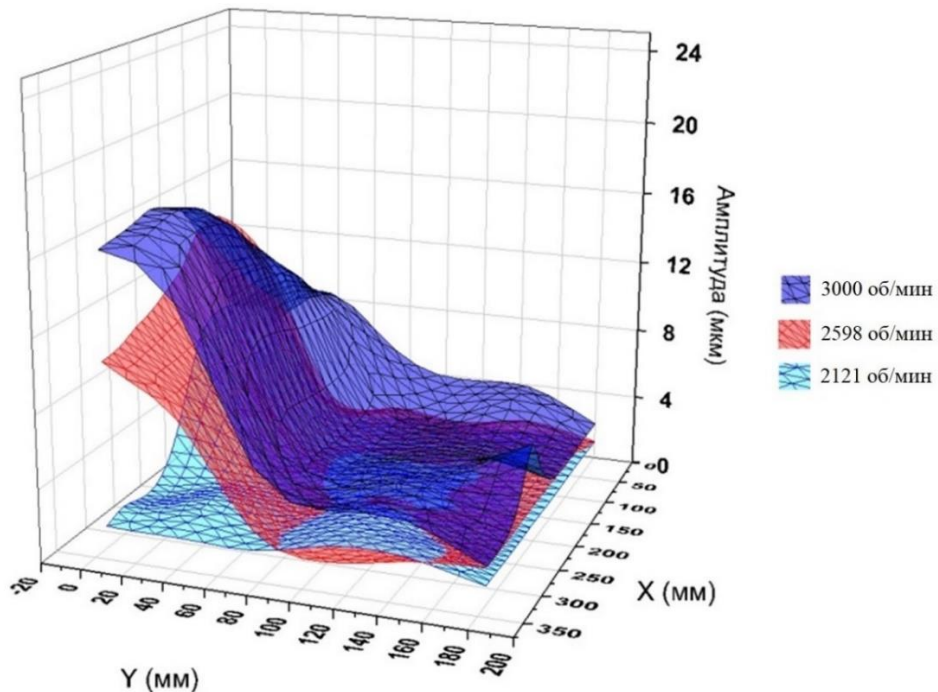


Рисунок 2.10 – Карта распределения динамических смещений стола станка вдоль оси Y под действием внешних сил

Среднее значение отклонений координаты Y значительно меньше координаты X . Это свидетельствует о большей жесткости технологической

системы в направлении оси Y . Отклонения наиболее массивного и, соответственно, устойчивого привода не превышают 15 мкм.

При меньших значениях координаты Y стол расположен ближе к оператору, и эта зона характеризуется увеличением амплитуды колебаний на порядок по причине локальной неустойчивости несущей системы станка. Эта аномалия вызвана компоновкой станка: гайка располагается в непосредственной близости от плавающей опоры винта ШВП, а центр масс подвижных салазок и стола станка приближается к зоне минимальной устойчивости. Амплитуда колебаний на этом участке повышается до 6 раз по сравнению с иными участками рабочего пространства.

Наибольшие значения амплитуд колебаний привода X характерны для центра стола, что свидетельствует о значительном износе ШВП и направляющих вследствие частого использования данной рабочей зоны. Изменение амплитуды колебаний в центре относительно крайних позиций стола составляет от 2 до 11 раз, что может являться причиной возникновения брака при обработке деталей в середине рабочей зоны. Можно сделать вывод, что наименьшая жесткость соответствует участкам как с наименьшей площадью контакта в линейных направляющих качения, так и наибольшим зазорам в шарико-винтовой передаче. Динамическая характеристика станка в разных участках рабочей зоны неодинакова, предложенный способ может использоваться для экспресс-оценки однородности рабочего пространства станка.

Объединение значений амплитуд колебаний, полученных с осциллограмм двух приводов, можно производить как непосредственно на стойке ЧПУ, так и отдельно с применением систем математических расчетов. Определение максимального размаха перемещения для имитационных колебаний производился исходя из любого метода аппроксимации по ГОСТ Р ИСО 20816-1. Наибольшая деформация привода может возникнуть в случае разгона или торможения при сложении векторов отклонений по каждой из координат в конкретной точке положения на столе (рисунок 2.11). Ниже приведен график, полученный по методу

аппроксимации «А» в ходе вычисления величины модуля амплитуды колебаний в массивах точек:

$$A_i = \sqrt{A_{xi}^2 + A_{yi}^2}, \quad (2.3)$$

A_i — амплитуда колебаний в каждой точке на карте;

A_{xi} , A_{yi} — амплитуда колебаний положения взаимно перпендикулярных приводов X и Y в каждой точке на карте.

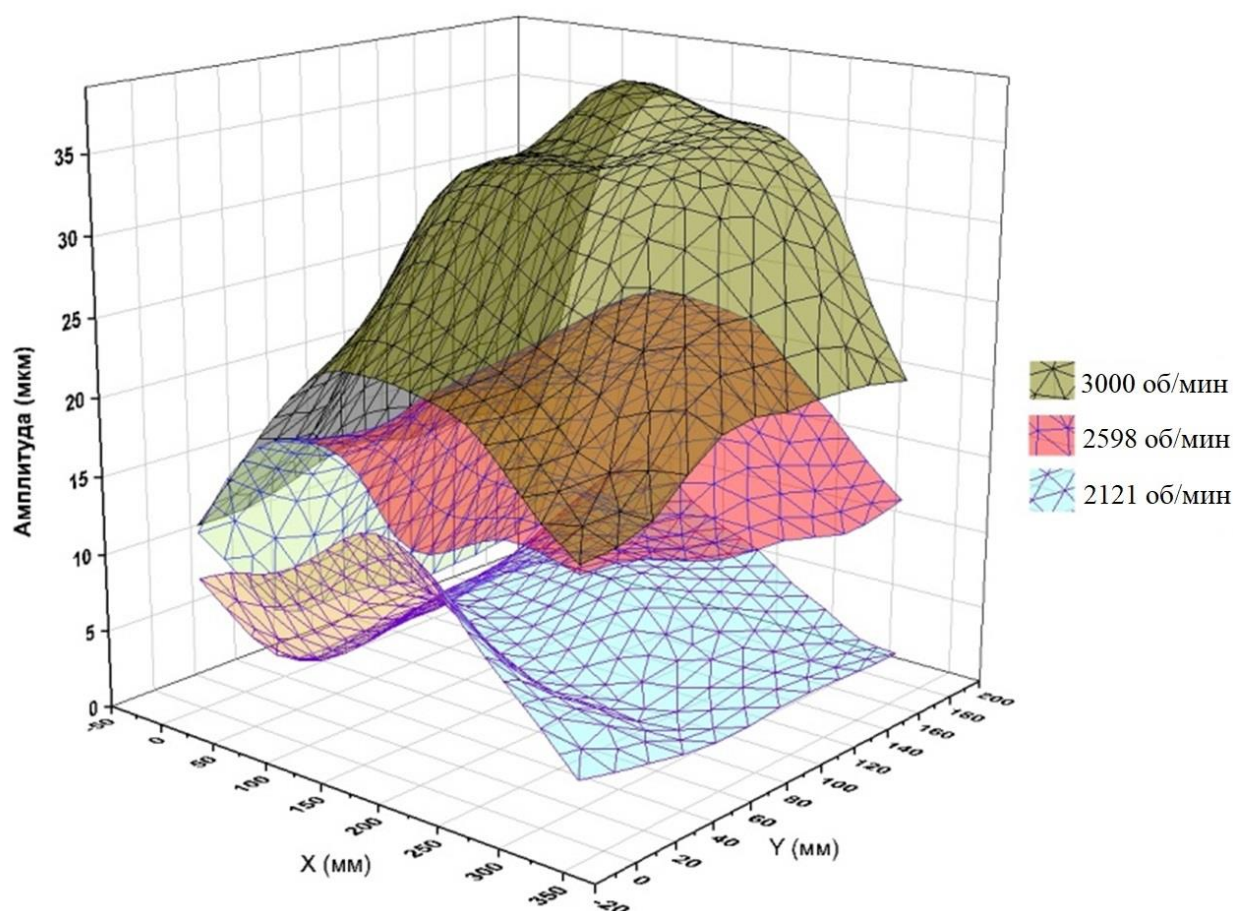


Рисунок 2.11 – Результирующая карта распределения динамической характеристики станка под воздействием периодической нагрузки при отсутствии подачи

Создание «карт виброустойчивости», построенных под действием эквивалентной силовой нагрузки позволяет определить зоны с наибольшей и наименьшей динамической характеристикой станка, а также проводить сравнительные испытания состояния и жесткости различных единиц технологического оборудования. Очевидные преимущества описанного способа построения карты виброустойчивости станка: достоверность и наглядность результатов измерения, доступность измерительного оборудования.

Очевидный недостаток: датчики считывают отклонение только в направлении движения привода, диагональные и ортогональные отклонения невозможно охватить данной схемой измерения, недостаточная точность измерения инкрементных линейных датчиков. Точность измерения зависит от качества монтажа, текущего состояния датчика, настроек цепи обратной связи и т.п.

Алгоритм действий выглядит следующим образом:

1. Определение силы резания любым доступным способом: экспериментально или расчетно.
2. Расчет параметров вибровозбудителя: масса и эксцентриситет груза, частота вращения инерционного вибровозбудителя по формулам 2.1, 2.2.
3. Монтаж вибровозбудителя на станок.
4. Выполнение позиционирования по программе и запись усредненных значений размахов колебаний для каждой точки измерения.

Притом последний пункт может выполняться как с остановкой и усреднением, так и с непрерывным движением с модальной скоростью подачи. В простейшем случае для оценки виброустойчивости линейных перемещений станка под нагрузкой можно использовать линейную подачу вдоль одной из осей и получить срез карты распределения динамической характеристики, полученной выше, однако, амплитуда колебаний ввиду подвижности узлов будет выше. На рисунке 2.12 приведен результат оценки амплитуды колебаний при прямолинейном движении по оси X с постоянным значением внешней нагрузки. По размаху этих линий величин рассогласования можно оценить амплитуду колебаний, а также наблюдать неоднородность амплитуд в различных зонах. Наибольший размах виброперемещений соответствует наименее жестким зонам станка. В ходе эксплуатации станка распределение размаха может изменяться различным образом, притом существующие методы контроля точности перемещений металлорежущих станков не уделяют данному факту внимания.



Рисунок 2.12 – Оценка амплитуды колебаний привода при движении вдоль всей оси X

Эта же неоднородность виброустойчивости может быть определена и в процессе фрезерования в зоне значительного градиента виброустойчивости, рисунок 2.13. Наблюдаемые изменения размаха колебаний связаны с неоднородностью жесткости исследуемого оборудования.



Рисунок 2.13 – Изменение размаха колебаний при попутно-встречном фрезеровании в зоне значительного градиента виброустойчивости

Создание карты динамической характеристики станка с имитацией рабочих условий позволяет расширить функциональные возможности стандартных методов диагностирования технического состояния несущей системы металлообрабатывающего станка с числовым программным управлением, установить участки рабочей зоны, в которых виброустойчивость и точность обработки наибольшая либо ограничить режимы резания по силовым параметрам.

При этом подобное представление распределения запаса устойчивости станка предельно понятно для специалистов любых предприятий.

2.3 Влияние подачи на амплитуду колебаний

Экспериментально установлено, что при увеличении скорости контурной подачи возрастает максимальный размах колебаний. Сам факт начала движения электропривода в некоторых ситуациях значительно снижает виброустойчивость несущей системы станка.

Погрешности по причине возникновения отклонений разделяют на три группы: положения, движения, состояния. Применение вибровозбудителя позволяет оценить не только погрешности положения и кругового движения, но также погрешности состояния станка, которые являются функциями состояния элементов привода подвижных узлов станка. Применение вышеописанного нагрузочного устройства позволяет определить зависимости виброустойчивости оборудования от подачи и модуля вынуждающей силы за одну установку без программного сопряжения нагрузочного устройства и испытываемого станка, а также пределы силового воздействия, при которых происходит кратное увеличению амплитуды колебаний при перемещениях.

Для этого был проведен ряд измерений зависимости среднего квадратического значения виброперемещения фрезерного станка от подачи для разных имитационных воздействий: 50, 100, 200 и 400 Н. Измерения проводились с помощью внешнего виброанализатора Baltech VP-3470 при коротких перемещениях на одном и том же участке оборудования, рисунок 2.14. Из представленного графика следует, что существует порог усилия, ниже которого колебания при движении с нагрузкой имеют низкую энергетическую составляющую и по амплитуде отличаются от колебаний в неподвижном состоянии незначительно. Для каждого станка может быть определено такое силовое воздействие, которое провоцирует «раскрытие стыков» и вызывает в

шарико-винтовых передачах значительные рывковые перемещения с большей амплитудой, см. также рисунок 1.8.

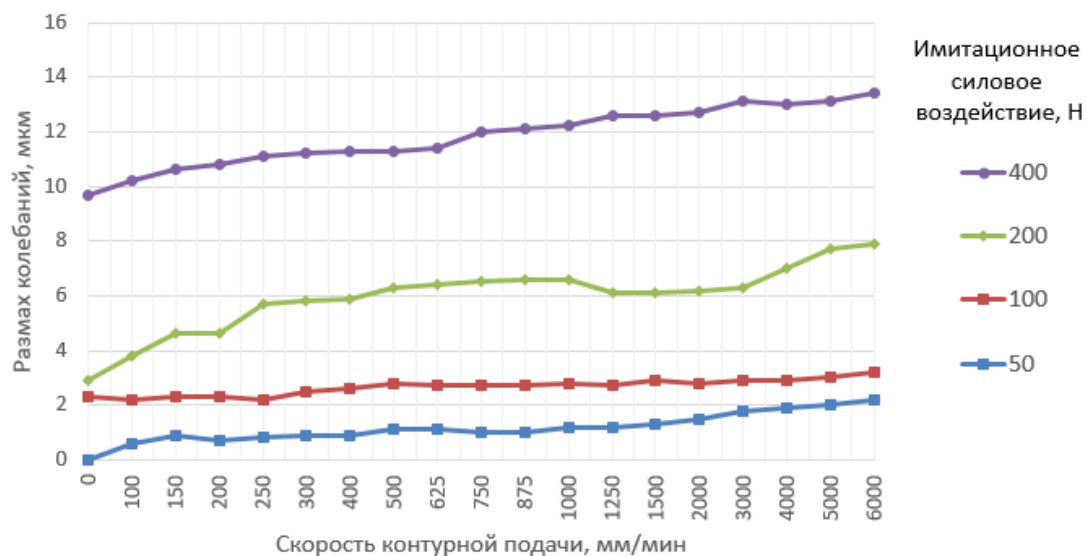


Рисунок 2.14 – График зависимости среднего квадратического значения размаха колебаний от скорости контурной подачи

Для того, чтобы вскрыть зазоры станка 2431СФ10 необходимо дать соответствующую нагрузку: имитационное усилие 200 Н является переходным, а сила в 400 Н раскрывает зазоры даже в статике и определяет предельные усилия при обработке, превышение которых нецелесообразно ввиду того, что имитационные силы создают значительные колебания и упругие перемещения элементов привода, превышающие допуск на типовую деталь. Эффект зависимости амплитуды от скорости контурной подачи преимущественно проявляется на оборудовании с большим износом ШВП, малым весом стола и конструкцией направляющих с неохватываемым профилем. При увеличении массы станка становится выше порог силового воздействия, при котором амплитуда колебаний начинает значительно зависеть от подачи.

2.4 Выбор измерительного оборудования

Перед оценкой достоверности получаемой информации необходимо определиться с предпочтительным измерительным комплексом и программно-

математическим обеспечением процесса диагностирования. Этот комплект должен быть универсальным, высокоточным, чувствительным и обладать возможностью автоматизации сбора, хранения и анализа данных.

Так как для ряда операций механической обработки, например, резьбофрезерования, характерны малый радиус винтовой траектории и высокая скорость перемещений, то подобные операции в значительной мере способны охарактеризовать динамические свойства металлорежущего станка в исследуемой зоне. На примере экспериментального станка получены круглограммы виброперемещений для различных радиусов, частот вращения и скоростей подач. Испытания с малым радиусом позволяют оценить динамические погрешности интерполяции движений станка и производятся достаточно быстро ввиду малой длины траектории. Наглядное искажение формы траектории при увеличении подачи показано на рисунке 2.15.

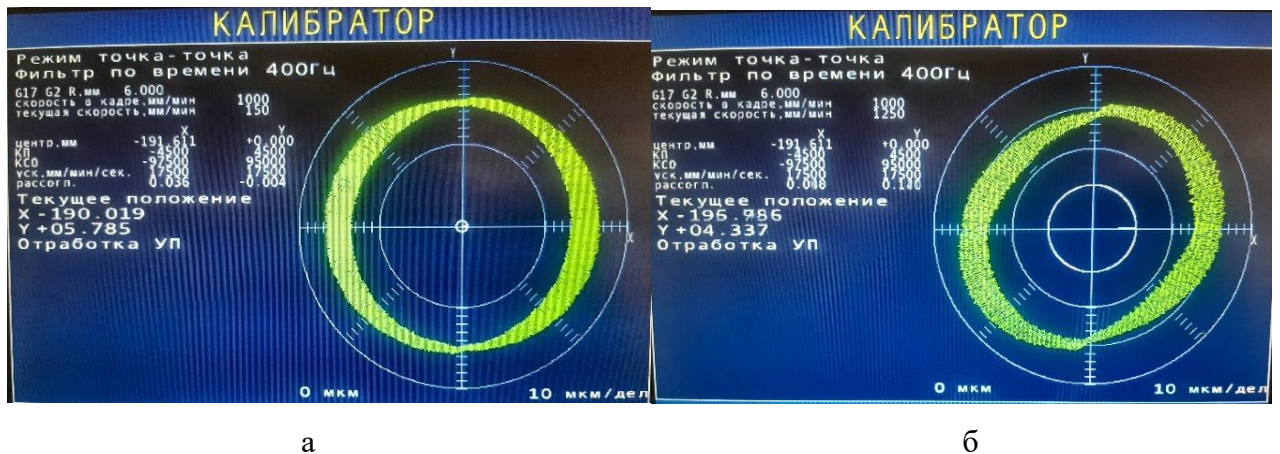


Рисунок 2.15 – Круглограммы для круговых перемещений стола станка под нагрузкой с различной контурной подачей: а – 150 мм/мин, б – 1250 мм/мин

С увеличением скорости контурной подачи даже на холостом ходу увеличивается величина расхождения между показаниями встроенных осциллографов и отклонениями, которые можно измерить с помощью прибора Ballbar. Происходит это из-за того, что встроенные линейные датчики положения не могут определить погрешности, связанные с неперпендикулярностью приводов, рассогласованием сервоприводов по времени и некоторыми другими, например, отклонениями шпиндельной бабки. На рисунке 2.16 показаны отклонения,

фиксируемые датчиками в ходе испытаний на предельных скоростях подачи: траектория 1 – Renishaw Ballbar QC-20W; траектория 2 – датчиками линейных перемещений [70].

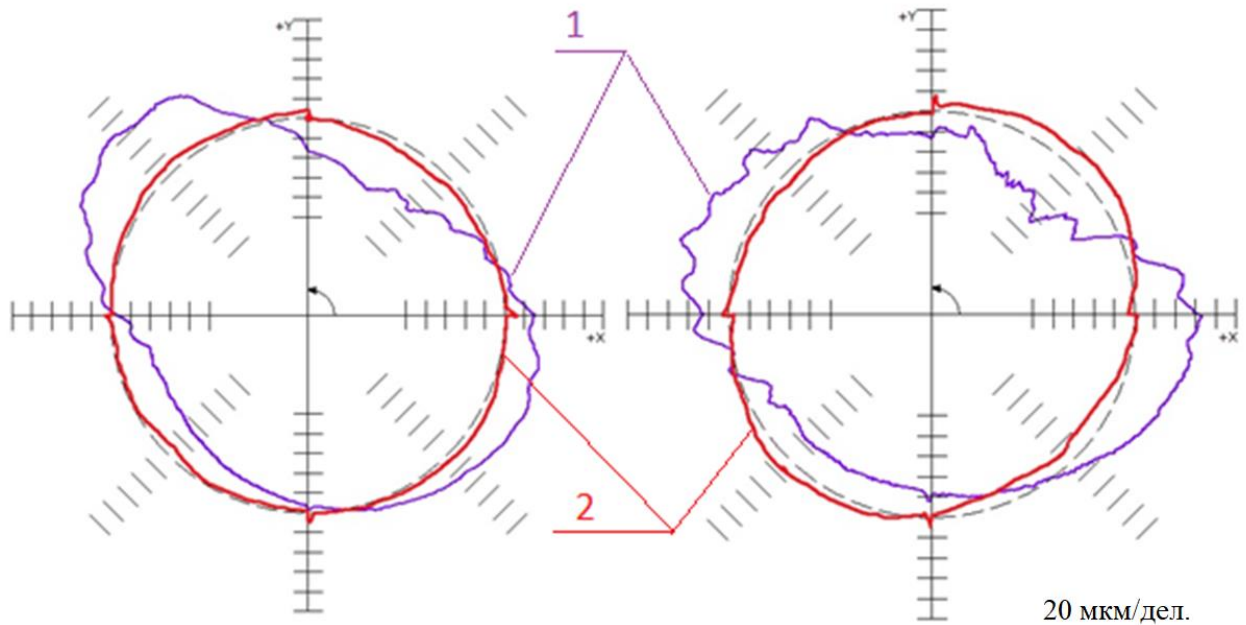


Рисунок 2.16 – Сравнение круговых перемещений станка без нагрузки

Ввиду того, что измеримый объем погрешностей положения и движения, фиксируемых датчиками обратной связи, составляет 50-90% от общего, виброустойчивость участков рабочей зоны можно сравнить лишь относительно соседних участков.

Согласно ГОСТ Р ИСО 5725-1-2002, для описания точности метода измерений используют два термина: «правильность» и «прецизионность»: первый отвечает за соответствие среднего значения измерения фактическому значению, а второй характеризует разброс единичных значений. Соответственно, при выборе измерительной аппаратуры для оценки точности перемещений в холостом и рабочем режиме станков с ЧПУ следует по возможности использовать датчик со сферическими наконечниками. С помощью такого рода внешних датчиков получают более прецизионно и правильно измеренные значений погрешностей.

Для определения степени соответствия результатов измерений, полученных при измерении с помощью встроенного станочного осциллографа и внешнего измерительного датчика, например виброанализатора Balltech VP-3470. Для этого

датчики устанавливаются параллельно реализуемым в станке перемещениям. Затем проводится ряд сравнительных статических испытаний в одной точке станка. При этом изменение внешней силовой нагрузки производится за счет изменения частоты вращения вибровозбудителя с неуравновешенной массой. Усредненные результаты проведенных измерений приведены на рисунке 2.17. В соответствии с графиком можно сделать вывод, что измерения встроенными датчиками имеют на малых частотах сопоставимую точность измерения с внешними измерительными вибродатчиками, но имеют меньшую чувствительность, а также зону нечувствительности величиной 2 мкм.

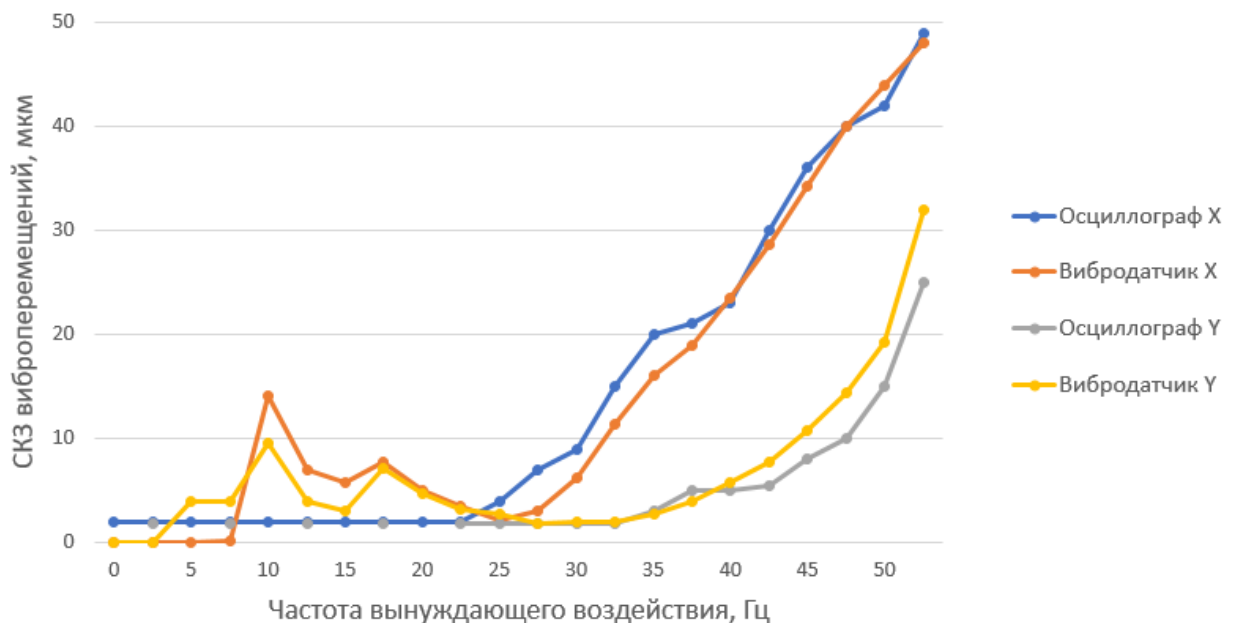


Рисунок 2.17 – Сравнительные результаты измерений среднего квадратического значения виброперемещений с помощью вибродатчика и встроенных датчиков линейного положения

Таким образом, точность измерений с помощью линейных датчиков обратной связи и стандартных приборов для оценки параметров колебаний в фиксированном положении сопоставима. Оценка качества сборки привода станка зачастую производится с помощью измерения амплитуды колебаний в диапазоне 100-400 Гц в различных местах и в разных позициях привода [78]. Частота дискретизации для линейных датчиков обратной связи составляет 400-1000 Гц с этим диапазоном, и для измерения в диапазоне малых частот можно использовать

датчики обратной связи. Для испытаний с имитацией зубцовой частоты более 300 Гц целесообразнее использовать виброанализаторы.

Если на модальных режимах в процессе испытаний не возникает зависимости амплитуды от подачи, то целесообразно провести ряд испытаний с увеличением нагрузки с целью определения запаса устойчивости.

Применение классических виброанализаторов в качестве внешнего измерительного датчика для оценки размаха виброперемещений в ходе выполнения сложных многокоординатных движений крайне затруднительно ввиду отсутствия в стандартных протоколах временной реализации длительностью в несколько десятков секунд. Стандартные протоколы виброанализаторов поддерживают запись низкочастотной временной реализации длительностью до 8 с. В зависимости от режимов резания динамический отклик может значительно отличаться, следовательно, может потребоваться построение нескольких частотных характеристик. На крупногабаритных станках подобные измерения должны проводиться в различных точках рабочего пространства [85]. Кроме того, стандартные протоколы виброанализатора никак не привязывает параметры колебаний к месту их возникновения, рисунок 2.18, и сделать это может только достаточно опытный специалист при детальнейшем описании условий испытаний.

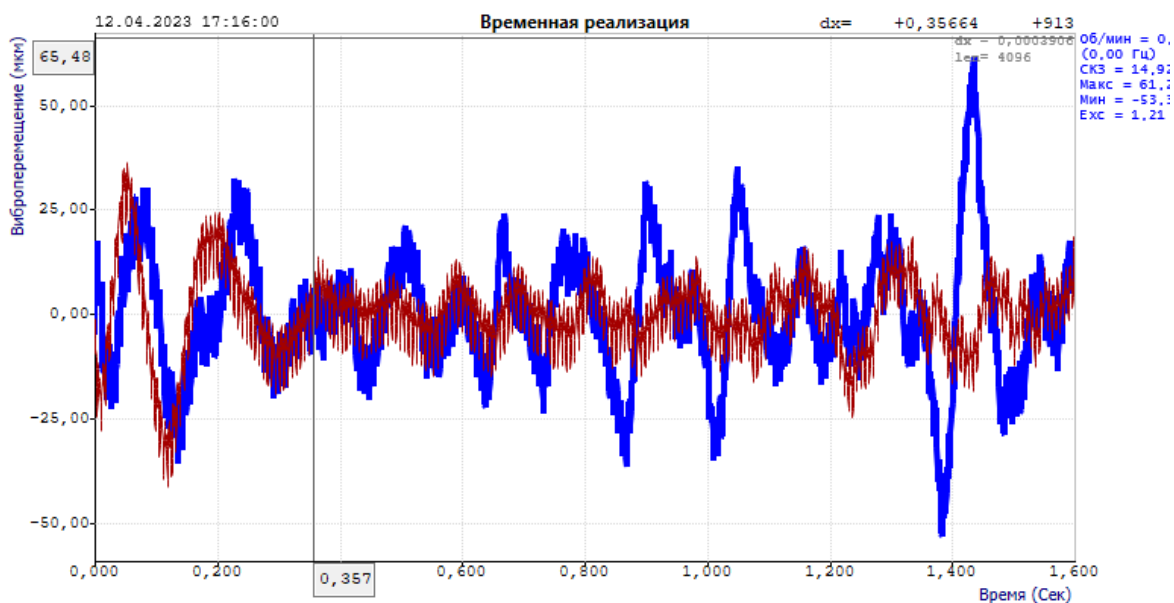


Рисунок 2.18 – Временная реализация процесса фрезерования по винтовой траектории

В данный момент ввиду описанных ограничений на рынке не представлено программно-аппаратных комплексов вибродиагностики, формирующих топографически наглядные результаты, пригодные для построения тренда вибрации и прогноза изменения точности под нагрузкой для фрезерного оборудования. Использование существующих многоканальных виброанализаторов с пьезоэлектрическими акселерометрами не позволяет в автоматическом режиме строить позиционное распределение динамических характеристик, хотя это может быть реализовано в виде специальной измерительной системы.

2.5 Определение степени соответствия имитации нагрузки силам резания

Основная задача экспериментальных исследований в данном разделе – определить соответствие колебаний в процессе резания и в результате нагружения аналогичным силовым воздействием на упругую систему станка за счет источника вынужденных колебаний с неуравновешенной массой. Для этого проводился комплекс испытаний по фрезерованию нескольких обрабатываемых материалов на различных режимах. На рисунке 2.19 показана система станок-приспособление-заготовка-инструмент и траектория перемещения при фрезеровании уступа.

Для фрезерования уступа высотой 7 мм на заготовке из алюминиевого сплава применялась концевая двузубая фреза диаметром 10 мм, обороты шпинделя и скорость линейной подачи составляли 9000 об/мин и 1000 мм/мин соответственно. Фрезерование производилось по стратегии растр с шагом 2,5 мм. Согласно расчетным методикам требуемая мощность шпинделя составляет 0,41 кВт, а горизонтальная составляющая силы резания – 82 Н. Для достижения аналогичных колебаний частота вращения вала с эксцентриком принимается равной частоте входа зубьев в заготовку в процессе резания. Эксцентриситет груза составляет 32,5 мм.

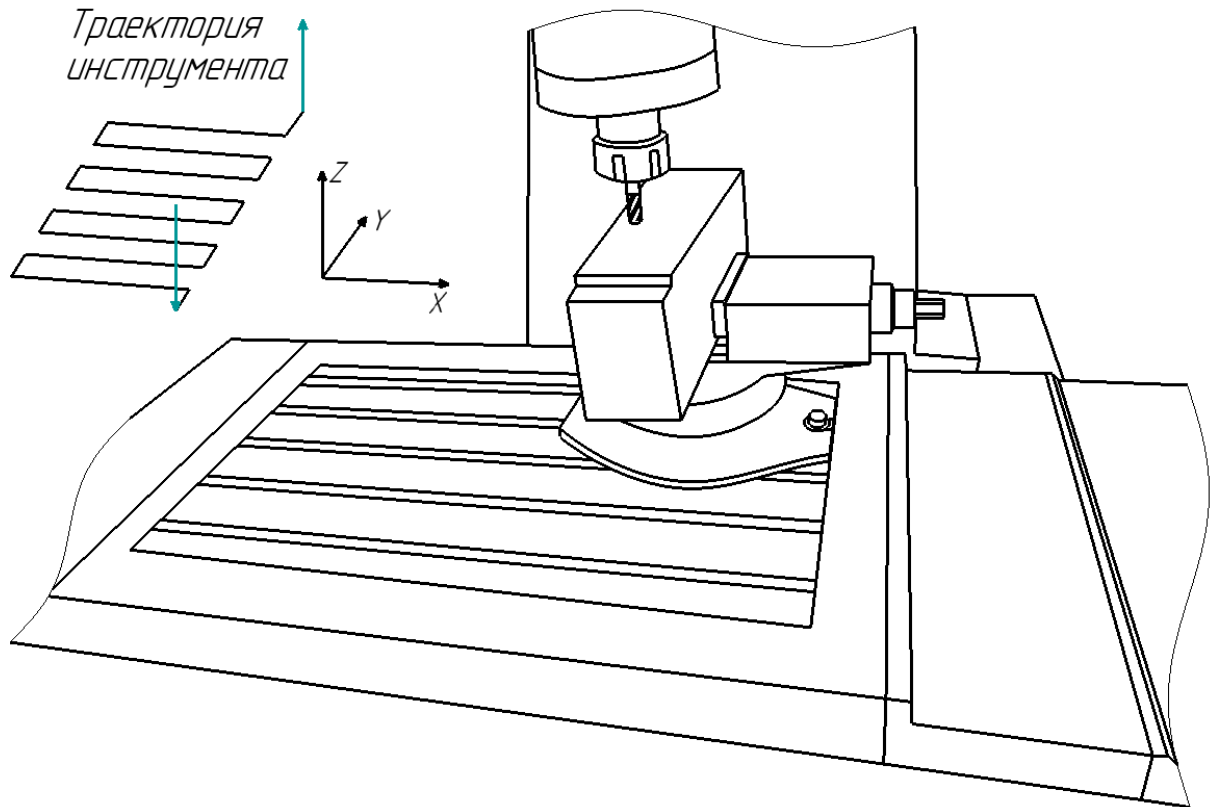


Рисунок 2.19 - Система станок-приспособление-заготовка-инструмент и траектория перемещения при фрезеровании уступа

Масса рассчитана по формуле 2.1, таким образом, чтобы создать необходимое усилие, которое при воздействии на несущую систему станка создаст колебания равной амплитуды, рисунки 2.20, 2.21.

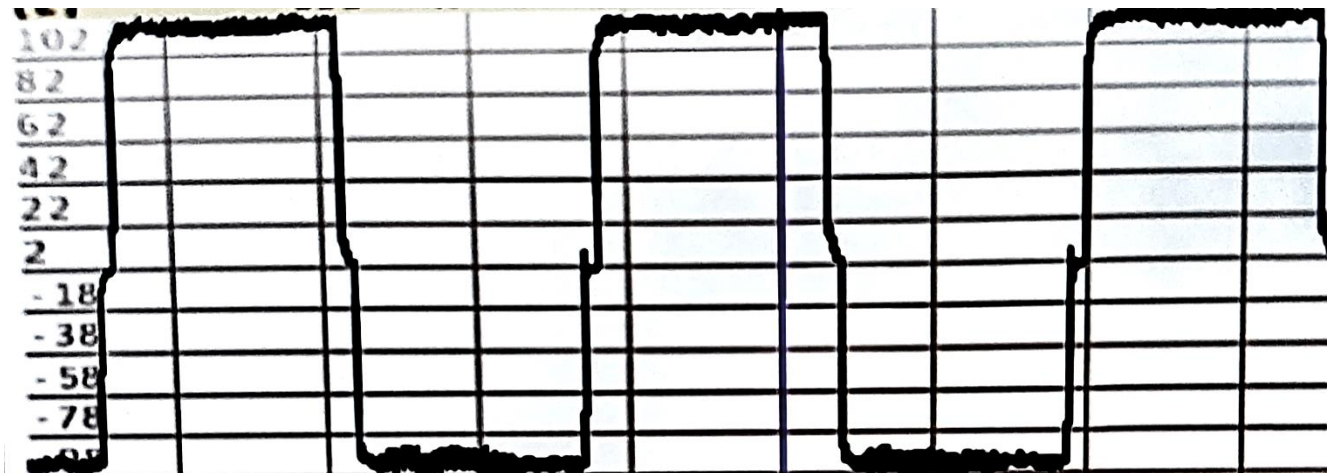


Рисунок 2.20 – Осциллограмма величины рассогласования по оси X при растровом фрезеровании алюминия, расчетная сила 82 Н

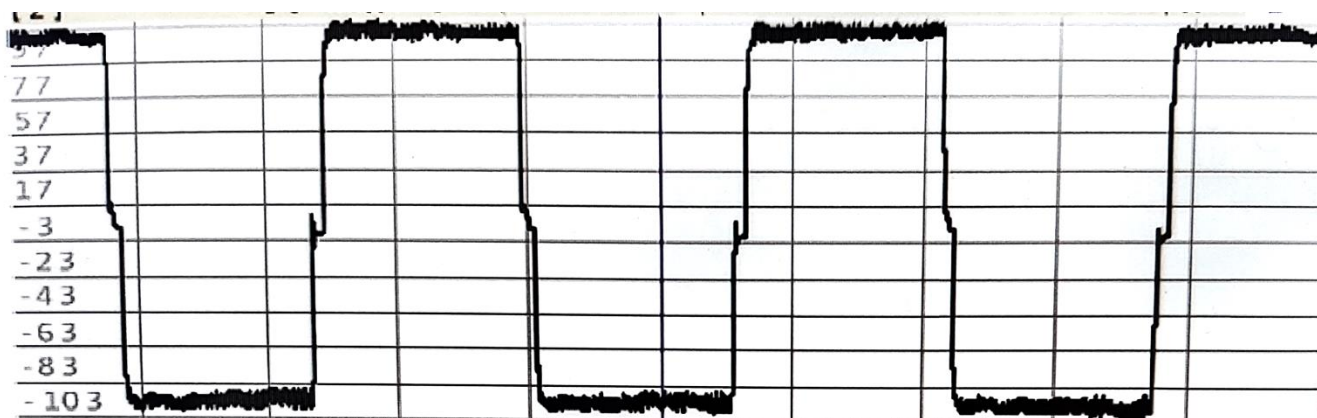


Рисунок 2.21 – Оциллограмма величины рассогласования по оси X при имитационном силовом воздействии 82 Н

Расхождение в размахе колебаний, фиксируемом встроенными датчиками обратной связи при фрезеровании и при соответствующей имитации силового воздействия с применением описанного устройства, для всех проведенных тестов не превышает 10%. Аналогичные испытания проводились и для круговых траекторий.

2.6 Метод измерения точности круговых перемещений с применением нагрузочного приспособления

Изготовление партии контрольных деталей и динамические испытания может показать наличие существенной вибрации, в то время как регламентные измерения точности каждой из осей, их совместных движений в ненагруженном состоянии, соответствуют требуемым допускам. Для достижения наибольшей достоверности испытания целесообразным является регулярное изменение скорости и направления движения каждого отдельного привода, что характерно для движений с круговой и винтовой интерполяцией. В качестве тестовых траекторий для изучения влияния переменной кривизны на точность траектории также могут использоваться полигональные контуры [10].

Применение наиболее распространенного телескопического датчика Renishaw Ballbar QC-20W имеет ряд ограничений. Например, радиусы круговой

траектории дискретны и кратны 50 мм, отчего предложенный способ в паре с конкретным прибором не годится для применения на станках с зоной обработки менее 100 мм. Однако, подобные станки зачастую могут быть прецизионными и оснащаться линейными датчиками обратной связи. Точность показаний осциллографа зависит от параметров датчика, а понимание общей картины колебаний затруднено тем, что исходное колебание разделено на две перпендикулярные составляющие.

Наибольший размах виброперемещений соответствует наименее жестким участкам траектории. На любом технологическом оборудовании бывшем в эксплуатации можно наблюдать позиционное различие в размахе колебаний в пределах 2-5 раз.

Если суммировать значения амплитуд рассогласования по двум координатам и представить их в виде полярной диаграммы, то можно наблюдать картину переменной жесткости оборудования на разных участках траектории в различных направлениях используя в качестве диагностического параметра ширину огибающей, рисунок 2.22.

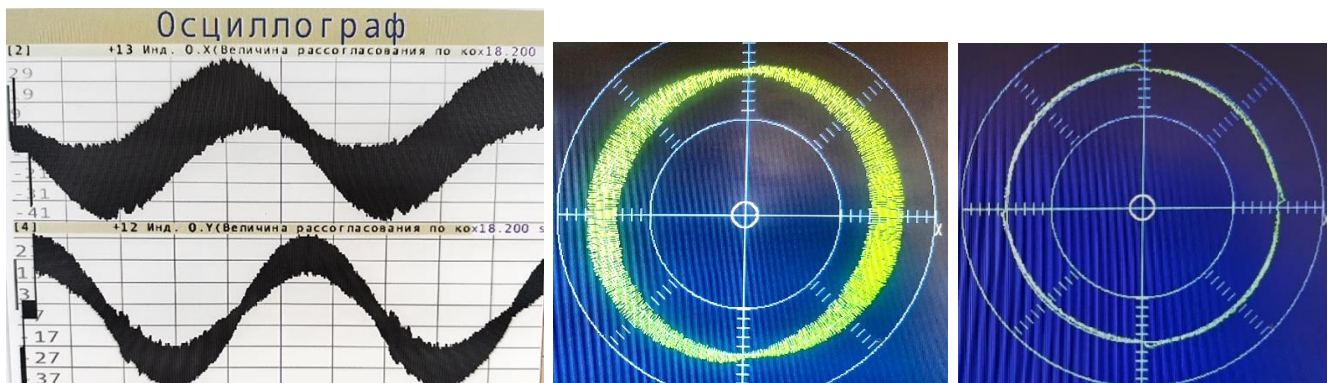


Рисунок 2.22 – Определение размаха виброперемещений по данным обратной связи в системе ЧПУ станка в виде полярной диаграммы: в виде проекций в процессе фрезерования по круговой траектории, имитация с помощью вибровозбудителя (в центре), холостой проход (справа)

Поскольку современные стратегии фрезерования включают в себя весьма сложные многокоординатные траектории, то нельзя определить наиболее важное направление приложения нагрузки для оценки динамической характеристики станка.

В каждой точке круговой траектории смещение будет направлено перпендикулярно касательной к траектории, а значит оказывает наибольшее влияние на точность обработки. Применение круглограмм и обобщающих анализаторов позволяет использовать наиболее точный способ аппроксимации «С» по ГОСТ Р ИСО 20816-1, то есть геометрическое сложение мгновенных значений ортогональных составляющих колебаний и оценка процесса по максимальному значению, что практически аналогично размаху колебаний в радиальном направлении. Именно радиальная составляющая погрешности при круговой интерполяции создает ключевую погрешность, определяющую размерную точность и шероховатость поверхности в различных точках рабочего пространства металлорежущего станка.

Пункт 8.2 ГОСТ ISO/TR 16907-2017 описывает 16 типов программной коррекции. Активная коррекция в станках с ЧПУ может привести к небольшим движениям осей, которые неподвижны или жестко зафиксированы в обычном режиме без активной коррекции, например, при коррекции отклонения от прямолинейности перпендикулярные приводы выполняют корректирующие перемещения.

Конструкции некоторых станков реализуют кратковременную фиксацию осей в моменты, когда они некоторое время неподвижны. Это может существенно влиять на виброустойчивость всей несущей системы, фиксируя сопряжение, имеющее минимальную жесткость. Для определения стабильности перемещений прецизионных станков с ЧПУ при использовании такого рода коррекций предлагается проводить испытания под действием имитационной нагрузки.

Представленный метод позволяет измерить с высокой точностью и оценить фактическое влияние состояния станка на точность кругового движения по двум линейным осям под воздействием нагрузки имитирующей силы резания при фрезеровании. По результатам испытаний должна определяться необходимость технического обслуживания, настройки, регулировки, замены деталей или узлов станка.

2.7 Выводы по 2 главе

1. Экспериментально установлено, что ввиду воздействия сил резания на упругую систему станка, точность обработки всегда значительно отличается от результата испытаний в квазистатических условиях, притом эта разница является позиционно-зависимой и может изменяться на порядок. Использование полученных значений позиционно-зависимых параметров колебаний конкретной машины при заданных силовых воздействиях дает возможность повысить точность математических моделей упругой системы станка и информативность диагностического параметра.

2. Для получения обобщенной карты динамической характеристики упругой системы станка под нагрузкой с учетом всех возможных направлений сил резания в процессе фрезерования различных поверхностей целесообразно реализовать силовое воздействия в виде вращающегося вектора сил, которое может быть реализовано технически за счет вибровозбудителя с вращающейся неуравновешенной массой.

3. Установлено, что при определенном уровне силового воздействия привода в момент начала движения снижается виброустойчивость упругой системы станка. Упругие деформации в ШВП дополняются перемещением в зазоре. Признак зазора – существенное возрастание амплитуды колебаний гайки относительно винта на локальном участке.

4. Применение круговых траекторий позволяет получить наиболее полноценную картину устойчивости, поскольку два привода находятся в постоянном разнонаправленном движении с изменяющимися скоростями и позициями, а оценка погрешностей происходит в наиболее важном радиальном направлении.

ГЛАВА 3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОЧНОСТИ КРУГОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ДЛЯ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ПОД НАГРУЗКОЙ, ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ПРОЦЕССУ ФРЕЗЕРОВАНИЯ С ЗАДААННЫМИ РЕЖИМАМИ

Контроль и мониторинг технического состояния оборудования – важная задача на машиностроительных предприятиях с высокой культурой производства. Так как значительная часть перемещений узлов фрезерных станков с ЧПУ происходит с использованием нескольких приводов в синхронном режиме работы, например, винтовая или круговая интерполяция, наиболее целесообразно разработать и внедрить оперативный и высокоточный метод диагностирования, где производится перемещение узлов станка по круговой траектории с заданной скоростью подачи. В данной главе представлен разработанный метод определения амплитуды виброперемещений элементов несущей системы станка при круговых перемещениях под воздействием силовой нагрузки, эквивалентной по модулю и частоте силам, возникающим в процессе резания. Проведены сравнительные испытания с реальным процессом резания.

В данной работе в качестве телескопического измерительного датчика применялся прибор Renishaw Ballbar QC-20W, рисунок 3.1, со встроенным пьезоэлектрическим акселерометром с погрешностью измерения $\pm (0,7 + 0,3\% L)$ мкм при 15-25 °С, ценой деления $\pm 0,1$ мкм и максимальной частотой считывания 1000 Гц. Уровень собственных шумов для данной измерительной системы менее 0,1 мкм, что создает достаточное соотношение - сигнал/шум. Погрешности измерения ниже измеряемых величин на порядок. Специальное программно-математическое обеспечение данного прибора позволяет при круговых перемещениях выделить из динамически изменяющегося радиуса множество элементарных погрешностей: люфты в ШВП и направляющих, неперпендикулярность осей, рассогласование приводов и многие другие.

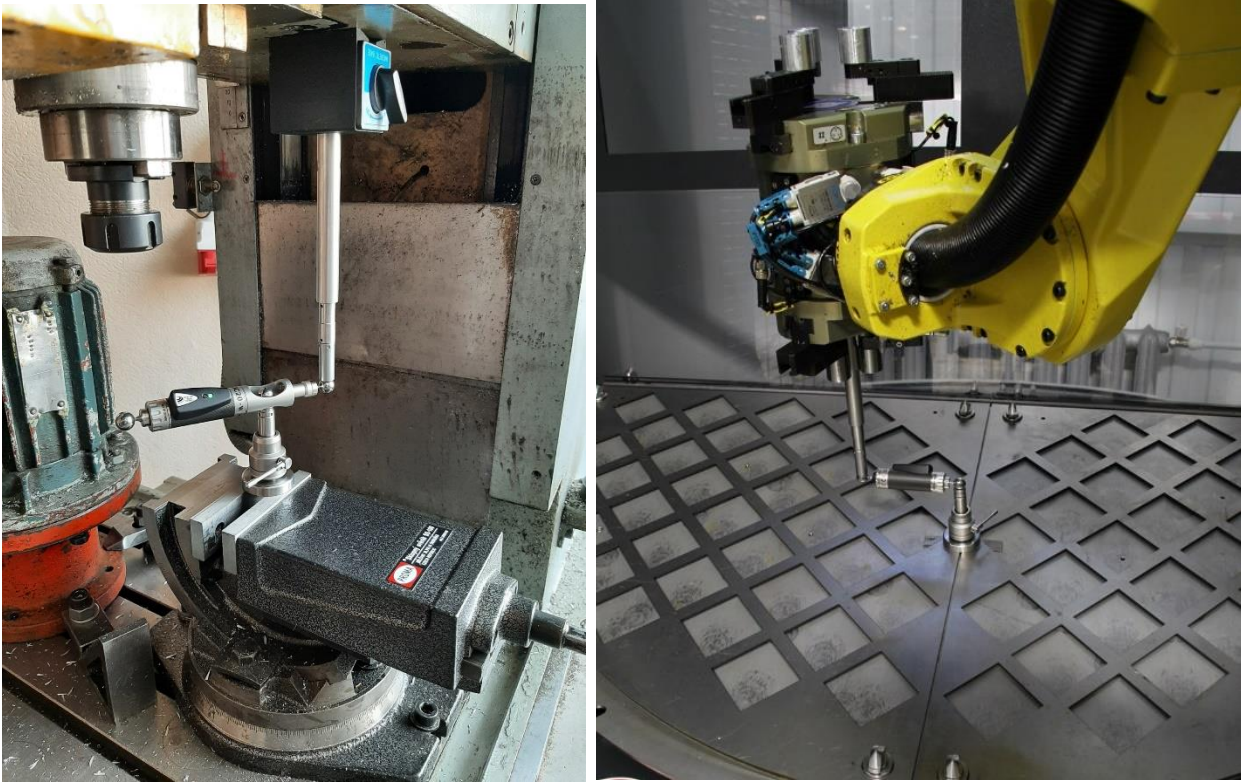


Рисунок 3.1 – Фотографии процесса определения точности круговых перемещений станка (слева) и робота-манипулятора (справа)

Ряд исследователей предлагали нестандартные конструкции или способы применения телескопического датчика, реализуя особенные приемы диагностики и конструктивные особенности, в том числе статически нагруженные круговые перемещения [80, 87, 88, 104]. Существует специальное программное обеспечение Ballbar trace для испытаний в условиях переменного расстояния между магнитными опорами необходимо представить не в виде круглограммы, а в виде осциллограммы, однако считывание при этом режиме происходит с меньшей частотой, поэтому в данной работе применяются стандартные протоколы испытаний, соответствующие ГОСТ ISO 230-4-2015.

Для применения измерительных приборов типа ballbar не допускается СОЖ и стружка, поэтому зона обработки и зона измерений не могут совпадать или находиться поблизости из-за принципа выполнения измерений. Поэтому предлагается производить испытания не во время фрезерования, но под воздействием аналогичной силы, вынуждающей колебания несущей системы исследуемого станка.

Для повышения достоверности измерений погрешностей перемещений узлов станка и получения динамической характеристики станка к несущей системе станка осуществляют на входе гармоническое возбуждение регулируемой центробежной силой и замеряют отклик системы на выходе. Телескопический датчик со сферическими магнитными наконечниками может измерить величину отклонений от номинальной круговой траектории при широком диапазоне скоростей подач, сечений среза, частот вращения шпинделя или источника вынужденных колебаний.

3.1 Структура установки и алгоритм диагностирования

При создании инновационных и производительных станков необходимо не только улучшить структурные (жесткость, пространство обработки и т.п.) и функциональные возможности (функции формообразования, управления, контроля и т.п.), основанные на новых принципах проектирования станка, но и разработать новые подходы в области контроля точности оборудования. При работе станков возникает широкий спектр колебаний, природа которых имеет как стационарный, так и позиционно-зависимый характер. Защищаемый метод может применяться для оценки ограничений точности, виброустойчивости и производительности, обеспечиваемых при реализации технологического процесса упругой системой станка.

Для создания с помощью вышеописанного нагрузочного устройства эквивалентной нагрузки первоначально определяется необходимая для испытания величина силы резания, затем рассчитывается неуравновешенная масса и эксцентриситет груза для частоты вращения, соответствующей частоте входа зубьев фрезы в заготовку. Затем на стол станка 4 монтируется вибровозбудитель 5, телескопический датчик 3 со сферическими наконечниками 1 закрепляют в специальных подпятниках 2, один из которых устанавливают на столе станка, а другой на его шпиндельной бабке, так, чтобы они могли перемещаться

относительно стола по круговой траектории. Затем с помощью частотного преобразователя 7 задается требуемая частота вращения несбалансированного ротора, необходимая для физического моделирования внешней нагрузки от фрезы, и производится измерение по ГОСТ ISO 230-4–2015. Далее, при необходимости, изменяют зону испытания или положение оси электродвигателя вибровозбудителя путем смещения или наклона и повторяют измерение. На рисунке 3.2 представлена предлагаемая схема установки для создания и измерения амплитуды вынужденных колебаний, имитирующих процесс фрезерования, приложение А [40].

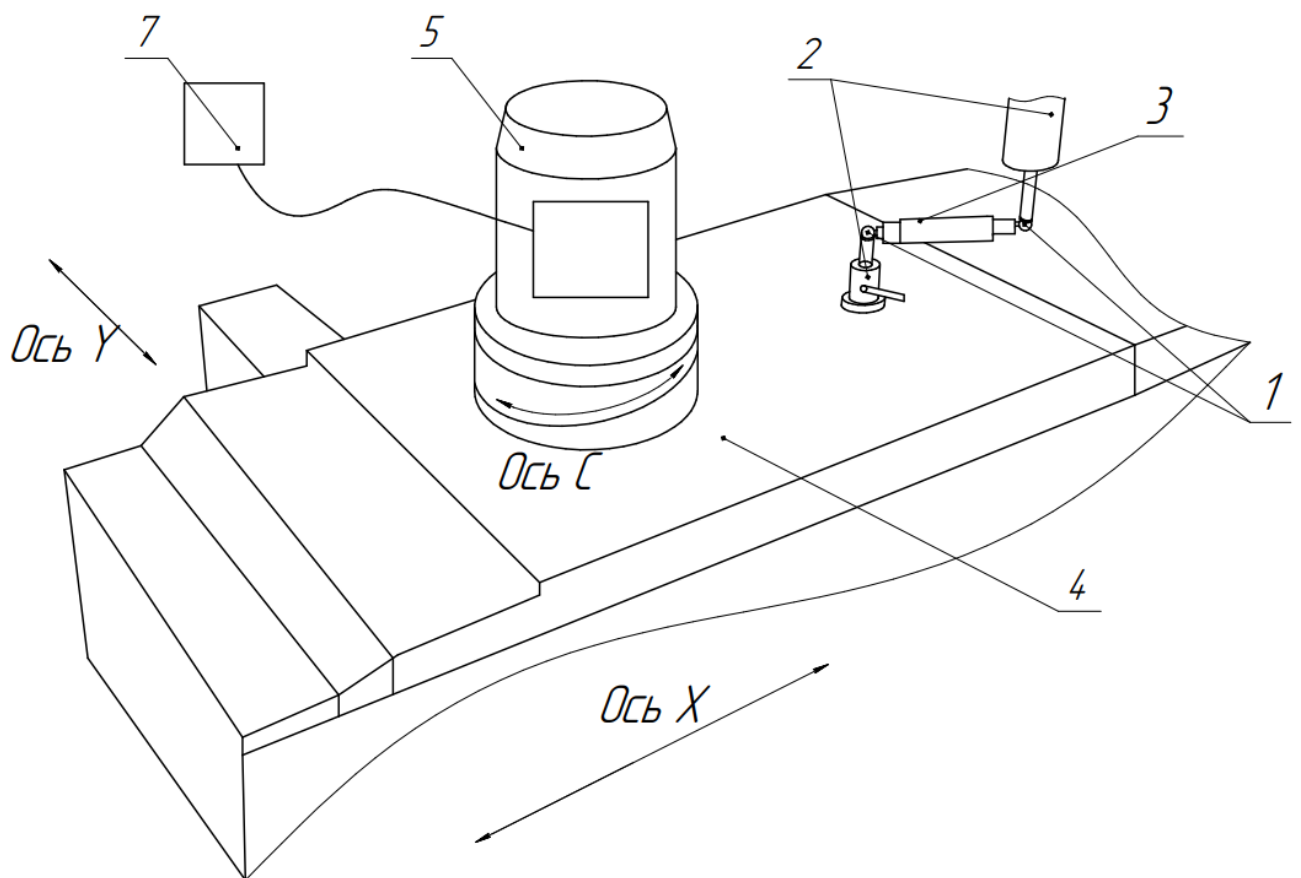


Рисунок 3.2 Схема для измерения амплитуды вынужденных колебаний с помощью телескопического датчика

Измерительный сигнал от датчика, пропорциональный изменениям расстояния R между двумя центрами сферы шарниров, отображается в виде круглограммы [7]. Измерение размаха относительных перемещений стола и шпиндельной бабки виброперемещений в нормальном к траектории направлении при круговом перемещении с приложением эквивалентной или модулированной

нагрузки позволяет с наибольшей достоверностью определить распределение достижимой точности обработки в плоскости измерения и обеспечить наивысшую точность прогноза ресурса оборудования. Направление измерения радиально относительно траектории движения и непрерывно изменяется вместе с круговым перемещением подвижного узла. Размах перемещения на разных участках можно наблюдать визуально на графике по окончании измерения. Из полученных данных выделяют участки рабочей зоны с допустимой и недостаточной точностью под действием внешних сил по диагностическому признаку размаха виброперемещений. Как показано в главе 2, чем больше значение размаха, тем больше износ в передачах. Критичность последствий износа ШВП зависит от условий технологического процесса и требований, предъявляемых к оборудованию.

Преимуществом измерений динамической характеристики станка при приложении нагрузки является получение более полной и достоверной информации о состоянии узлов станка и точности их согласованных перемещений в условиях, имитирующих реальный процесс резания. На рисунке 3.3 наблюдается неравномерность динамической податливости упругой системы станка и значительное увеличение амплитуды колебаний при выполнении теста с использованием вибровозбудителя (справа) по сравнению с испытаниями на холостом ходу. Амплитуда колебаний в ходе перемещений различна, следовательно, и динамическая податливость в разных позициях и направлениях неодинакова в условиях динамического нагружения. Размах колебаний при внешнем силовом воздействии изменяется от 2 мкм, что характерно и для холостых перемещений, вплоть до 22 мкм, которое приводит к значительному снижению точности обработки на некоторых участках обрабатываемых поверхностей, а также увеличению высоты микронеровностей. Путем пересчета можно получить полярную диаграмму жесткости в определенной точке станка [69].

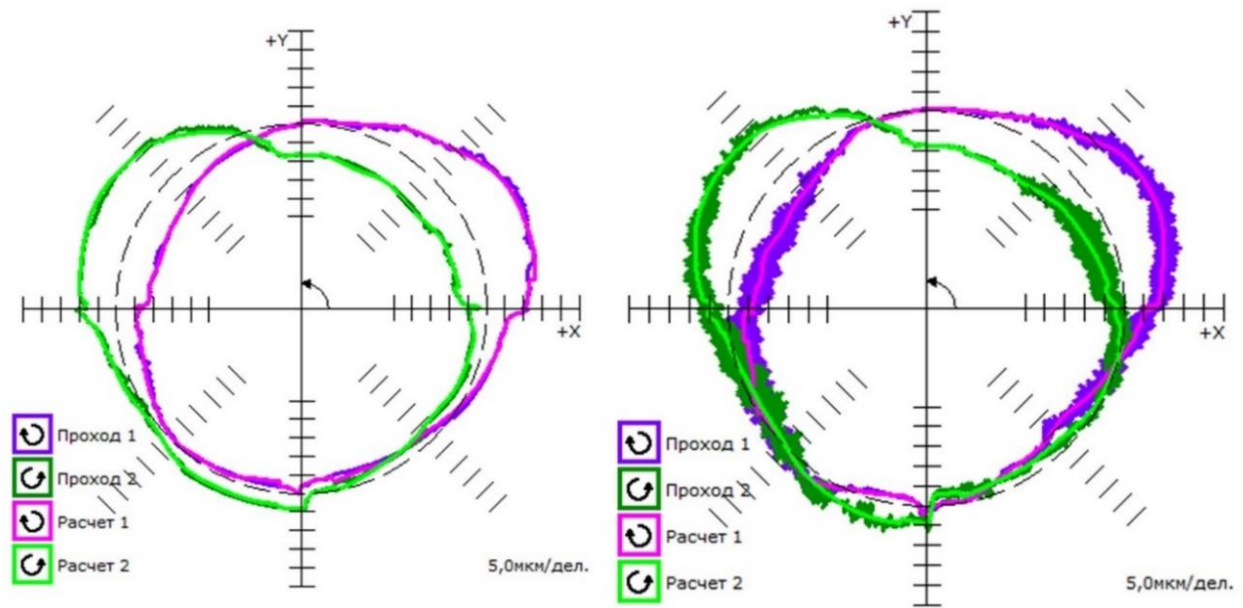


Рисунок 3.3 – Круглограммы испытаний в одной зоне на холостом ходу (слева) и с силовой имитацией процесса резания (справа)

Теоретически возможно проводить измерения не только с изменением скорости подачи и модуля силового воздействия, но также в плоскостях, наклоненных относительно плоскости колебаний как показано в работе [87]. При этом в случае непрямого измерения амплитуды виброперемещений при помощи прибора ballbar довольно сложно разложить общую погрешность на отдельные составляющие, поэтому проведение такого рода обследований представляет смысл преимущественно для пяти координатных станков, наклонно-поворотные столы которых можно позиционировать в разных точках.

С целью повышения достоверности испытание проводится многократно в каждой зоне измерения (а-е). На рисунке 3.4 приведены положения зон измерения «а-е» при виде сверху на стол станка. На рисунке наблюдается значительное увеличение амплитуды колебаний в радиальном направлении в зонах измерения «а» и «б» вплоть до 40 мкм, которое приводит к снижению точности обработки на краю рабочей зоны станка. Причиной данной аномалии является локальная неустойчивость салазок фрезерного станка в крайнем положении. В большей части рабочей зоны амплитуда колебаний не превышает 5 мкм [6].

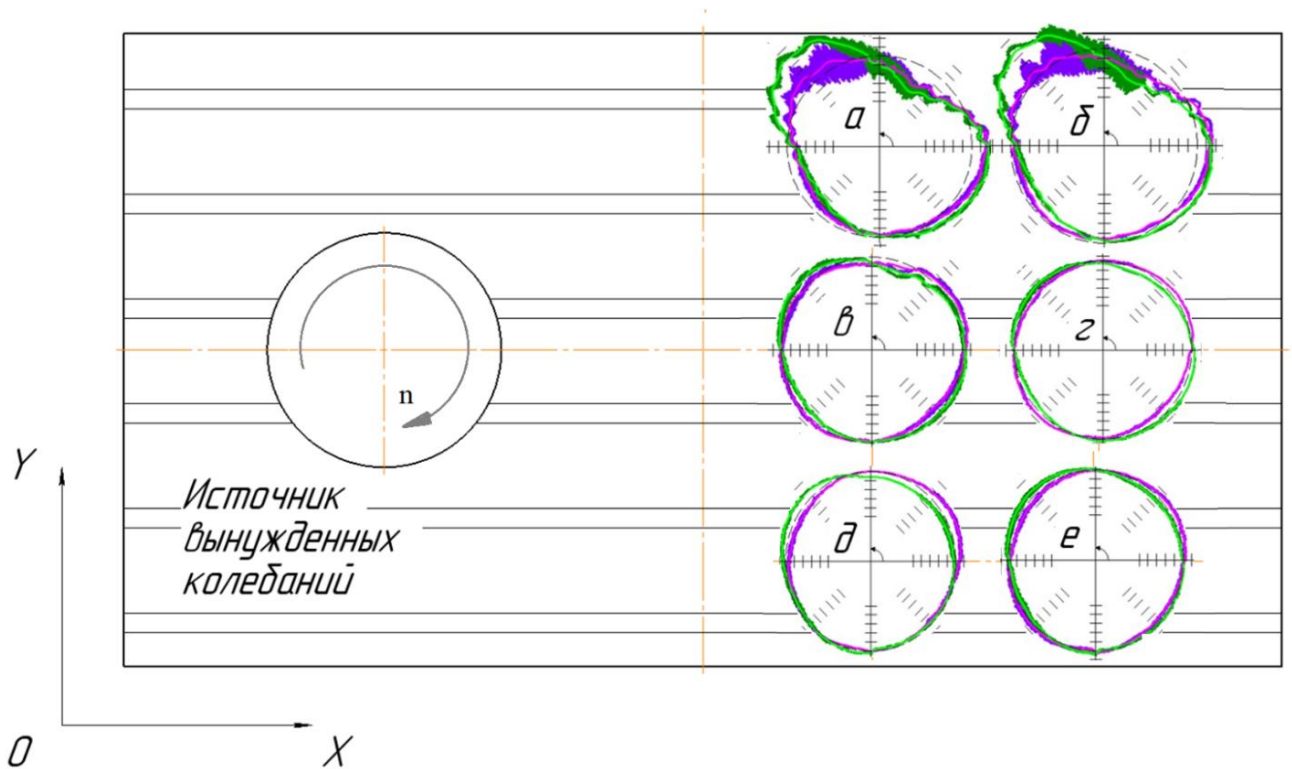


Рисунок 3.4 – Картирование точности круговых перемещений под нагрузкой: расположение зон измерения и вибровозбудителя при исследовании податливости стола станка (результаты измерений изображены схематически)

В отличие от известных способов диагностирования под действием импульсной или статической нагрузки [69] либо с применением обычного картирования [101] предложенный метод испытаний повышает информационную эффективность оценки динамических характеристик станка. При незначительном увеличении времени на проведение диагностирования специалисты сервисной службы могут получить информацию о состоянии шарико-винтовых передач и направляющих качения и влиянии износа на виброустойчивость при нагружении упругой системы силой определенного значения. Время испытания одного станка, как правило, не превышает 4 часов.

Результат результатов испытаний на точность круговых перемещений под нагрузкой представлен на рисунке 3.5. В результате испытаний на холостом ходу зона «в» определяется как достаточно устойчивая, но при приложении внешней нагрузки видно, что как точность выполнения кругового перемещения, так и виброустойчивость в этой зоне гораздо ниже, чем в зонах «г» или «д».

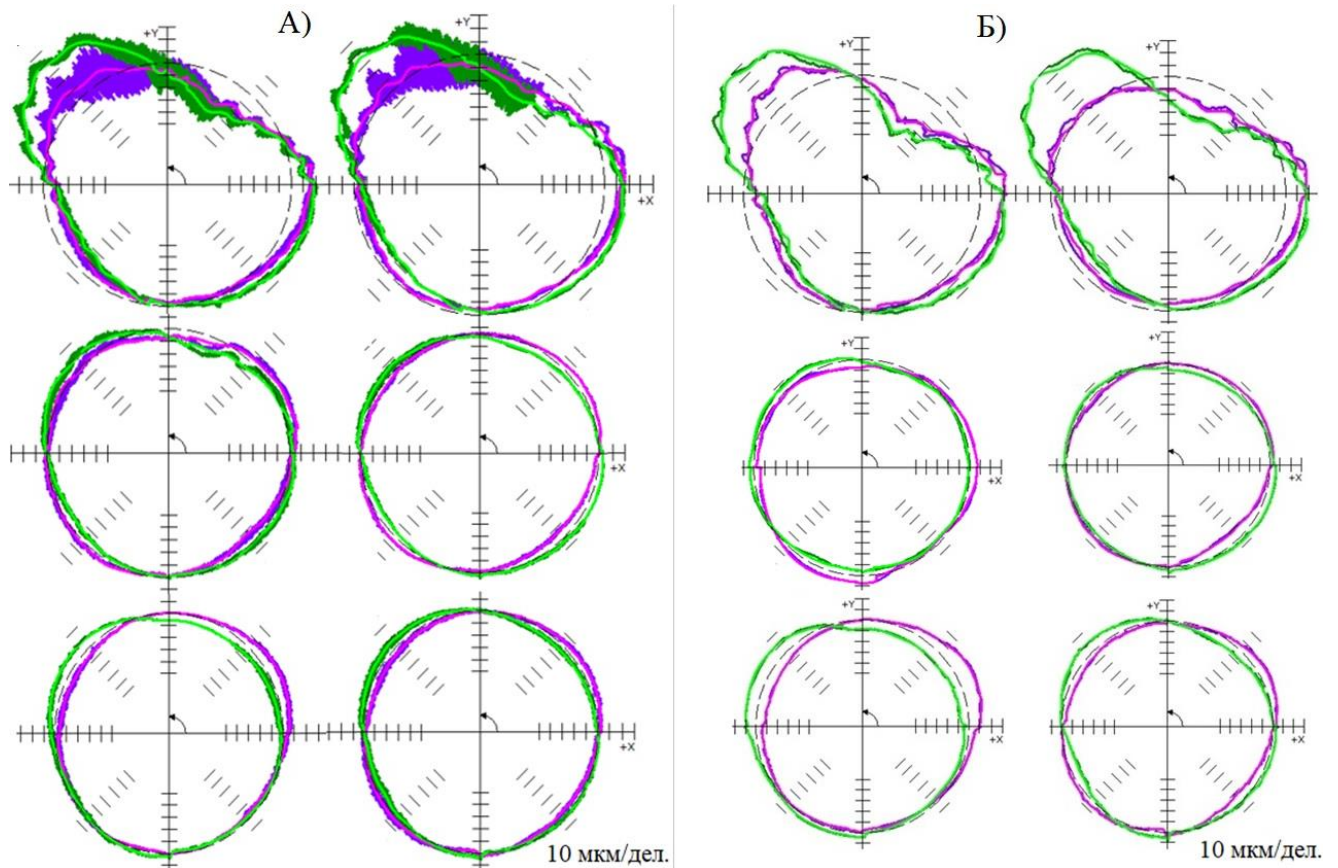


Рисунок 3.5 – Сравнение результатов испытаний на точность круговых перемещений: а – под вибрационной нагрузкой; б – без нагрузки

Необходимый алгоритм действий для оперативной диагностики точности круговых перемещений фрезерного станка с ЧПУ под нагрузкой состоит из пяти этапов приведен на рисунке 3.6.

На первом этапе происходит сбор исходных данных об исследуемом оборудовании, технологических процессах в которых он задействован, а также тип испытания этого оборудования: производится впервые или повторно. В случае повторного проведения возможно использование данных о режимах предыдущих испытаний и построение тренда изменений динамических параметров. Если с момента предыдущих испытаний не произошло значительных изменений в технологическом процессе и эксплуатации машины, то рекомендуется проводить последующие испытания с теми же режимами, соответственно переходя к этапу 3.



Рисунок 3.6 – Алгоритм определения точности и виброустойчивости круговых перемещений фрезерных станков

В ходе второго этапа вся имеющаяся информация используется для определения параметров испытаний. Габариты рабочей зоны и пределы рабочих перемещений для угловых и линейных перемещений в значительной мере определяют номенклатуру обрабатываемых деталей, применяемые методы формообразования. Вибровозбудитель может быть смонтирован как на столе станка, так и на шпиндельном узле, как на подвижном узле, так и на неподвижных или зафиксированных узлах. Тип и компоновка металлорежущего станка влияют

на положение вибровозбудителя в процессе испытаний, плоскость вращения эксцентрика, а также количество требуемых зон измерений i .

От габаритов рабочей зоны и параметров прибора зависит максимальный размер диагностируемой круговой траектории R , и, соответственно, требуемое количество зон измерения для того, чтобы охватить одним замером максимальную часть рабочего пространства. Следует понимать, что критерии определения оптимального радиуса траектории для разного технологического оборудования могут значительно отличаться. С уменьшением исследуемого радиуса повышается полнота данных о динамических свойствах станка, но потребуются большее количество переустановок, так как измерением охватывается меньшая зона, фиксируется меньшее количество погрешностей положения, вызванных геометрическими неточностями изготовления и сборки станка.

Для более подробного изучения погрешностей положения и геометрических неточностей изготовления и сборки крупногабаритных станков целесообразно применять наибольшие возможные радиусы круговых траекторий для конкретной модели датчика. Ввиду большей относительной скорости перемещения в тестах с малыми радиусами фиксируется большее количество погрешностей динамики станка с ЧПУ, связанных с системой управления, динамическим рассогласованием привода, процессом выборки люфта при реверсе привода и другими факторами. Применяемый в данной работе прибор Renishaw Ballbar QC20-W способен производить тесты с калиброванным датчиком при радиусе 50, 100, 150 и 300 мм соответственно. При необходимости охватить максимальную зону за один тест можно выполняя диагностирование радиусом 600 мм, однако, показания радиальных отклонений в некалиброванном тесте необходимо воспринимать как относительные.

Имея достоверные сведения о номенклатуре производимых деталей, можно сделать предположение о локализации износа узлов оборудования и, вместе с тем, определить зоны, в которых определение точности представляет наибольший интерес для предприятия, эксплуатирующего оборудование. Анализ обрабатываемых поверхностей включает в себя определение распределение

обрабатываемых поверхностей по типу, размеру, шероховатости поверхности. Этот шаг позволяет определить, насколько полученные результаты измерения можно экстраполировать на качество изделий, но необходимо различать точность и шероховатость на черновых и чистовых проходах. Диагностирование с физической имитацией сил резания позволяет получить наибольшее количество информации о погрешностях состояния, которые связаны с вибрацией в процессе резания, включая черновые и чистовые режимы, а также режимы мгновенных перегрузок, например, при обработке в углах, где резко увеличивается центральный угол обработки и вместе с тем сила резания.

Поскольку в процессе фрезерования ключевые составляющие вибрации связаны с оборотной и зубцовой частотой, то для создания эквивалентной нагрузки предельно важно определить имитируемые режимы фрезерования. Величина режимов резания зависит от множества факторов, но достаточно проанализировать некоторые ключевые: типичный обрабатываемый материал, применяемый инструмент: форма и геометрия режущей части, число зубьев. Понимая диапазоны и распределения описанных параметров, анализируя имеющиеся управляющие программы можно установить скорость контурной подачи, которая также будет применяться для расчета скорости перемещения по круговой траектории S . При перемещениях по окружности каждый из двух задействованных приводов в разные моменты времени имеет разную скорость, изменяющуюся от 0 до $\pm S$.

Модальная скорость резания и частота вращения шпинделя вместе с информацией о применяемом числе зубьев инструмента позволяют определить оборотную и зубцовую частоту. Для предлагаемого метода испытаний частота вынужденных колебаний и частота вращения статически неуравновешенного ротора вибровозбудителя f совпадают с зубцовой частотой. Расчет зубцовой частоты предстоящих измерений определяется частотой входа зубьев в заготовку при выполнении пробного прохода по формуле:

$$f = \frac{z \cdot n}{60} \quad (3.1)$$

где f – расчетная частота, Гц; z – число зубьев фрезы; n – число оборотов инструмента в минуту, 1/мин.

Анализ методик расчета силы резания, приведенный в главе 1, приводит к тому, что для определения тангенциальной составляющей силы резания любого вида лезвийной обработки нужны значения удельной силу резания и сечения среза, [97]:

$$F = b \times h \times K_c \times K_f \quad (3.2)$$

где b — ширина срезаемого слоя; h — высота срезаемого слоя; K_c — удельная сила резания; K_f — поправочный коэффициент, необходимый для учета возможных перегрузок.

Значения удельной силы и показателя степени приведены для групп обрабатываемых материалов в справочных литературе и материалах фирм, изготавливающих инструмент и заготовки, а также в таблице 1.2. Расчет массы и эксцентриситета груза может производиться по формуле 2.1. Выбор массы эксцентрично устанавливаемого груза обусловлен равенством тангенциальной составляющей сил резания и центробежных сил, и, как следствие, возникновением колебаний с амплитудой равной амплитуде в процессе фрезерования.

Масса рассчитывается по формуле

$$m = \frac{F_{\tau}}{4 \cdot e \cdot \pi^2 \cdot f^2} \quad (3.3)$$

После определения необходимых режимов испытаний необходимо закрепить груз на диске вибровозбудителя с требуемым эксцентриситетом и написать требуемые управляющие программы для станка с учетом используемой системы ЧПУ.

На третьем этапе производится монтаж на станке вибровозбудителя, магнитных опор, телескопического датчика и производится экспериментальное определение точности круговых перемещений с имитацией рабочей нагрузки при одновременном приложении к подвижному или неподвижному узлу вибрационной нагрузки эквивалентной по модулю силе резания. Остальные действия - согласно ГОСТ ISO 230-4–2015. Далее, при необходимости, изменяют положение оси

электродвигателя относительно вертикали, путем смещения или наклона и повторяют измерение.

На этапе 4 осуществляется анализ массива круглограмм, полученных в ходе измерения. Поскольку данный метод диагностирования охватывает не только погрешности позиции и движения, но и динамические погрешности состояния упругой системы станка, то объем информации для последующего анализа и прогноза существенно выше. На основании полученных данных выделяют участки рабочей зоны с допустимой и избыточной динамической податливостью Δ под действием внешних сил, а также определяют технические возможности конкретной единицы оборудования по достижению допуска δ в настоящий момент с учетом её износа.

Заключительный этап включает в себя формирование рекомендаций по эксплуатации оборудования, построение тренда изменения состояния станка и прогнозирование остаточного ресурса оборудования, в том числе с разбивкой по элементам.

Можно отметить высокую повторяемость средних значений в экспериментах под нагрузкой и на холостом ходу, поэтому допускается проводить указанные испытания вместо стандартных холостом ходу. Применение вышеописанного метода испытаний под нагрузкой дает возможность решить следующие задачи: повысить информационную эффективность оценки динамических характеристик станка за счет изменения диагностического параметра в ходе испытаний на точность круговых траекторий, а также получить дополнительные сведения о характеристиках станка, определение которых невозможно в ходе стандартных испытаний. Это позволяет заметно повысить достоверность технического диагностирования металлорежущих станков с ЧПУ и иных технологических машин.

Получаемая картина фактической точности станка под нагрузкой позволяет:

— определить распределение в рабочем пространстве станка запаса виброустойчивости и точности перемещений стола станка в процессе,

имитирующей обработке, а также использовать эту информацию при определении технологических возможностей оборудования;

— определять эффект от применения корректирующих воздействий для систем ЧПУ металлорежущих станков и иного технологического оборудования.

3.2. Адекватность представленного метода

При измерении вибрации на невращающихся частях машины для оценки вибрационного состояния обычно используют среднеквадратичное значение скорости, зачастую сочетая это с измерениями среднеквадратичных значений ускорения и перемещения [25]. Если вибрация носит преимущественно гармонический характер, то могут быть также измерены пиковое значение или размах перемещения. В данной работе диагностическим признаком является размах виброперемещений.

В случаях с силовым фрезерованием вынужденные частоты редко превышают 200 Гц. Для зубцовой частоты свыше 1000 Гц необходимо применять иной телескопический датчик, пьезоэлектрический виброанализатор которого способен проводить измерения на таких частотах. Это ограничение возникает только для имитации высокоскоростной фрезерной обработки алюминиевых сплавов многозубым режущим инструментом, однако этот тип обработки характеризуется высокой устойчивостью даже на станках со значительным износом. При необходимости сила резания может быть представлена имитирующей нагрузкой с меньшей частотой и равным по модулю расчетным силовым воздействием. Отсутствие постоянной силовой составляющей в ходе теста связано с программно-математическим обеспечением применяемого прибора.

Согласно ГОСТ Р ИСО 13373-3-2016 предлагаемая методика подразумевает возбуждение колебаний и измерение длинных временных реализаций представленных в виде полярных диаграмм радиальных смещений, и

последующий анализ тренда на основе периодических измерений, но не включает в себя анализ фазовых отношений и определение формы колебаний в рабочем режиме машины. Длительные записи показаний датчика формируют круглограмму с интегральной динамической характеристикой упругой системы станка, описывающей распределение погрешностей в плоскости измерения. Данные результаты используют как для выявления быстротекущих событий, так и для последующего детального анализа.

Сравнение результатов измерения проводилось многократно на различном оборудовании с различными материалами и условиями фрезерования. На фрезерном станке производилась обработка заготовки из стали 45 четырехзубой концевой фрезой из быстрорежущей стали $\varnothing 12$ мм. Контурное фрезерование производилось по круговой траектории диаметром 100 мм с глубиной фрезерования 6 мм. Ширина фрезерования на разных проходах изменялась в диапазоне от 0,3 до 1,5 мм, рисунок 3.7.

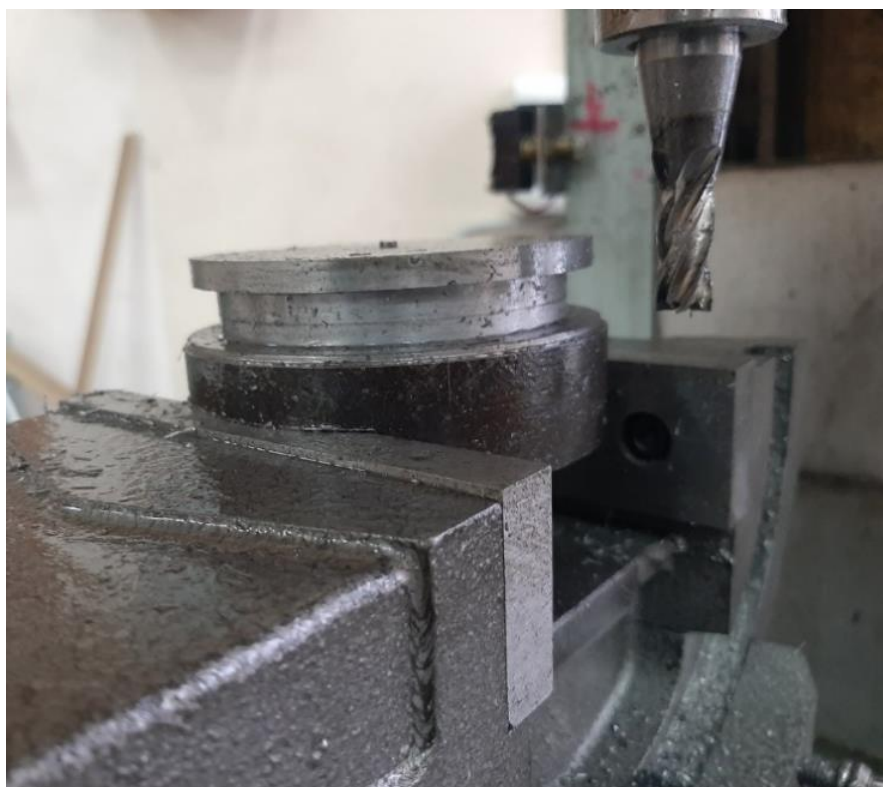


Рисунок 3.7 – Фреза и заготовка перед началом обработки

Радиус траектории, скорость подачи, высота наладки и расположение зоны в ходе резания и измерения совпадало и равнялось 50 мм и 200 мм/мин и 100 мм

соответственно. При такой обработке ограничением становился средний размах колебаний вдоль оси X, как наиболее легкого и наименее инерционного линейного привода. В середине рабочего пространства размах колебаний при величине подачи 200 мм/мин составил 32-35 мкм. Наличие таких колебаний вызывало сильный шум, а также снижало размерную точность и шероховатость обработанной поверхности.

Определение предельно допустимого уровня вибрации производится рабочим отдельно для каждого определенного перехода с учетом влияния величины колебаний на стабильность процесса обработки, стойкость инструмента и соответствию параметров шероховатости поверхности требованиям чертежа. Определить эти параметры инструментально возможно, и в ряде случаев даже необходимо, но для этого необходима виброакустическая и другая контрольная аппаратура. На рисунке 3.8 показаны круглограммы, полученные с датчиков обратной связи станка в процессе силовой имитации процесса резания, непосредственного процесса фрезерования с описанными выше режимами и холостого прохода в одной области станка.

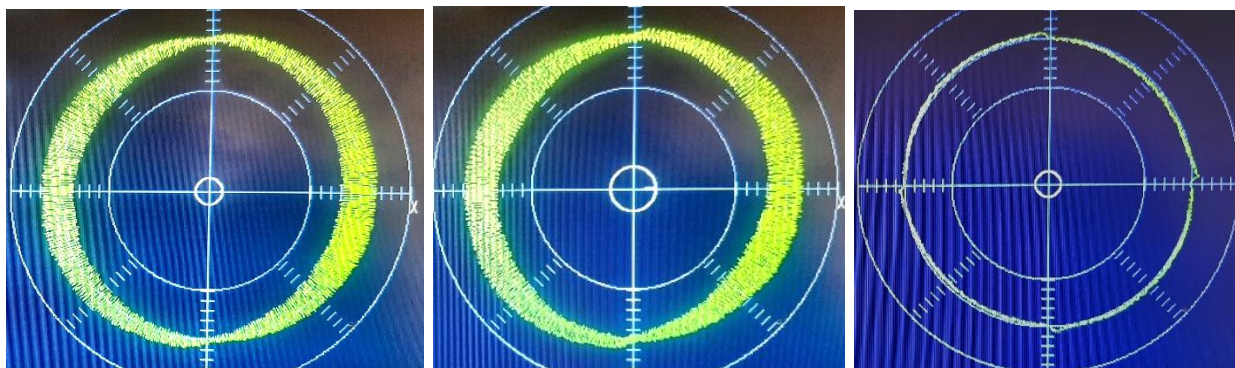
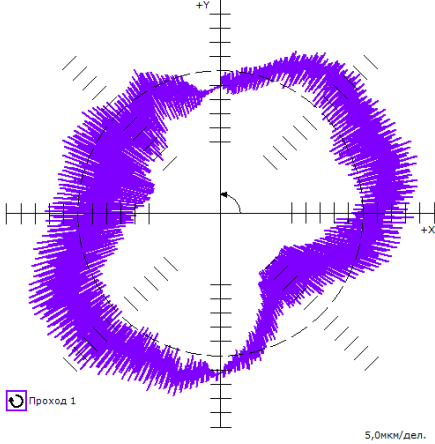

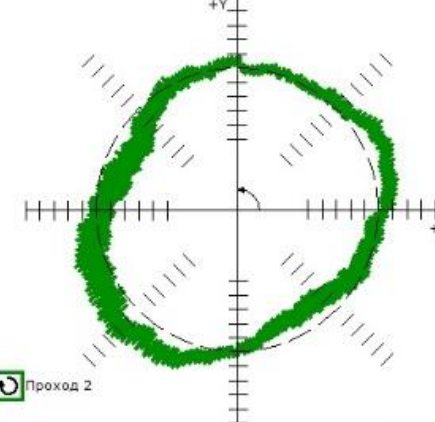

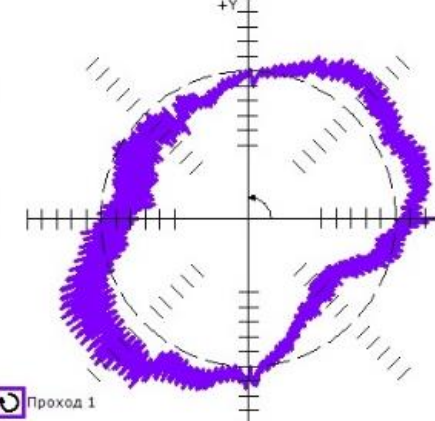



Рисунок 3.8 – Определение размаха виброперемещений по данным обратной связи в системе ЧПУ станка в виде полярной диаграммы: имитация с помощью вибровозбудителя (слева), реальный процесс резания (в центре), холостой проход (справа)

Измерение амплитуд колебаний в ходе фрезерования и в имитационном процессе выполнялось как датчиками обратной связи, так и прибором ballbar. Сравнение точности измерений с помощью встроенных систем обратной связи по линейной координате и с помощью внешнего измерительного датчика приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Сравнение результатов, полученных с помощью встроенных систем обратной связи по линейной координате и с помощью внешнего измерительного датчика

Номер эксперимента	Измерение согласно описанному методу с помощью телескопического датчика под действием имитационной нагрузки	Измерение с использованием встроенного калибратора в реальном процессе фрезерования
1		
2		
3		

Можно сделать вывод о достаточно полном соответствии размаха колебаний, о применимости указанного метода для оценки точности станка под нагрузкой и виброустойчивости его круговых перемещений. Форма кривой средних значений отличается ввиду различия в объеме погрешностей, охватываемых обратной связью, как описано в разделе 2.4. Режимы испытаний и обработки приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Режимы резания для представленных круглограмм

№ эксп-та	Частота вращения, об/мин	Глубина резания, мм	Ширина резания, мм	Подача на зуб, мм/зуб	Крутящий момент, Н·м	Сила, Н
1	500	6	1,5	0,5	7,56	1260
2	500	6	1	0,06	1,11	185
3	500	6	0,5	0,13	1,02	166

Прогноз и диагноз с данным методом определения погрешностей становятся более точными и адекватными реальной картине, что позволяет определять аномалии и искажения формы и повысить уровень управления техническим состоянием оборудования.

Предварительный натяг устраняет зазоры в передачах, а также обеспечивает предварительные контактные деформации элементов кинематических пар, и повышая жесткость и виброустойчивость системы. При использовании предварительного натяга снижается максимально допустимая нагрузка, повышаются требования к точности изготовления и сборки. Основные способы устранения имеющихся зазоров – механический и программный. Программный метод коррекции чаще применяется на передовых предприятиях в целях повышения текущей точности оборудования. Он может избавить от необходимости вносить искажения в управляющие программы. Правильно измеренный и внесенный в систему ЧПУ массив корректоров позволяет на станке с фактическим наличием зазоров обеспечить точность ненагруженного кругового перемещения. Технологическая сложность метода и необходимость в высокоточном

оборудовании приводят к тому, что на большинстве предприятий данные мероприятия не проводятся совсем.

При возникновении нагрузки в процессе резания, наличие зазоров в кинематических парах неизбежно приводит к возникновению вибрации и значительному ухудшению точности обработки, рисунок 3.9. Локальный износ крайне редко может быть успешно отремонтирован, что зачастую, при невозможности снизить требования к точности детали на критичном оборудовании, будет приводить к полной замене направляющих и позиционирующих элементов привода.

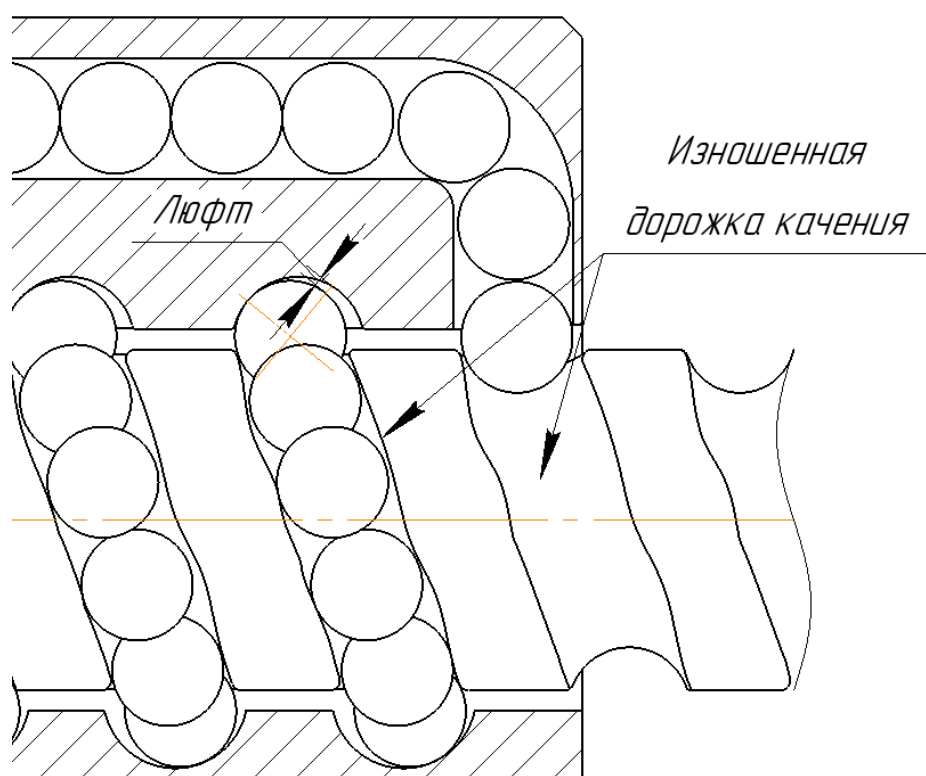


Рисунок 3.9 – Люфт и износ шариковинтовой передачи

На примере испытаний станков с изношенной шарико-винтовой передачей показана невозможность обеспечить с помощью программной коррекции виброустойчивость перемещений под нагрузкой.

3.3 Исследования модернизированного координатно-расточного станка модели 2431СФ10

Для контроля точности представленного станка были проведены подробные двухфакторные испытания для экспериментального определения зависимостей динамической податливости от подачи и модуля вынуждающего силового воздействия в интересующей зоне. Весь цикл измерения вместе с обработкой экспериментальных данных занял 2,5 часа.

В таблице 3.3 приведены 30 результатов измерений фрезерного станка по представленному методу при изменении значений контурной подачи и модуля силы, создающей имитирующие вынужденные колебания. Остальные параметры оставались неизменными. Можно наблюдать особенности упругой системы станка, такие как, большая зона нечувствительности датчика, скачкообразные перемещения в боковом люфте и рассогласование приводов. Из результатов видно, что вместе с увеличением центробежной силы увеличивается размах колебаний, рисунок 3.10.

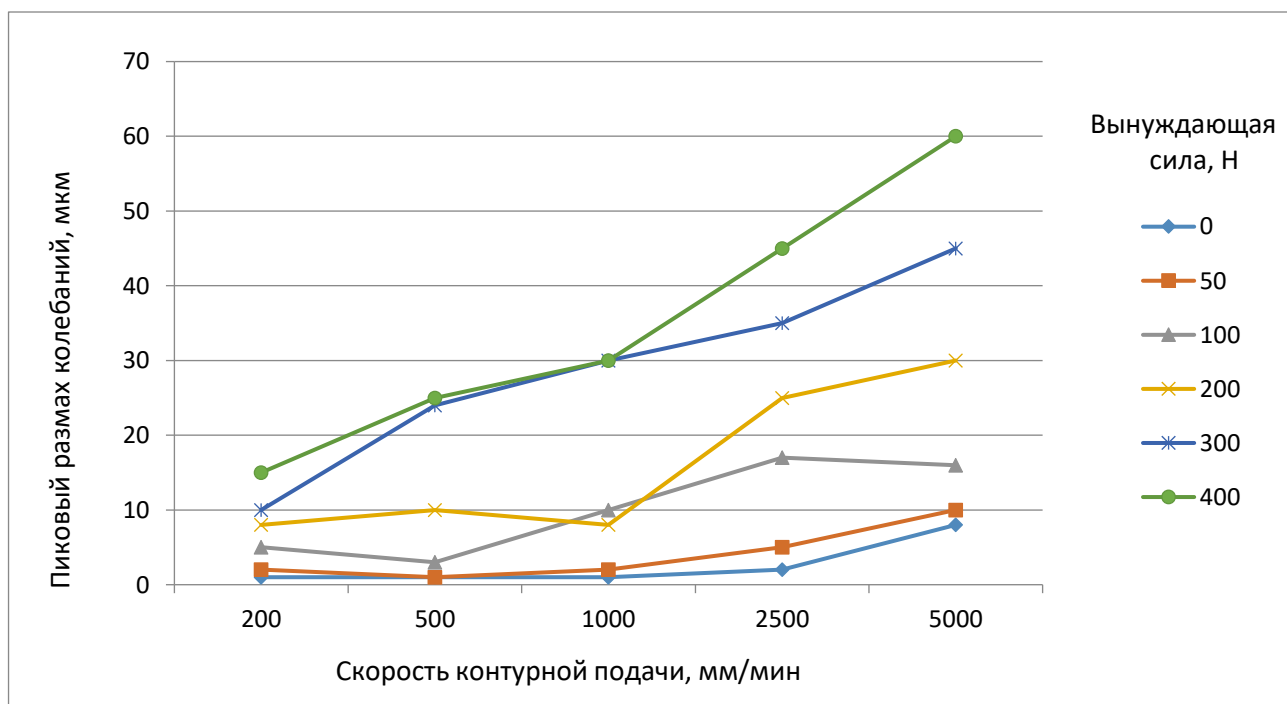
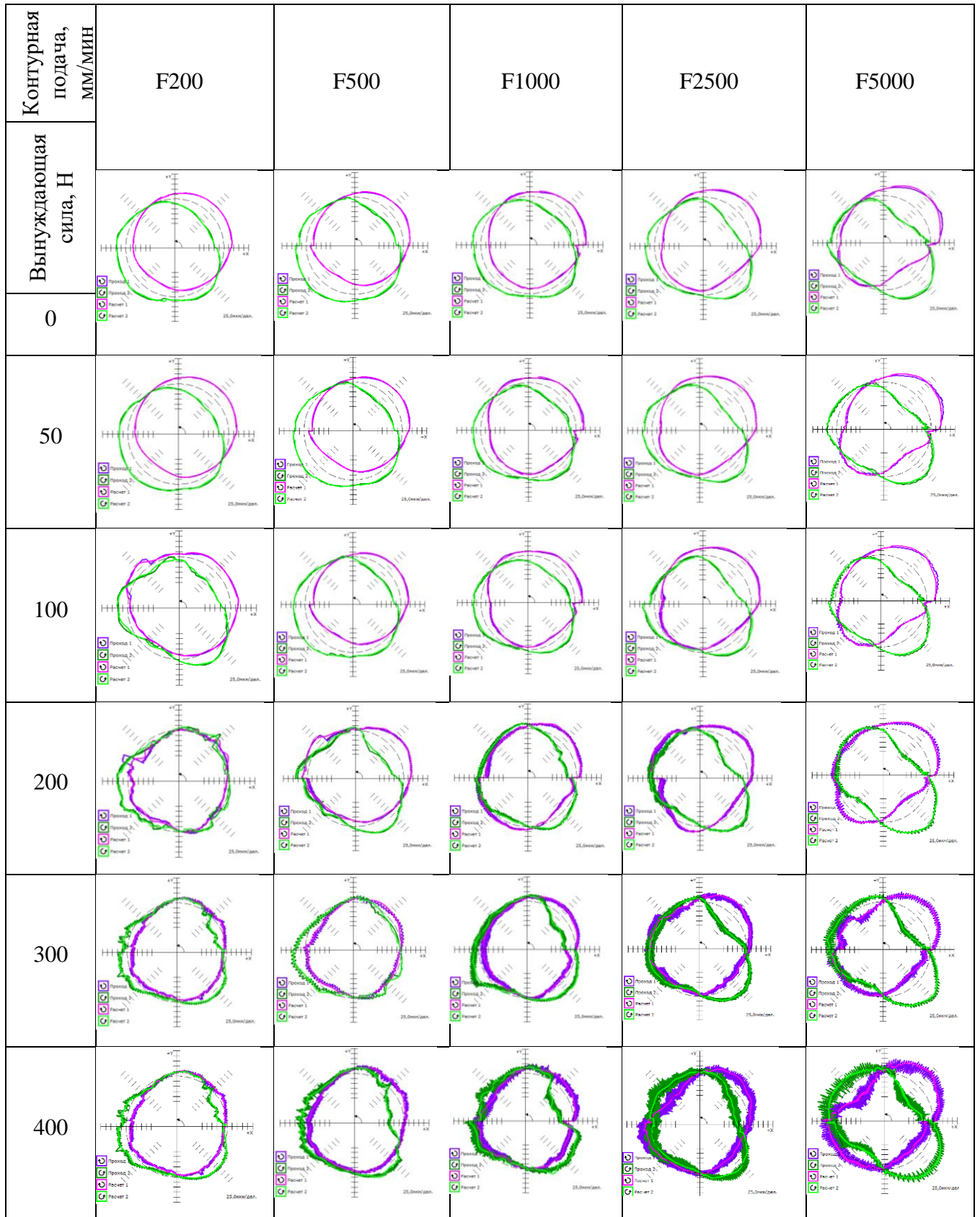


Рисунок 3.10 – График зависимости максимальной амплитуды вынужденных колебаний от скорости подачи по окружности

Таблица 3.3 – Изменение результата испытаний в зависимости от подачи и вынуждающей силы



При увеличении контурной подачи искажается средняя линия траектории, а также увеличивается размах колебаний, рисунок 3.11. Экспериментально установлено, что при движении на участке локального износа ШВП при всех значениях скорости контурной подачи и модуля силы возрастает максимальный размах колебаний.

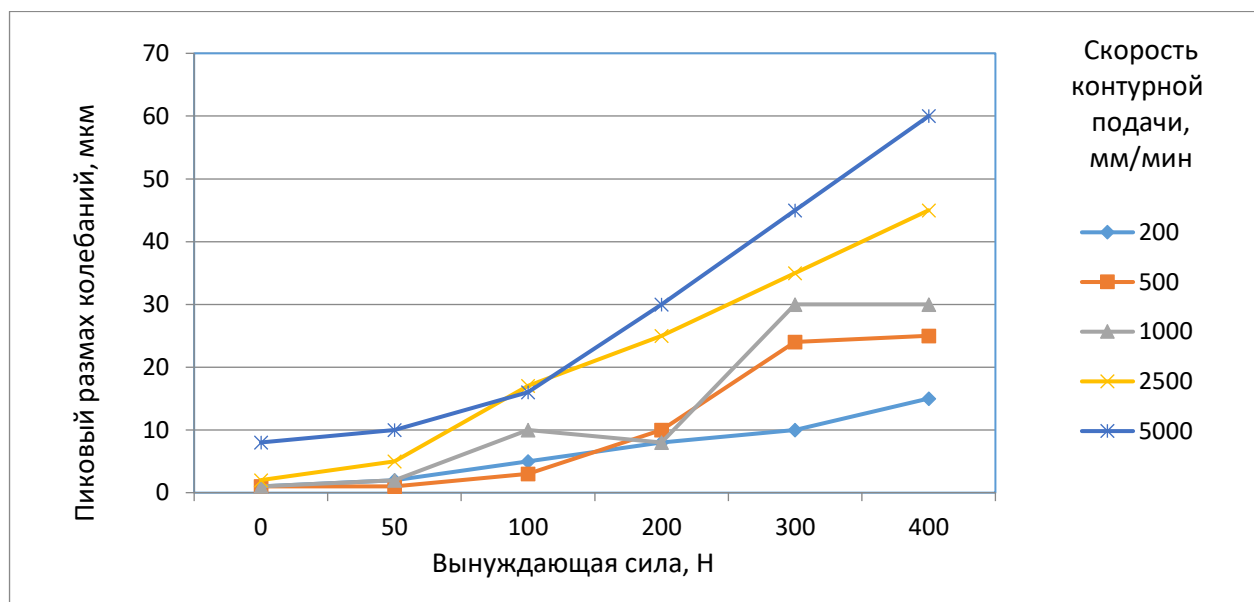


Рисунок 3.11 – График зависимости максимальной амплитуды вынужденных колебаний от модуля вынуждающей силы

Из представленных зависимостей очевидно, что в зависимости от режимов резания и обрабатываемого материала влияние несущей системы станка и элементов привода в общий вклад неточности обработки может отличаться на порядок. Полученные результаты использовались при корректировке управляющих программ для определения предельных сечений среза и оптимальных значений скорости подачи, позволяющих обеспечить достаточное качество поверхности и точность фрезерования.

Исследование рядом расположенных зон может представлять большой интерес не только для предприятий, владеющих металлорежущими станками с ЧПУ, но и для сотрудников предприятий-изготовителей станков, позволяя скорректировать запас устойчивости производимого оборудования и скорректировать математические модели цифровых двойников. Также данный тест позволяет оценить качество обратной связи в линейных приводах станка.

3.4 Исследование малогабаритных фрезерных обрабатывающих центров

Для контроля точности круговых перемещений малогабаритного фрезерного станка с ЧПУ модели КФП-250 были проведены подробные испытания для экспериментального определения зависимостей динамической податливости от модуля вынуждающего силового воздействия в середине стола. Фотография установки в процессе измерения запаса виброустойчивости малогабаритного станка приведена на рисунке 3.12.

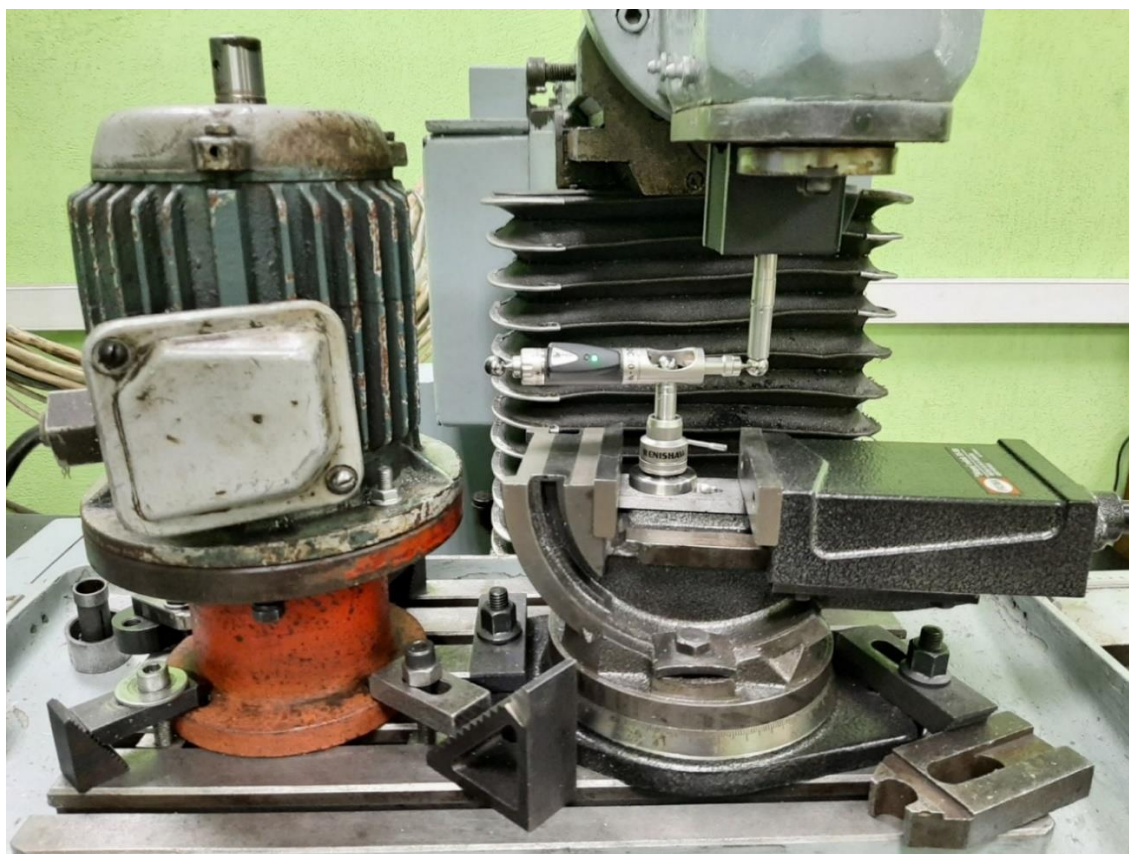


Рисунок 3.12 – Внешний вид процесса измерения

Результаты измерений в одной позиции приведены на рисунке 3.13 в виде круглограмм с ценой деления 10 мкм. На рисунке 3.13а приведены результаты испытаний по ГОСТ ISO 230-4 без применения силового инерционного возбуждения. На рисунках 3.13б - 3.13е приведены результаты измерений по предложенному методу, при этом вынуждающая сила равна соответственно: б - 100 Н, в - 200 Н, г - 300 Н, д - 400 Н, е - 500 Н.

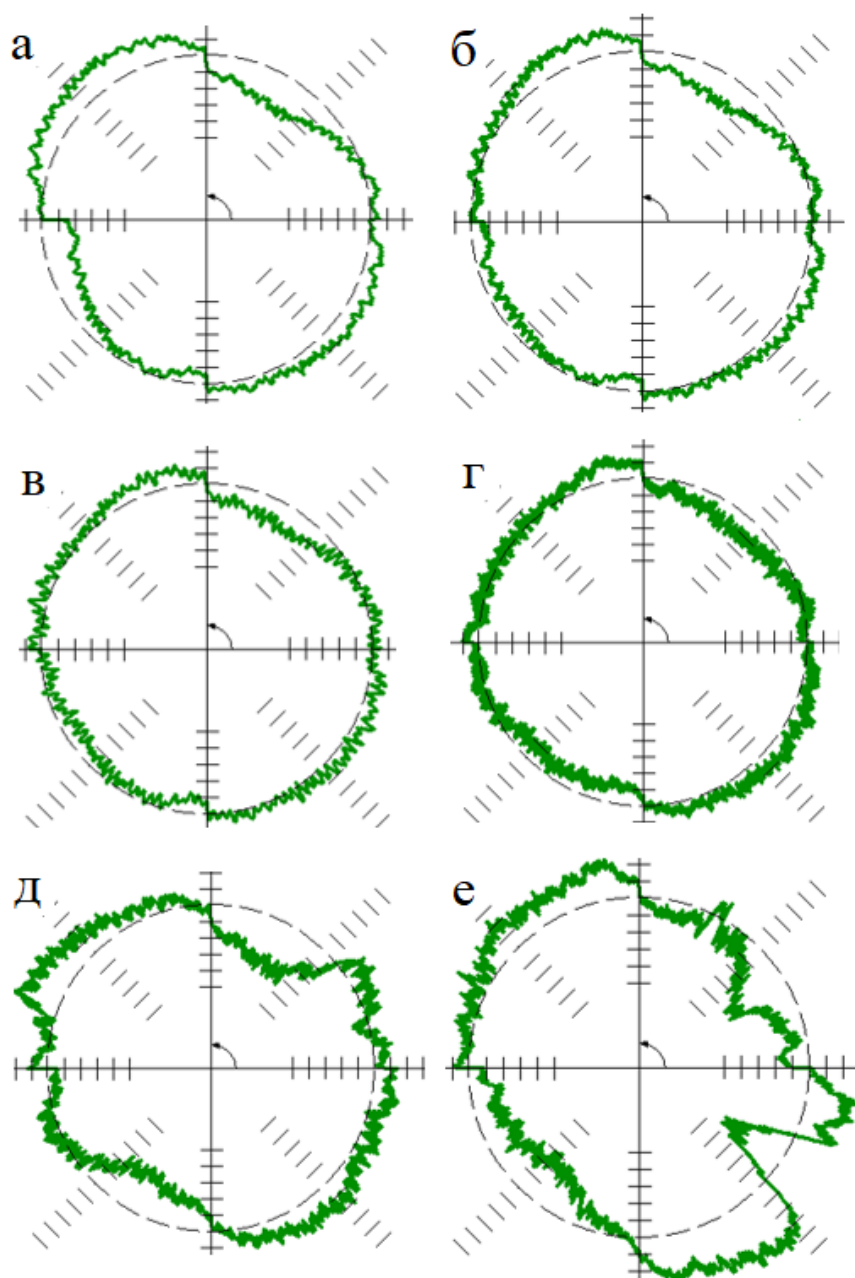


Рисунок 3.13 – Круглограммы перемещений станка с различными величинами силового инерционного воздействия

С увеличением вынуждающей силы увеличивается размах колебаний, приводящих на последних двух режимах испытаний к значительным искажениям траектории величинами 45 и 82 мкм, создающим аналогичные отклонения при обработке детали.

По результатам диагностирования данный станок целесообразно использовать для обработки со скоростью контурной подачи 400 мм/мин с тангенциальной составляющей силы резания не более 300Н.

3.5 Исследование современных фрезерных обрабатывающих центров

Для повышения виброустойчивости при круговых перемещениях современного среднегабаритного четырехкоординатного фрезерного станка Okuma MB-400VA с системой ЧПУ OSP-200M был проведен ряд тестов. Станок функционировал 12 лет в режиме 14-часовой загрузки при обработке разнообразных материалов. Весь процесс измерения и повторной настройки занял менее 2 часов, при этом потребовалось снять только заднюю бабку, рисунок 3.14.

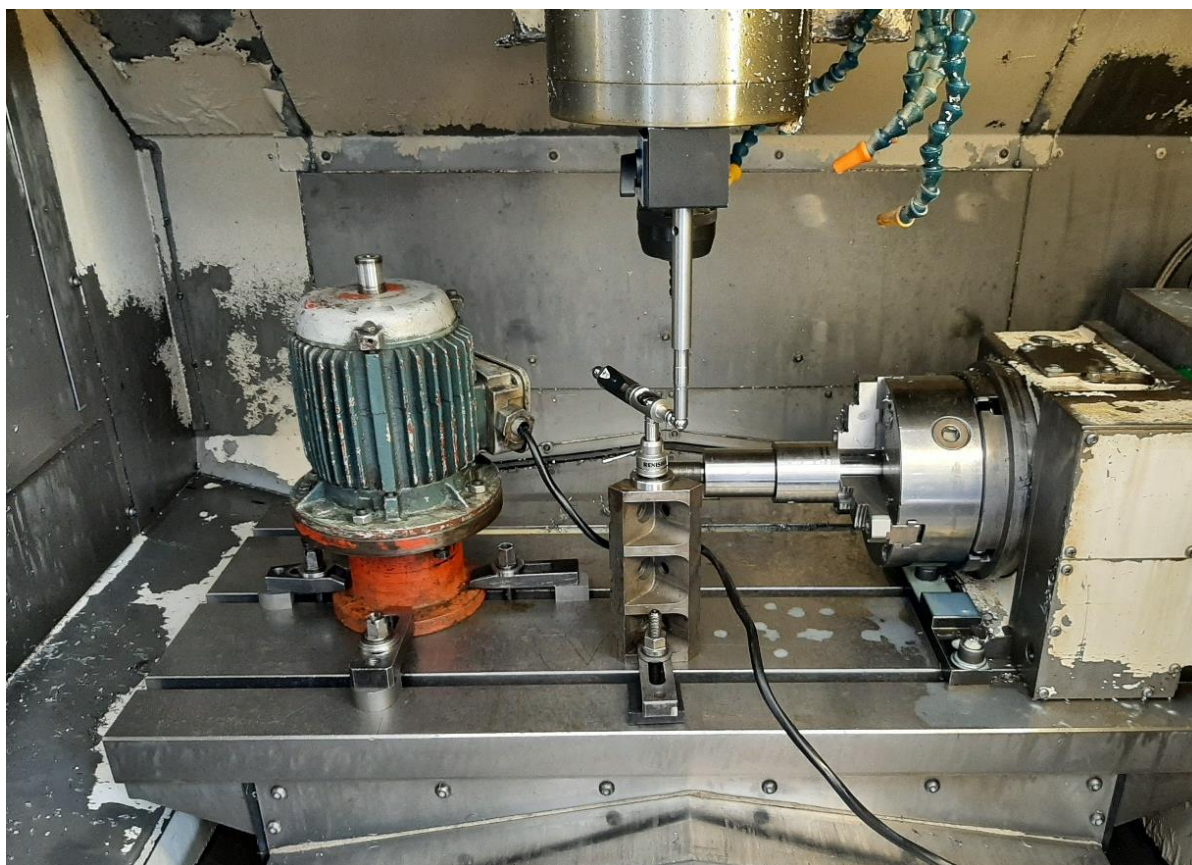


Рисунок 3.14 – Внешний вид станка Okuma MB-400VA в процессе испытания

На рисунке 3.15 приведены результаты испытаний станка максимально возможным радиусом с контурной подачей 1000мм/мин по ГОСТ ИСО 230-4-2015 и по предлагаемому методу. Цена деления на всех рисунках этого раздела 10 мкм/деление. Для всех элементов привода характерен большой локальный износ.

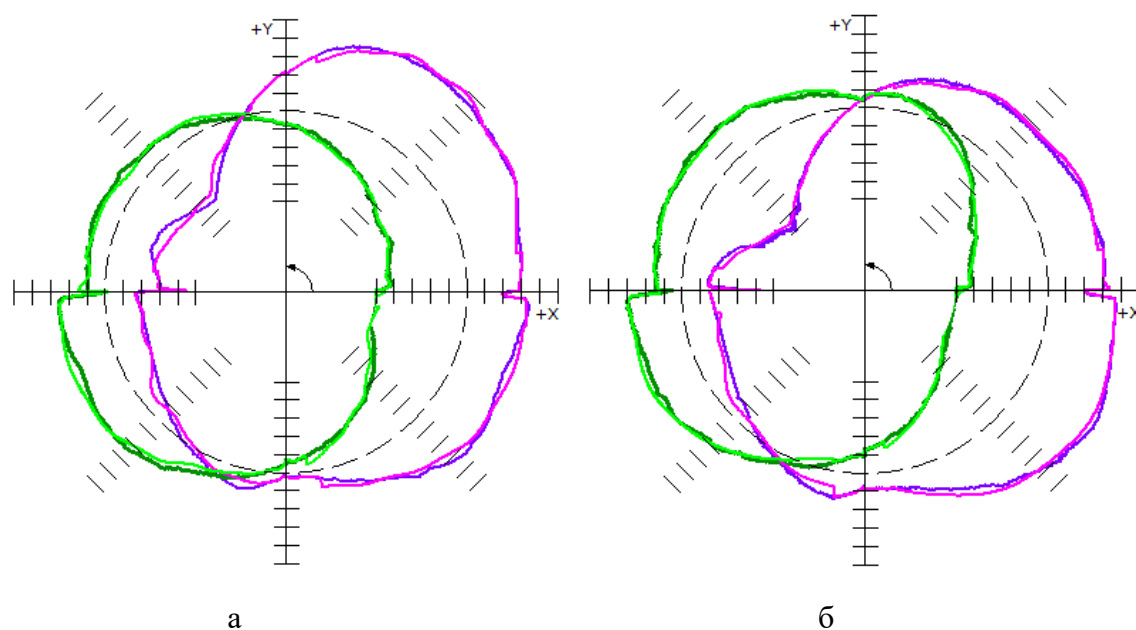


Рисунок 3.15 – Сравнение точности круговых перемещений: а – холостые перемещения; б – перемещения под вибрационной нагрузкой

Результаты испытаний выявили значительный износ направляющих, который приводит к нестабильным смещениям при изменении направления кругового прохода. При исследовании станка с помощью тестов малым радиусом были обнаружены зоны, в которых средние значения динамической податливости отличаются на порядок, рисунки 3.16, 3.17.

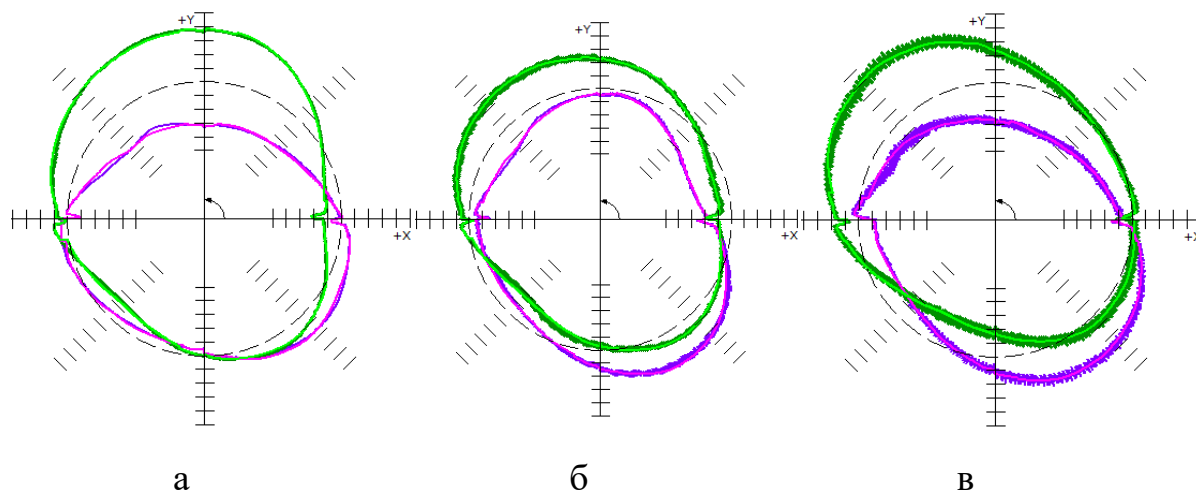


Рисунок 3.16 – Сравнение точности круговых перемещений: а – вынужденные колебания отсутствуют; б – центробежная сила 250Н, в - центробежная сила 500 Н

На рисунках 3.16в и 3.17в можно наблюдать разницу в стабильности радиуса круговой траектории.

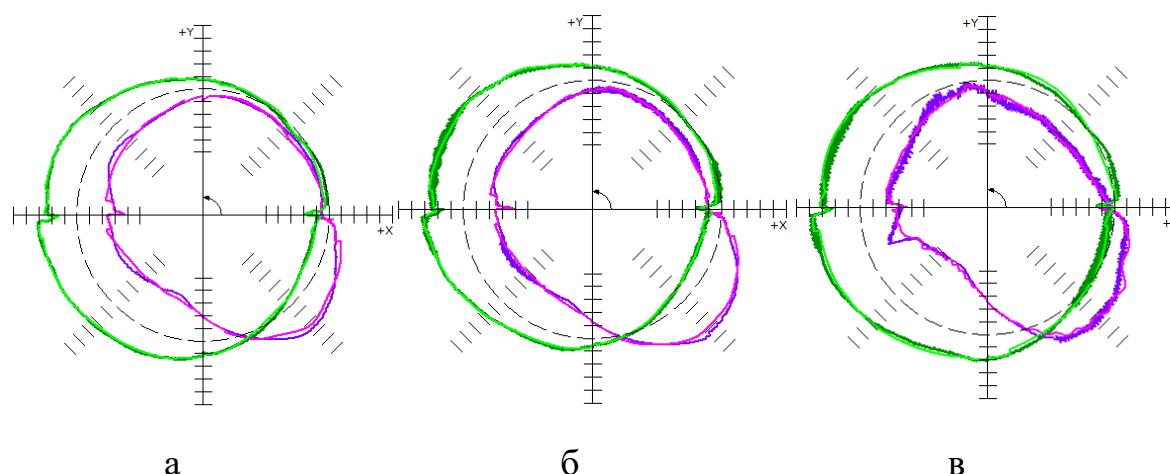


Рисунок 3.17 – Сравнение точности круговых перемещений: а – вынужденные колебания отсутствуют; б – центробежная сила 250Н, в - центробежная сила 500 Н

Так на рисунке 3.17в наибольшие размахи перемещений, 12мкм, направлены вдоль наиболее легкого привода X, при этом вдоль оси Y несущая система обладает переменной динамической характеристикой: размах изменяется от 1 до 8 мкм и значительно зависит от направления прохода. В то же время, в другой локации аналогичная нагрузка вызывает стабильно большие перемещения, рисунок 3.16.

Таким образом, для станка, находящегося в эксплуатации более 12 лет и имеющего боковой люфт в диапазоне 0,02-0,04 мм, с помощью предлагаемого метода определения динамической характеристики упругой системы станка, были определены зоны, обеспечивающие наибольшую вибрационную устойчивость в различных направлениях. Это решение позволило повысить качество обрабатываемых поверхностей в ожидании поставки комплектующих для капитального ремонта оборудования.

3.6 Выводы по главе 3

1. Экспериментально доказано, что достоверность испытаний круговых перемещений узлов фрезерных станков с ЧПУ значительно повышается при воздействии внешней вращающейся силы и обобщении полученной информации о позиционно зависимых погрешностях.

Установлены типы погрешностей состояния, которые возможно обнаружить только при использовании предлагаемого метода испытаний оборудования под нагрузкой.

2. Разработан способ оценки точности и виброустойчивости круговых перемещений фрезерных станков с применением телескопического датчика с приложением имитирующего силового возбуждения (Пат. №2794584), позволяющий построить карту распределения динамической податливости в плоскости стола с точностью до 10%.

3. Установлено, что для повышения производительности и виброустойчивости фрезерования, кроме корректировки режимов резания и применения демпфирующих устройств, необходимо осуществлять обоснованный выбор участка рабочей зоны станка, обладающей большей жесткостью. Положение таких участков определяется в процессе испытаний под нагрузкой.

ГЛАВА 4. РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАНКОВ

Увеличение объемов партий выпускаемых деталей на отечественных заводах неизбежно приводит к изменению требований к оборудованию. До настоящего времени основным экономическим критерием приобретения оборудования считалась его универсальность, точность и быстродействие, объем инструментального магазина. Эти критерии определялись возможностью быстрой переналадки для загрузки станка в условиях широкой номенклатуры деталей.

Большинство рекомендаций по повышению точности обработки и виброустойчивости фрезерных станков сводятся к необходимости уменьшения количества звеньев и стыков в оборудовании, а также повышению жесткости стыков, масс звеньев, предварительных натягов и т.д. Эти рекомендации вступают в противоречие с требованиями по быстродействию, поскольку производительность достигается за счет увеличения ускорений в приводах, снижения потерь на трение, уменьшения массы подвижных частей и расширения технологических возможностей (увеличения количества узлов и программируемых координат).

При проектировании оборудования конструкторам приходится решать задачи, связанные с погрешностями, которые вносят динамические процессы, в том числе механические колебания. Ключевые негативные факторы, влияющие на интенсивность износа элементов привода – вибрация и силы резания. Основной задачей конструирования оборудования, работающего в условиях вынужденных колебаний, является поиск таких конструктивных параметров машины, при которых отсутствуют резонансные колебания во всем диапазоне рабочих режимов. Исследования зависимостей точности перемещений от компоновки [13], позиции узлов станка и собственных частот широко представлены в зарубежной литературе [74, 90]. Определение рациональной конструкции станка, обеспечивающей

виброустойчивость обработки, на основании вышеприведенных исследований и опыта проектирования, приведено в настоящей главе.

4.1 Анализ конструкций вибродемпферов

Обработка типовых деталей состоит из обдирочных, черновых, получистовых и чистовых проходов. При повышении сечения среза и контурной подачи существенно возрастают силы резания и амплитуды колебаний, вызванные силами резания. В процессе черного фрезерования возникают контактные деформации множества стыков, превышающие паспортные значения точности, которые нормированы для квазистатических условий. Производительность черновых операций оказывает существенное влияние на общее машинное время, а относительно высокая точность черного фрезерования ввиду наличия технологической наследственности, обеспечивает стабильность качества финишной поверхности, а также снижает требуемое количество чистовых проходов.

Степень устойчивости динамической системы характеризуется способностью рассеивать энергию внешних воздействий: чем больше устойчивость механизмов подачи к возникновению возмущений, тем быстрее затухает переходный процесс и тем точнее производится обработка заготовки. Способы практического определения коэффициентов демпфирования приведены в работах многих исследователей [9]. Поиск сбалансированных подходов к обеспечению точности перемещений металлорежущих станков под нагрузкой, определение эффективности программной коррекции или компенсации погрешностей в реальном процессе резания критично важен для обеспечения прецизионной обработки.

Приведенные выше мысли можно обобщить тем выводом, что станок имеет смысл проектировать с возможностью работы в нескольких режимах: черновой режим с максимальной виброустойчивостью и чистовой для высокоточной

обработки. Кроме того, необходим механизм переключения и алгоритм включения/выключения демпфера. Чем выше скорость перемещений и чем ниже сечение среза, тем меньшая величина натяга в ШВП требуется для достижения малого трения, нагрева и износа. При позиционировании натяг может быть увеличен до 8-10% от величины максимально допустимой динамической нагрузки с целью повышения жесткости привода в осевом направлении.

Снижению виброактивности процесса резания посвящено множество работ, но потенциал дальнейшего снижения практически исчерпан. Виброизоляция станка возможна только от внешнего воздействия в виде цеховой вибрации. Динамические гасители колебаний для простых систем могут создавать режим «антирезонанса», при котором расчетная амплитуда равна или близка к нулю. Для металлорежущих станков применение динамических виброгасителей не получило распространение ввиду сложности технической реализации и кратного увеличения энергопотребления.

Два основных подхода к виброзащите заключаются в увеличении приведенной массы и инерции подвижных узлов для увеличения сопротивления виброперемещениям либо в демпферах упругого типа, обеспечивающих устойчивое состояние упругой системы станка. Увеличение массы узлов станка или приспособления и заготовки может вызвать разбалансировку сервоприводов. О необходимости корректировки параметров специалист ремонтной службы сможет узнать из круглограммы, полученной в ходе испытаний.

Одним из перспективных способов, обеспечивающих низкую динамическую податливость, является применение безынерционных методов предварительного натяга ШВП за счет установки противовеса (рисунок 4.1) или пружинного элемента, который будет создавать осевое усилие на гайке и обеспечат постоянный контакт шариков по одной стороне дорожки качения даже для изношенной ШВП. В предложенной схеме вертикального привода с противовесом шпиндельная бабка всегда оказывается поджатой к верхней половине дорожки качения. Для изношенных ШВП в процессе ожидания комплектующих для замены в качестве дистанционной втулки предлагается использовать упругое кольцо из полимерных

материалов, обладающих высокой жесткостью, либо из гофрированной стальной ленты.

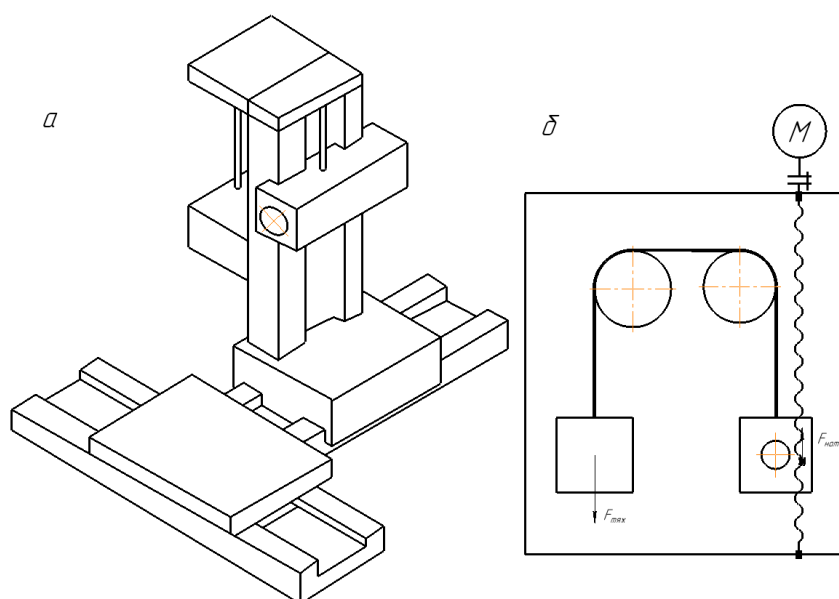


Рисунок 4.1 – Горизонтальный обрабатывающий центр Schiess PVC130: а - компоновка, б - схема предварительно натянутого вертикального привода

Для горизонтально расположенных винтовых приводов целесообразнее использовать упругие дистанционные кольца, рисунок 4.2, либо создавать сопротивление осевым и боковым перемещениям.

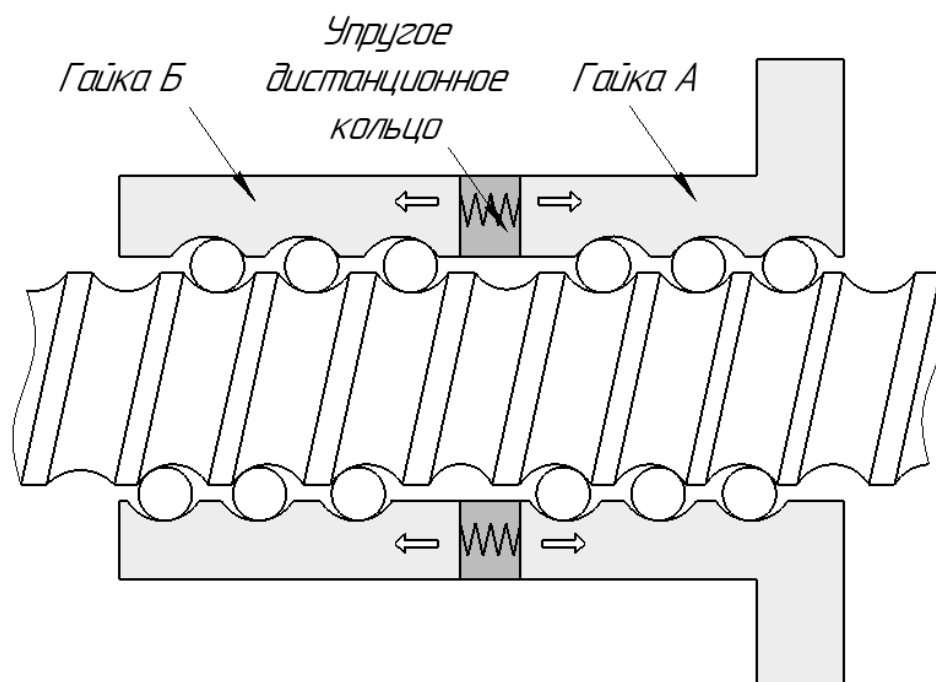


Рисунок 4.2 – Схема шарико-винтовой передачи с упругим разделительным элементом

Вопрос выбора конструкции демпфера при проектировании упирается в оценку его эффективности и возможность технической реализации. Результат приложения дополнительной осевой нагрузки для выборки люфта в шарико-винтовых механизмах станков параллельной кинематики представлена на рисунке 4.3 [75].

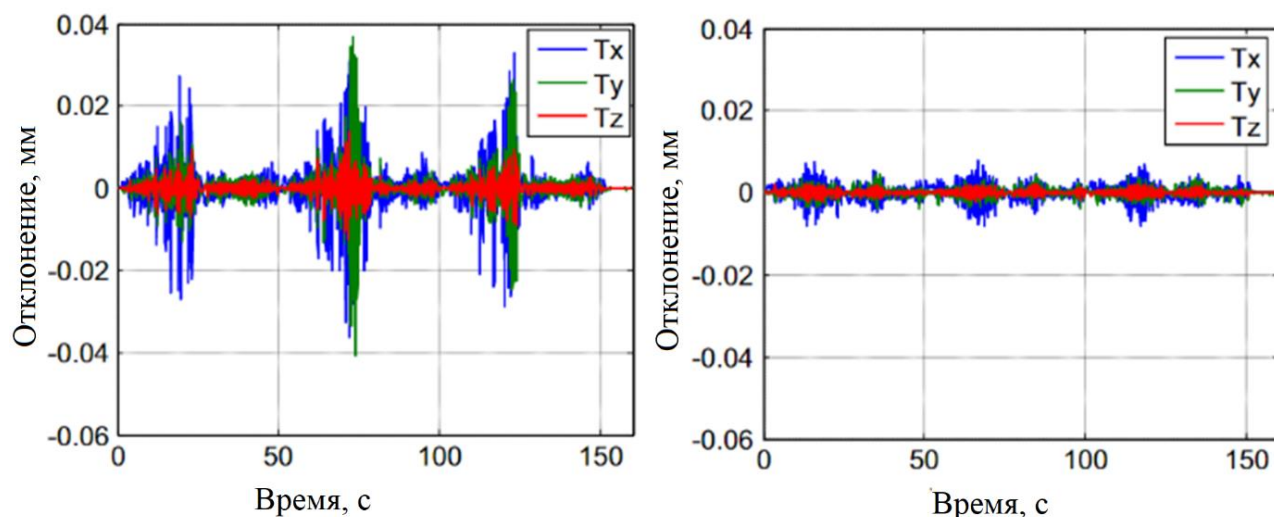


Рисунок 4.3 – Контроль эффективности вибродемпфирования с помощью длинных временных реализаций [75]

Повторяемость позиционирования, определяемая фактическим износом, является пределом точности только для ненагруженных перемещений и позиционирования. Как указано в п. 4 ГОСТ ISO/TR 16907-2017 долговременная стабильность станка при применении программной коррекции не улучшается. Уменьшить динамическую податливость привода средствами программной коррекции практически невозможно. Применение программной коррекции позволяет повысить точность позиционирования и перемещений только для ненагруженных состояний, что нехарактерно для любого металлорежущего оборудования.

Экспериментальные исследования, проводимые на базе вышеописанного станка, позволили определить несколько способов повышения приведенной массы, применимых для черновой обработки. Ниже описан предлагаемый автором способ с использованием тонких пластин, закрепленных на подвижной части привода. Малая толщина пластин позволяет станку перемещаться без заклинивания даже

при значительном износе направляющих, имея при этом достаточно большую жесткость в осевом направлении, рисунки 4.4, 4.5. При этом создаваемое усилие может обеспечить постоянный поджим элементов качения к одной из сторон винтовых дорожек качения в процессе вращения ходового винта.

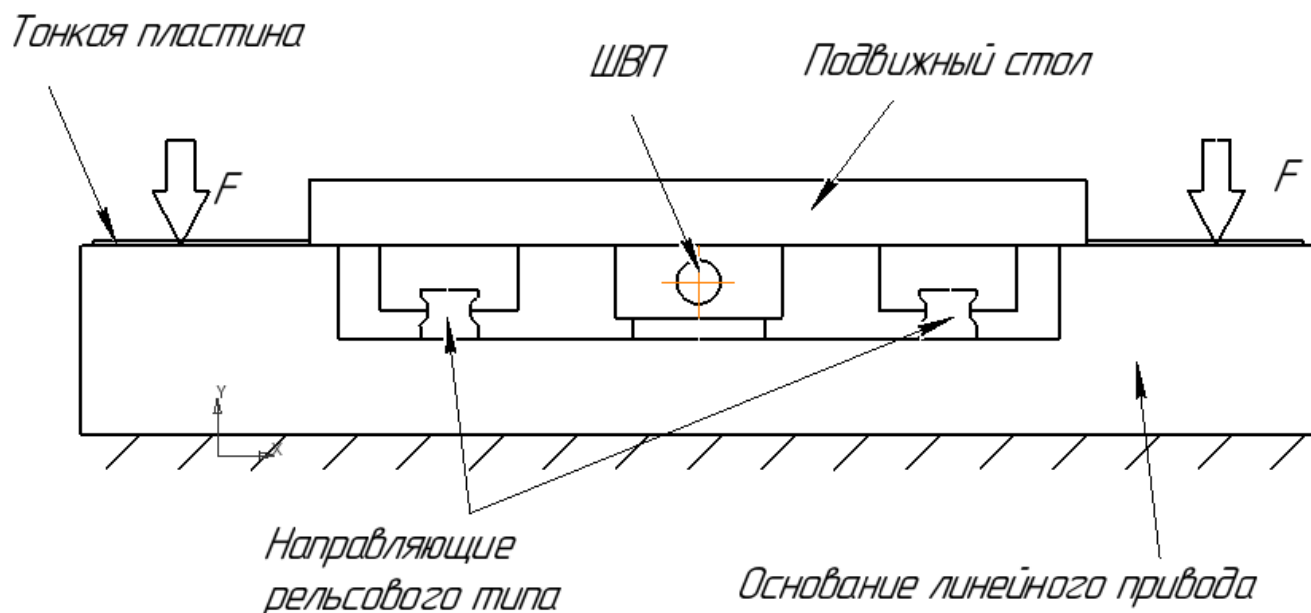


Рисунок 4.4 – Конструкция вибродемпфера линейного привода в поперечном разрезе

Приложение силы, прижимающей тонкие пластины к неподвижному основанию линейного привода, может происходить от постоянного магнита, управляемого электромагнита, гидравлики, механически или иным способом. При этом создается дополнительное сопротивление перемещению, в том числе и вибрационному, увеличивается жесткость и виброустойчивость системы. Применение автоматизированного механического прижима должно иметь возможность адаптивной регулировки усилия в цикле обратной связи.

Прокладка дополнительных гидравлических линий усложняет конструкцию внутренней части привода, особенно многокоординатных машин и может иметь некоторые проблемы с быстродействием снятия нагрузки. Оптимальным может являться приложение с помощью электромагнита силы к тонкой пластине.

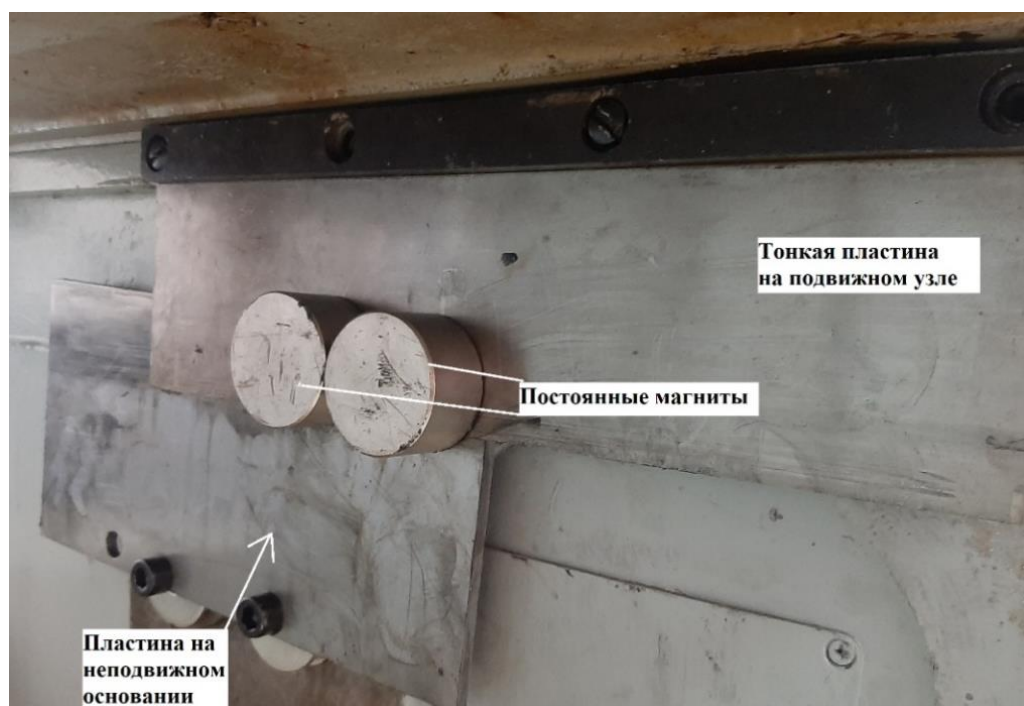


Рисунок 4.5 – Внешний вид вибродемпфирующего устройства с постоянными магнитами

Расчетная модель для адаптивного контроля амплитуды вибрации либо программируемого ускорения и последующего изменения тормозящего усилия на данный момент не реализована и не входит в задачи исследования, однако, её разработка признается перспективной задачей. Схема простейшего механического прижима в его простейшей конструкции представлена на рисунке 4.6.



Рисунок 4.6 – Внешний вид вибродемпфирующего устройства с постоянными магнитами

При проектировании подобных демпферов важно учитывать следующие ограничения: увеличится времени разгона и величины рассогласования привода,

высокое трение не позволит обеспечить высокую точность для многокоординатных движений на черновой обработке, увеличение приведенной массы приводит к увеличению энергопотребления, а также к износу элементов представленного демпфера и повышенному тепловыделению в зоне трения, но позволяет снизить амплитуду виброперемещений привода в несколько раз, рисунок 4.7.



Рисунок 4.7 – Оциллограмма виброперемещений привода при включении и выключении демпфера

Стоит отметить, что увеличение жесткости упругой системы может не дать заметного эффекта, если увеличиваться будет только максимальная жесткость при неизменной минимальной жесткости. Для более точной оценки эффективности предложенных конструкций демпферов рассмотрим оценку динамической податливости станка с применением методики, представленной в третьей главе.

4.2 Применение метода для оценки эффективности вибродемпфирования

Высокая точность изготовления элементов станка, жесткость конструкции, наличие натягов в стыках, применение виброгасителей играют ключевую роль в обеспечении виброустойчивости оборудования. Реализация различных методов повышения виброустойчивости, равно как и устройств вибродемпфирования и тормозящих элементов, способствующих улучшению динамических

характеристик [12], выявляет необходимость оперативного способа контроля полученных результатов.

Описанные подробными математическими моделями параметры конструкции и настройки электронной части привода необходимо постоянно контролировать и актуализировать для обеспечения требуемого динамического качества и точности оборудования. Измерения на холостом ходу не позволяют определить вибродемпфирующее воздействие представленных механизмов, что показано на рисунке 4.8.

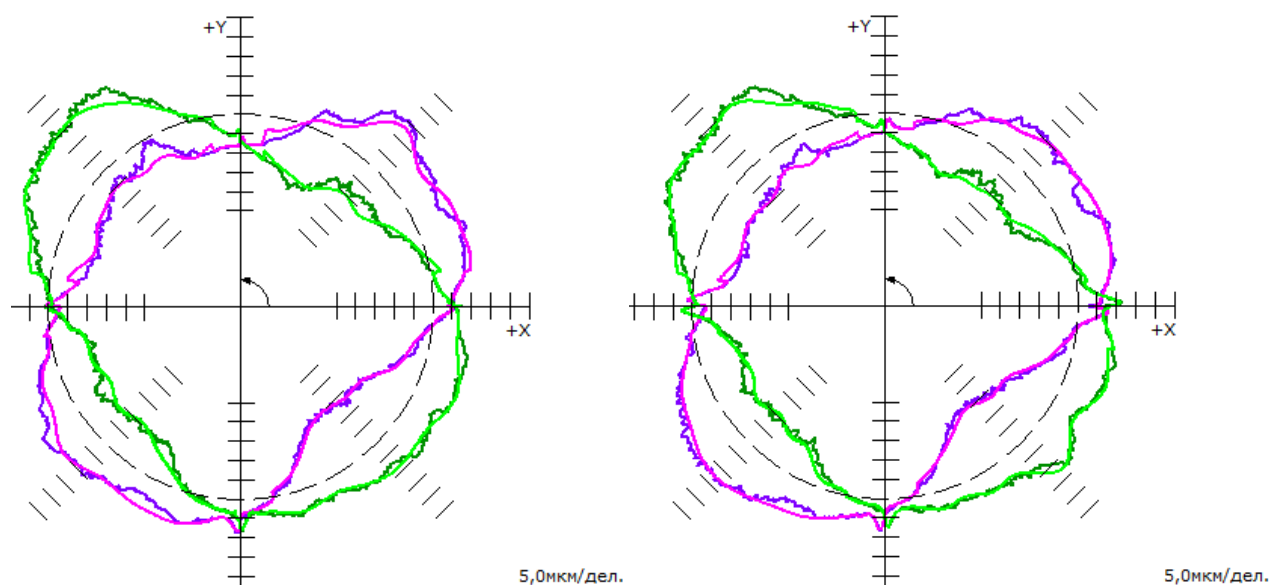


Рисунок 4.8 – Графики круговых отклонений при ненагруженных круговых перемещениях без использования демпфера (слева) и с его применением (справа)

Испытания оборудования, имеющего механизмы демпфирования перемещений, фиксации осей или активные программные коррекции целесообразно производить в условиях внешнего инерционного силового нагружения по представленному выше методу. При этом необходимо документировать условия нагружения, активные коррекции в системе ЧПУ, позиции узлов станка, нагрева оборудования и температурных условий окружающей среды.

Экспериментальное определение antivибрационного эффекта конструкции требуется производить с учетом применяемых значений программной коррекции для различных режимов нагружения упругой системы фрезерного станка с

инерционным силовым возмущением колебаний по методу, описанному в главе 3 без изменения исследуемой зоны, рисунок 4.9.

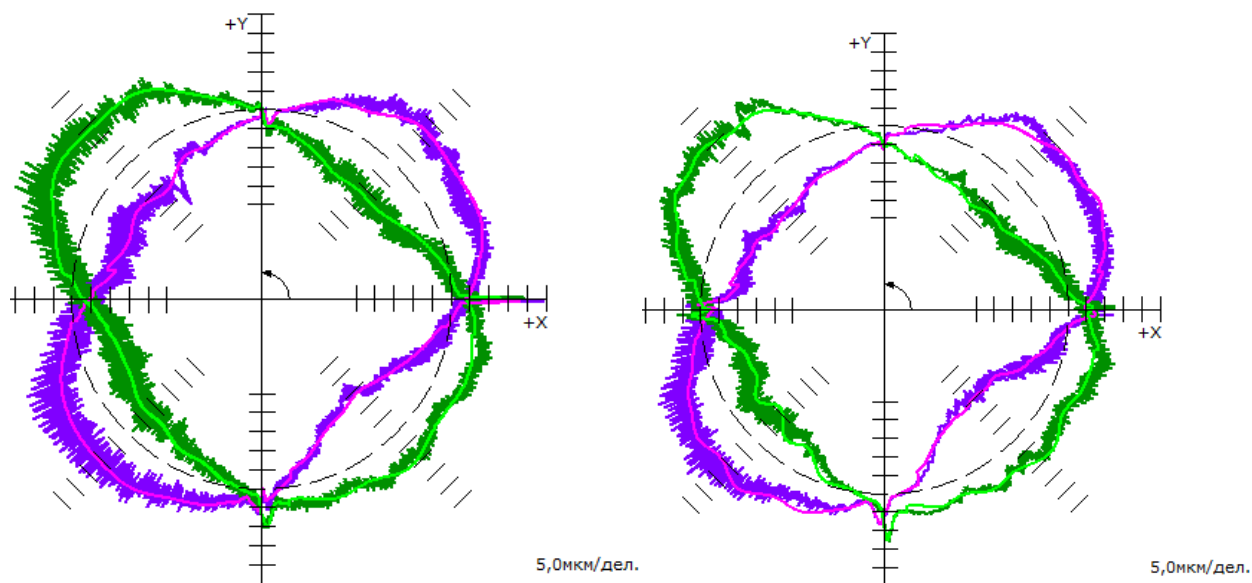


Рисунок 4.9 – Круглограммы при испытаниях с имитацией силового воздействия без использования демпфера (слева) и с его применением (справа)

Непосредственная оценка погрешностей и вибрации станка при круговых перемещениях под действием имитационной нагрузки позволяет качественно и количественно определить вклад технологических, конструктивно-компоновочных, настроечных и других факторов на точность обрабатываемых изделий, а кроме того, позволяет управлять рассматриваемыми свойствами точности станка при проектировании, изготовлении и эксплуатации станка, приложение Б.

На рисунке 4.10 подробнее показан эффект уменьшения размаха виброперемещений с применением демпфера, его значения приведены в микрометрах. Применение демпферов за счет высокого трения уменьшает динамическую податливость при вибрации до 2 раз, но вместе с тем снижает точность круговых перемещений, поэтому применение этой виброгасящей конструкции для чистовых проходов нецелесообразно. Применение демпферов понижает также уровень шума при обработке или имитации силового воздействия.

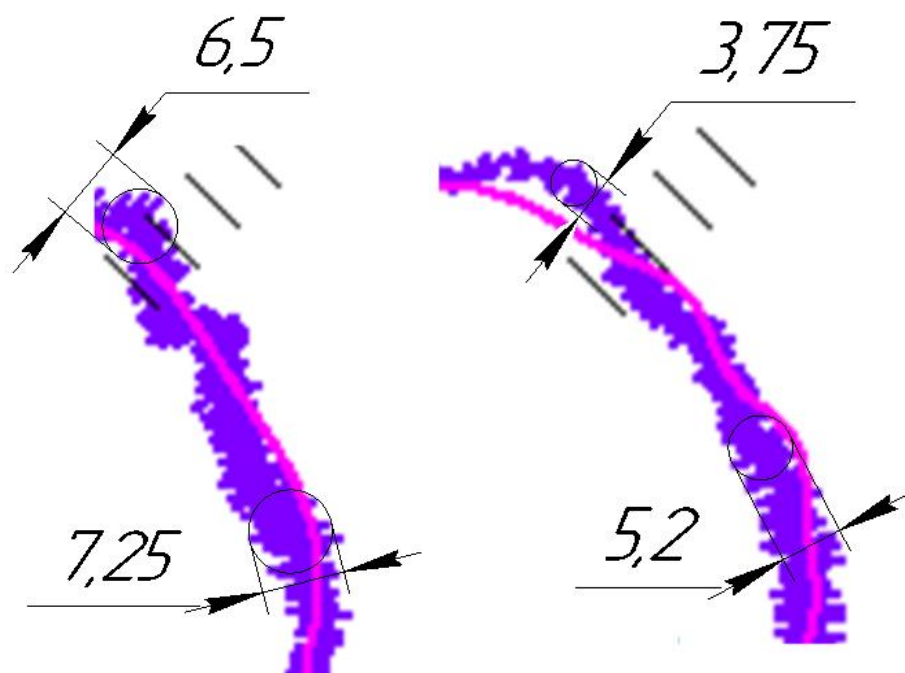


Рисунок 4.10 – Сравнение размахов виброперемещений при испытаниях с имитацией силового воздействия без использования демпфера (слева) и с его применением (справа)

Как видно из результатов испытаний в различных участках траектории эффективность одного и того же вибродемпфирующего устройства отличается от полного отсутствия виброгасящего эффекта до кратного снижения амплитуды колебания в радиальном направлении. Применение полученных экспериментальных данных возможно для выполнения оптимизации математических моделей оборудования и вибродемпфирующих устройств, а также поиска оптимальных технических решений.

4.3 Обоснование необходимости разработки и применения универсальных фрезерных модулей с ЧПУ

Происходящее в последнее время увеличение программы выпуска деталей приводит к сужению условий эксплуатации оборудования: узкий диапазон частот вращения и скоростей подач, используемых габаритов рабочего пространства и так далее. При проектировании специализированного оборудования требуется

обеспечить жесткость и виброустойчивость станка под необходимые режимы и выбрать комплектующие для решения поставленной задачи.

При фрезеровании регулярного рельефа, типа вафельного фона, для узлов станка характерны короткие ходы по осям. Ускорения приводов составляют 2-4g, что обеспечивает высокую производительность. Поэтому обработка участков траекторий со сравнительно короткими участками, имеет наибольшее энергопотребление.

Масса привода $M_2 > M_1$ увеличивает инерцию привода, время разгона и торможения. и требует увеличения потребляемой мощности или, если это ещё возможно, подстройки коэффициентов управления с учетом обратной связи (рисунок 4.11).

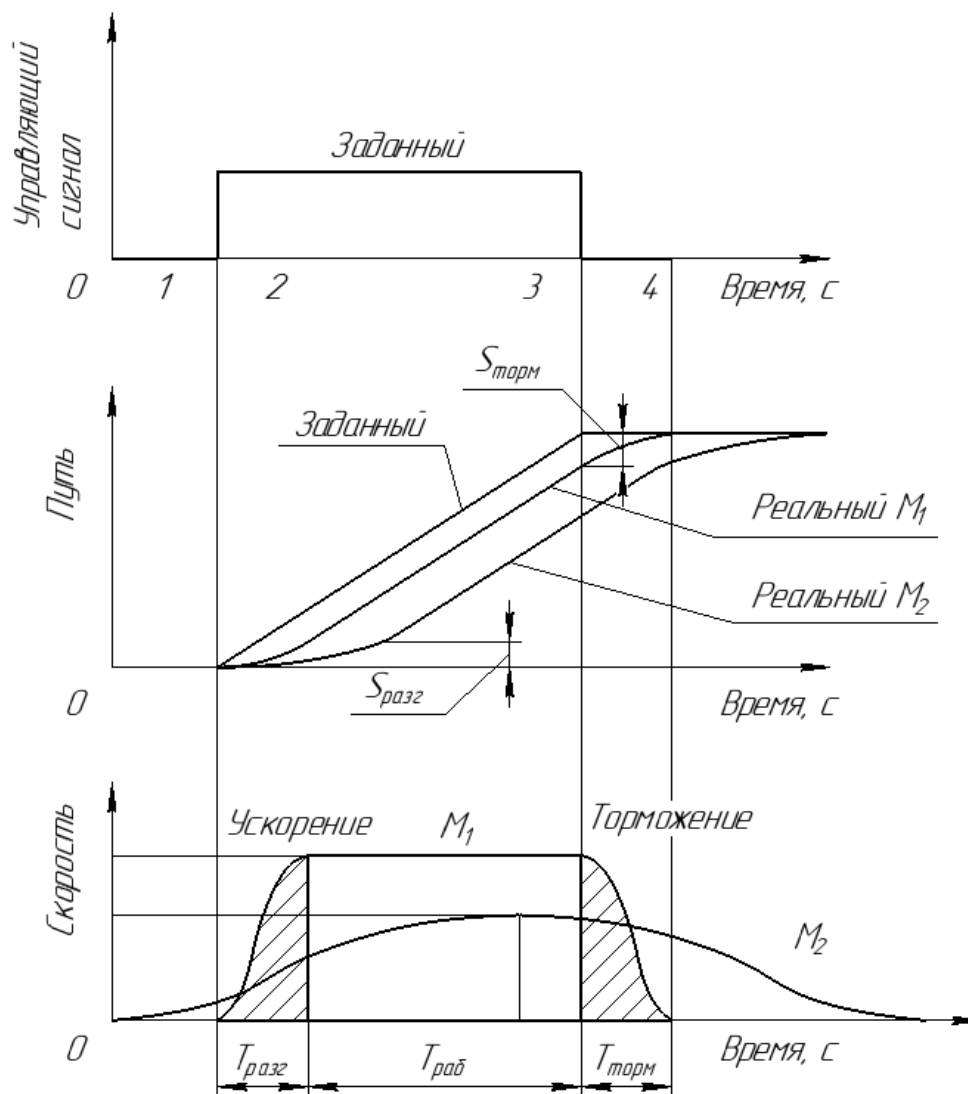


Рисунок 4.11 – Кинематические характеристики привода

Большая масса узлов станков, выполняющих обработку габаритных деталей, хотя и повышает виброустойчивость упругой системы, но приводит к значительному расходу электроэнергии ввиду пропорциональности крутящего момента, затрачиваемой мощности и масс перемещаемых узлов. Большие силы и контактные деформации приводят к ускоренному износу дорогостоящих элементов привода. Например, при весе движущихся частей станка Dufieux в 12 тонн, скоростях подач 15 000 мм/мин и ускорении 4g суммарная потребляемая мощность превышает 200 кВт. Вместе с увеличением массы подвижных узлов неизменно увеличиваются требуемые диаметры ходовых винтов, элементов качения и типоразмер направляющих.

В случае постоянных разгонов и торможений, реализующихся во множестве траекторий фрезерования, перемещение может состоять целиком из участков разгона $T_{\text{разг}}$, торможения $T_{\text{торм}}$, исключая участок перемещений на рабочей скорости $T_{\text{раб}}$.

Существуют крупногабаритные изделия авиа- и ракетостроения с регулярным рельефом, изготовление которых сопряжено с описанными сложностями. Для решения производственных задач предлагается применять станки с дублирующими осями на позиционируемой фрезерной головке. Позиционирующие перемещения для смены зоны обработки может выполнять траверса или шпиндельная бабка, а основной объем высокоскоростной обработки может производить фрезерная головка или фрезерный модуль с малой перемещаемой массой (выделен цветом на рисунке 4.12), что позволит достичь режимов высокоскоростной обработки для алюминиевых сплавов без СОЖ с высокой энергоэффективностью. Потребляемая мощность обработки фона при таком способе не превышает 5 кВт. Ввиду вышеописанных фактов предлагается модернизация крупногабаритного оборудования, выполняющего обработку регулярного макрорельефа с использованием нескольких дублирующих осей, обладающих малой массой, но при этом достаточными параметрами жесткости, точности позиционирования и разгонными характеристиками. Целесообразно проектировать специализированные станки для обработки вафельного фона по

агрегатному узловому принципу, а универсальные фрезерные модули по аналогии с силовыми головками агрегатных станков могут иметь стандартизированный габаритный ряд.

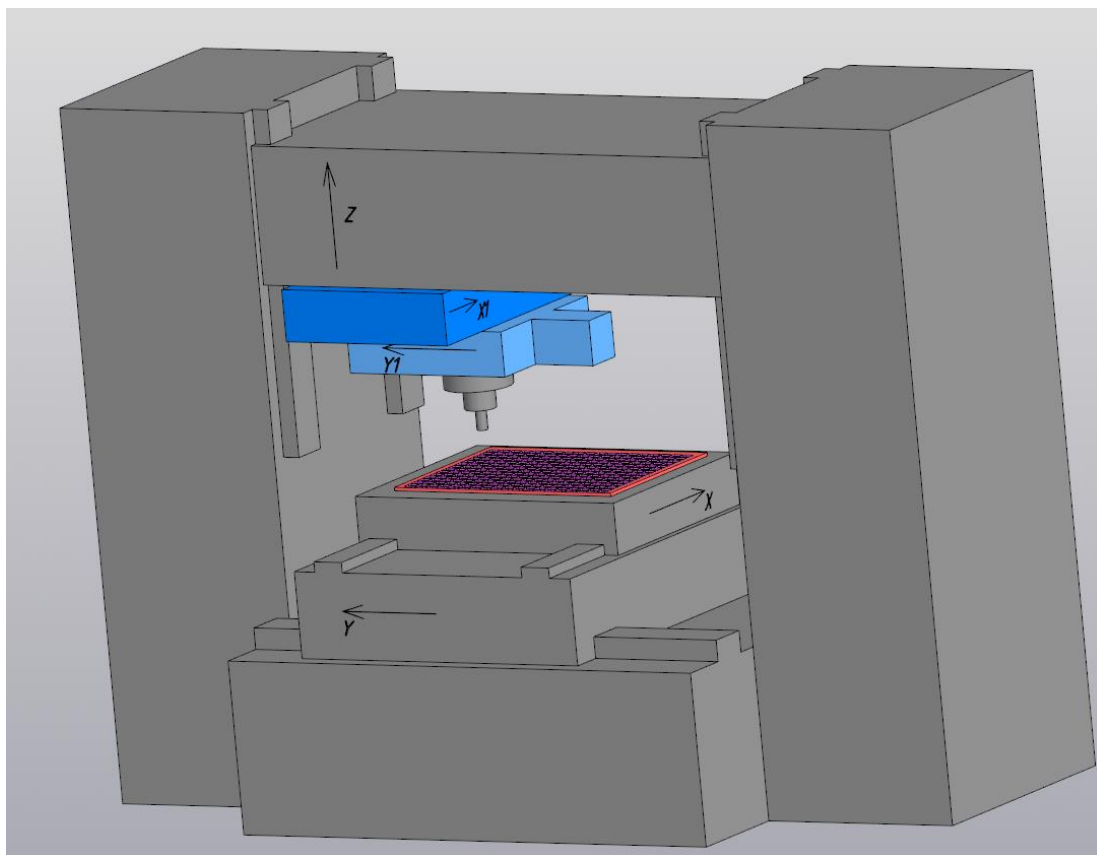


Рисунок 4.12 – Пример компоновки портального фрезерного станка

В данной работе предлагается концепция универсального фрезерного модуля для ВСО, расположенного на позиционируемой фрезерной бабке, либо базирующегося непосредственно на обрабатываемом объекте, который также может применяться на крупногабаритных станках, чтобы реализовать экономически целесообразную обработку регулярного вафельного фона.

Основная область применения фрезерных станков объектного базирования – ракето-, авиа- и судостроительные отрасли. Наличие системы управления позволит в стесненных условиях на месте сборки исполнять повторяемые и точные сложнопрофильные пазы, карманы и отверстия, позволяя достичь уникальных показателей собираемого изделия. Для реализации таких задач целесообразно применять предложенные компоновочные решения с малой массой корпусных элементов и значительной массой элементов привода.

Очевидные минусы данного решения – это склонность к вибрации и деформациям ввиду увеличения количества стыков и недостаточной жесткости узлов фрезерного модуля. Для станков объектного базирования целесообразно проводить испытания с максимально возможной имитацией рабочих условий, поскольку значительную часть жесткости станка обеспечивается способом и качеством его закрепления на обрабатываемом объекте.

Применение внешнего инерционного вибровозбудителя создающего равные опрокидывающие моменты на малогабаритном специальном оборудовании затруднительно, поэтому необходимо предложить другой способ. Для создания вынужденных колебаний можно использовать расточную головку, имеющую необходимый статический дисбаланс, однако, это решение требует наличия балансировочных станков, способных работать в широком диапазоне частот вращения. При фрезеровании с большим вылетом фрезы основные колебания будут связаны с высокочастотными колебаниями инструмента, зависящими от параметров фрезы и её вылета. Эти колебания передаются на обрабатываемую деталь и станок, базирующийся на этой же детали. Таким образом их наиболее целесообразно использовать для оценки виброустойчивости оборудования в различных участках рабочей зоны.

4.4 Проектирование специального фрезерного станка с ЧПУ

При проектировании специального оборудования имеется возможность рассчитать требуемые диапазоны рабочих режимов и определить доминирующие требования за счет допущений в остальных аспектах. Ниже приведен пример проектирования специального фрезерного станка с ЧПУ для фрезерования вафельного фона на месте сварных швов внутри топливного бака универсального ракетного модуля. Техническое задание для такого оборудования весьма нестандартно: температура изделия в ходе обработки без СОЖ не должна превышать 60 °С, габариты рабочей зоны: 90×160×90 мм, базирование непосредственно на обрабатываемом объекте с возможностью установки на

крупногабаритное оборудование в качестве модуля, габариты станка не более $500 \times 500 \times 500$ мм, а масса в сборе с учетом массы электродвигателей и проводов ниже 45 кг. Требуемая точность позиционирования приводов 0,05 мм.

Режимы фрезерования, обеспечивающие требуемый температурный режим, определены в лаборатории ОмГТУ. Для высокоскоростной обработки без СОЖ алюминиевого сплава Д16Т концевой твердосплавной фрезой диаметром 10 мм при фрезеровании «вафельного фона» применяются следующие диапазоны режимов резания. Скорость резания $V = 500 - 1000$ м/мин. Общая температура детали после и в процессе обработки в пределах 45°C . При повышении скорости резания температура детали постепенно возрастает. Подача на зуб $S_Z = 0,1 - 0,4$ мм/зуб, что в пересчете на линейную дает скорость линейной подачи 5-20 м/мин. Оптимальной была принята подача на зуб $S_Z = 0,25 - 0,35$ мм/зуб. Такая величина подачи обеспечивает приемлемый уровень вибрации и сил резания при высокой производительности. На перемещение с заданной скоростью приходится менее половины траектории, т.к. остальное занимает разгон и торможение. Средняя скорость подачи составляет 60-70% от максимальной, задаваемой в программе.

Испытывались фрезы диаметром 10 мм разным числом зубьев. При обработке пятизубой фрезой винтовые стружечные канавки забиваются непредсказуемо. При обработке трехзубой и четырехзубой фрезой процесс стабильный, вибрация минимальна. При обработке двухзубым инструментом вибрация возрастает на 20-30% по сравнению с трехзубой, уровень колебаний приемлемый.

На крупногабаритных станках вся глубина ячейки обрабатывается за 1 проход, но в проектируемой конструкции глубина резания t находится в диапазоне 0,5 - 2 мм/проход, поскольку имеются требования к температуре изделия при фрезеровании без использования СОЖ с целью минимизации возникновения напряжений для частично собранного изделия.

Для реализации быстроходной малогабаритной конструкции по заданию ООО «НТЦ «Эталон» на базе ОмГТУ была спроектирована и изготовлена механическая часть фрезерного станка с ЧПУ, приложение Б. Внешний вид

механической части станка и пары линейных приводов в процессе сборки представлены на рисунке 4.13.

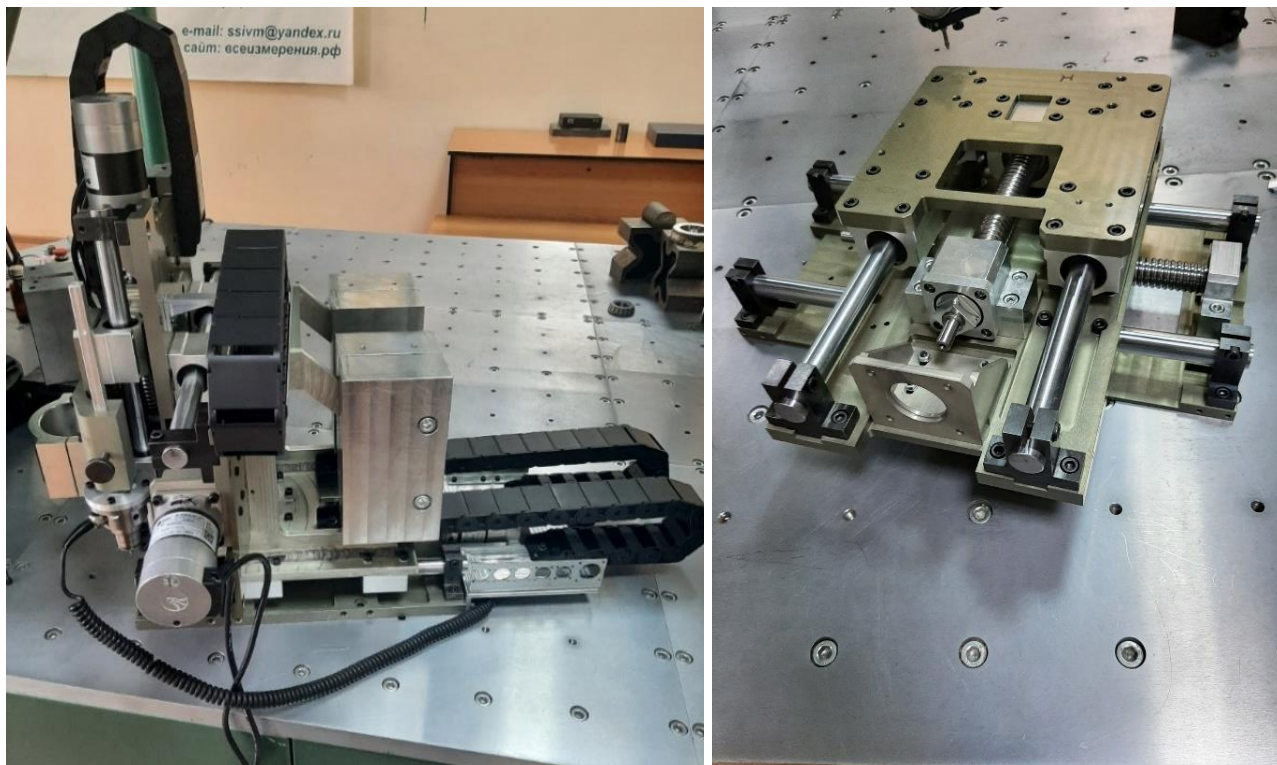


Рисунок 4.13 – Внешний вид несущей системы опытного образца универсально фрезерного модуля в процессе сборки

Ключевым ограничением при проектировании стала масса станка, практически полностью исключая возможность формирования элементов станины из классических материалов: чугуна или стали. Одной из особенностей разработанной конструкции являются минимальные толщины и габариты корпусных элементов: суммарный вес кронштейна и четырех алюминиевых плит, выполняющих функцию корпусных элементов станка составляет менее 7 кг. Общий вес станка в сборе составляет менее 45 кг. Ограничение массы при проектировании связано с применением станка и технологией установки станка непосредственно в полузамкнутый контур топливного бака ракеты, рисунок 4.14.

Уменьшение веса корпусных элементов проектируемого станка радикально снижает его демпфирующие способности. Тем не менее, ввиду специального назначения станка и постоянства применяемых режимов резания, необходимо обеспечить отсутствие резонансных явлений для узкого диапазона режимов

фрезерования, при этом возможные колебания в других областях режимов резания не учитываются. Частотная отстройка путем изменения конструктивно-технологических параметров исторически применялась конструкторами для устранения и демпфирования вынужденных колебаний.

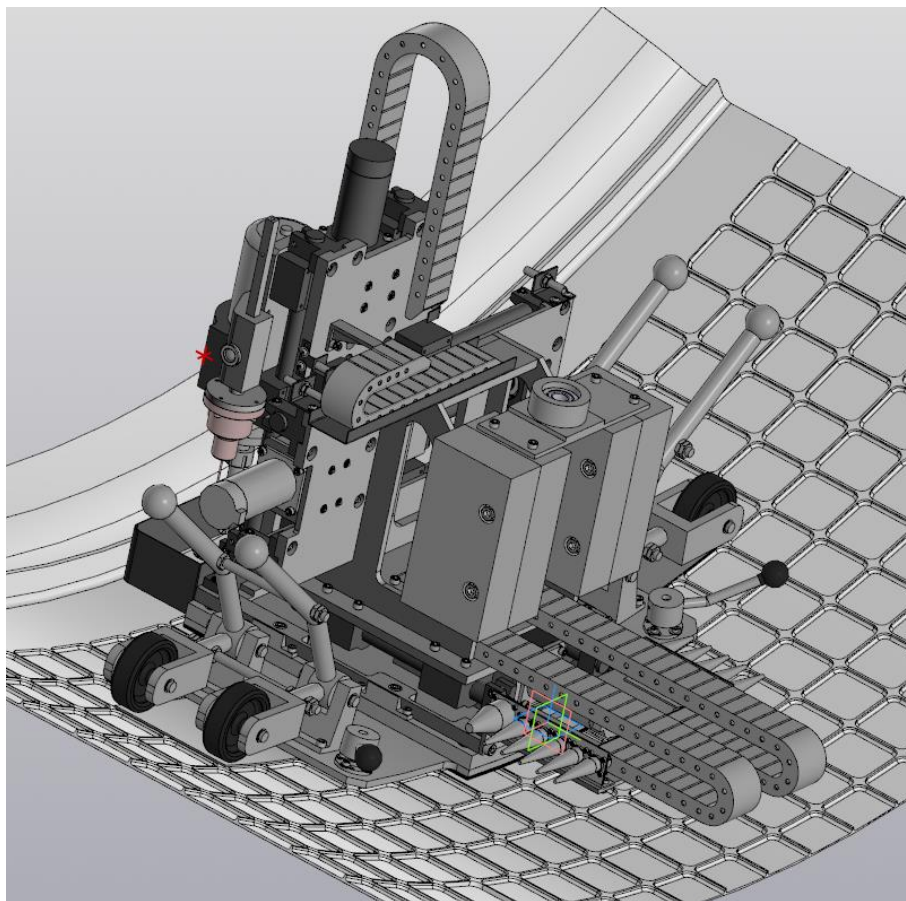


Рисунок 4.14 – Фрезерный станок объектного базирования, расположенный на регулярном макрорельефе

Фактически специальный станок проектируется под режимы резания, габариты и материал обрабатываемых деталей. В данной работе предлагается иной подход к обеспечению точности и виброустойчивости специального оборудования путем увеличения поперечного сечения направляющих и ходовых винтов при снижении габаритов и массы корпусных деталей.

4.5 Метод обеспечения жесткости проектируемого малогабаритного станка

Факторы, провоцирующие увеличение вибрации - снижение масс узлов станка, низкий коэффициент трения в приводе, производство облегченных и тонкостенных деталей, а также увеличение скорости резания и производительности лезвийной обработки.

Поскольку жесткость корпусных алюминиевых плит толщиной 6-14 мм недостаточна, то принято конструкторское решение использовать ШВП большего диаметра, обеспечивая жесткость не только элементами корпуса, но также, в значительной мере, элементами механической части линейных приводов. Типоразмер направляющих также увеличен для обеспечения жесткости станка.

При проектировании станка, работающего на столь высоких подачах, наиболее важно правильно выбрать параметры шага, диаметра и числа заходов ходового винта, а также обеспечить достаточный крутящий момент для малогабаритного двигателя. Увеличение диаметра винта приводит к повышению жесткости, уменьшению углов подъема винтовой канавки, снижает крутильные колебания и вибрационную податливость привода, хотя и требует применения достаточно мощных и высокооборотных электродвигателей [100].

Применение для высокоскоростных приводов винтов с большим числом заходов, малым диаметром и большим углом подъема винтовой канавки не обеспечивает виброустойчивость рабочих перемещений, а также требуемую точность позиционирования в формате прямого привода лучше 0,05 мм. Малый диаметр винта, применяемый при стандартном закреплении с одной плавающей и одной жесткой опорой, будет способствовать значительным деформациям под действием сил резания и инерции подвижных узлов. Использование понижающих передач или более мощных двигателей для создания удерживающего момента вызывает существенное увеличение массы станка. Описанная конструкция будет требовать значительный крутящий момент на разгон - торможение, но ввиду малой

величины тангенциальной составляющей силы резания, подобранный серводвигатель Leadshine BLM57090 мощностью 90 Вт с номинальным/пиковым крутящим моментом 0,29/0,87 Н·м справился с перемещениями на скоростях до 7 000 мм/мин.

Средний предварительный натяг, составляющий 8% от максимальной статической нагрузки, применялся как основной способ повышения осевой жесткости и в сборе обеспечил динамическую податливость в 0,02 мм при статической нагрузке 300Н вдоль ходового винта Hiwin R25-05 L300 и гайки Hiwin R25-05T3-FSI. Внешний вид фрезерного станка в сборе представлен на рисунке 4.15.

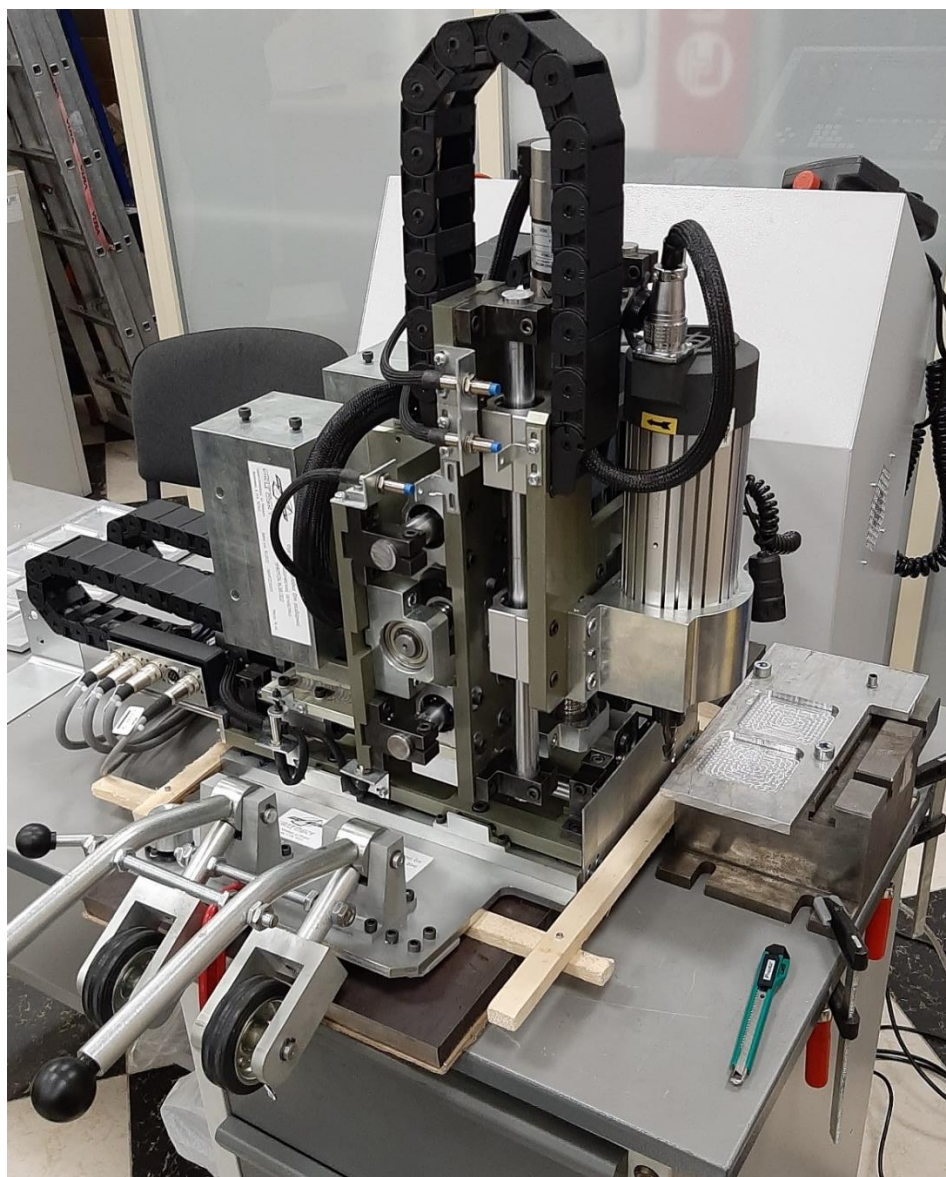


Рисунок 4.15 – Внешний вид фрезерного станка в сборе

Большое значение для обеспечения точности и виброустойчивости станка играет настройка коэффициентов усиления, разгона и торможения привода. Необходимо производить итерационный подбор этих значений с оценкой эффективности изменений. Испытания собранного станка по методам, представленным в главе 2 и 3, для данного станка затруднительны или невозможны ввиду малых габаритов рабочего пространства для оценки с помощью имеющегося телескопического датчика и отсутствия линейных датчиков положения.

Для испытаний виброустойчивости при фрезеровании с высокой скоростью подачи был выбран способ изготовления контрольной детали, поскольку для специального станка номенклатура изготавливаемых изделий и диапазон применяемых режимов достаточно узкие. Написание управляющей программы производилось в программе PowerMill. Траектория перемещения инструмента создает разнонаправленную нагрузку и позволяет исследовать все участки рабочей зоны станка, а на конечном этапе производится доработка углов с радиусом 10 мм, рисунок 4.16.

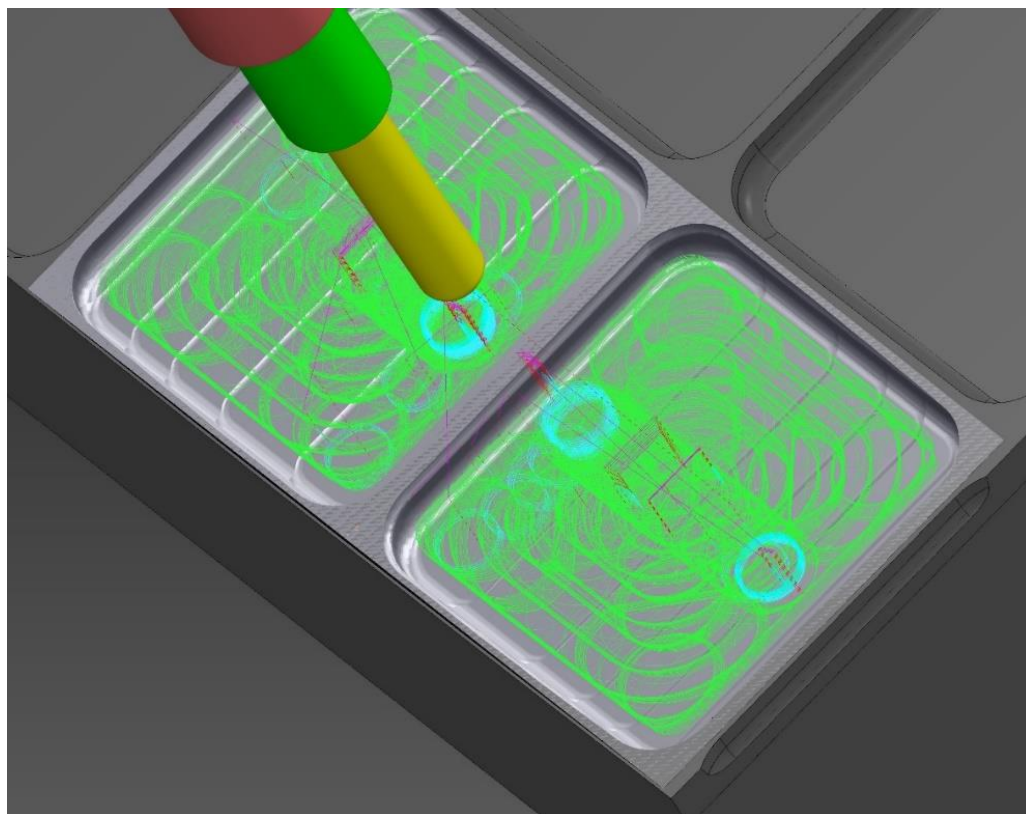


Рисунок 4.16 – Траектория обработки ячеек

При доработке углов ячеек возникает пиковая сила резания ввиду увеличения центрального угла. Для оценки виброустойчивости оборудования проводились натурные испытания по изготовлению контрольных деталей для инструмента, установленного с вылетом 50 – 100 мм при реальном вылете инструмента не менее 55 мм. При увеличении вылета инструмента высокочастотный шум, связанный с колебаниями инструмента, нарастает ввиду большого тангенциального усилия, вызываемого изгибной деформацией фрезы, но на рабочих режимах в резонанс система не входила. Резюмируя, вылет фрезы использовался как параметр для изменения вибрационной силовой нагрузки на несущую систему станка объектного базирования с учетом пиковых нагрузок, возникающих при фрезеровании углов ячейки.

При проектировании оборудования закладывалась возможность повесить массу и инерцию опорного линейного привода, но на практике для нового станка это оказалось неактуальным, поскольку станок в заданном диапазоне режимов обладал достаточным запасом устойчивости ввиду отсутствия износа. По мере уменьшения предварительного натяга, происходящего вследствие износа элементов ШВП, и изменения собственных частот системы можно оснастить линейные приводы быстросъемными грузами для повышения виброустойчивости или вибродемпфирующими устройствами иных конструкций, чтобы обеспечить постоянный поджим гайки к одной из сторон дорожки качения.

4.6 Выводы по главе 4

1. Задача обеспечения точности под нагрузкой малогабаритных конструкций может быть решена за счет повышения типоразмера направляющих и шарико-винтовых передач, а также применения передач с предварительным натягом.

2. Предложено техническое решение, при котором за счет увеличенного вылета фрезы создаются вынужденные колебания, что

позволяет определить границу виброустойчивости специальных малогабаритных станков объектного базирования.

3. Результаты, полученные в ходе испытаний в нагруженных состояниях, могут использоваться для оптимизации математических моделей оборудования и вибродемпфирующих устройств, а также поиска оптимальных технических решений в области виброзащиты фрезерных станков.

4. Оценка эффективности вибродемпфирующих устройств и параметров управления электроприводов станка производится оперативно и с получением пространственного распределения динамической податливости при реализации методов испытаний с динамической нагрузкой.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнена научно-квалификационная работа, в которой предложено решение актуальной для современных технологий машиностроения задачи повышения достоверности результатов определения погрешностей перемещений узлов фрезерных станков с ЧПУ за счет приложения динамической нагрузки, имитирующей силовые явления при фрезеровании. Разработаны методы испытания с силовым вибрационным нагружением упругой системы станка, позволяющие более точно и достоверно определять погрешности позиционирования и перемещения узлов фрезерных станков под действием имитации рабочей нагрузки.

2. Разработано устройство для инерционной имитации силовой вибрационной нагрузки, возникающей в процессе фрезерования, позволяющее также оценить эффективность вибродемпфирующих устройств и их влияние на погрешность перемещений и динамическую характеристику станков. Установлено, что значения амплитуд виброперемещений узлов станка в процессе экспериментальных испытаний с предложенным вибровозбудителем в виде двигателя со статически несбалансированным ротором имеют сходимость менее 10% по сравнению с амплитудами виброперемещений при фрезеровании.

3. В результате высокоскоростной съемки установлена неравномерность перемещений элементов станка под действием приложенного силового воздействия и их связь с механическим износом элементов шарико-винтовой передачи. Это позволяет уточнить картину виброперемещений гайки на участке локального износа ШВП.

4. Разработан метод оценки точности и виброустойчивости круговых перемещений фрезерных станков с применением телескопического датчика с применением имитирующего силового возбуждения (Пат. №2794584), позволяющий построить карту распределения динамической податливости в плоскости стола с точностью до 10%. Использование разработанного метода

определения погрешностей круговых перемещений с имитацией рабочей нагрузки при построении карты распределения динамической податливости стола позволяет осуществить обоснованный выбор участка рабочей зоны станка, в котором может быть обеспечена заданная точность обработки.

5. Результаты, полученные в ходе комплексных испытаний различных станков в нагруженных состояниях, могут использоваться для оптимизации математических моделей оборудования в условиях динамической нагрузки и вибродемпфирующих устройств, а также поиска оптимальных технических решений в области виброзащиты фрезерных станков.

6. Предложено техническое решение, при котором за счет увеличенного вылета фрезы создаются вынужденные колебания, что позволяет определить границу виброустойчивости специальных малогабаритных станков объектного базирования и эффективность конструктивных методов виброгашения. Задача обеспечения точности под нагрузкой малогабаритных конструкций может быть решена преимущественно за счет повышения жесткости элементов линейного привода.

7. Результаты исследований применены при выполнении 7 хозяйственных работ по технической диагностике 12 единиц оборудования на общую сумму 312 000 руб., а также проектированию и изготовлению механической части специального фрезерного станка на 705 357,36 руб.

СПИСОК ТЕРМИНОВ

Виброустойчивость – устойчивость упругой системы станка к возникновению интенсивных колебаний при резании или воздействии имитирующей нагрузки.

Диагностический признак – параметр сигнала, несущий информацию о техническом состоянии.

Динамическая система – совокупность упругой системы и рабочих процессов в их взаимодействии.

Динамическое качество станка – совокупность показателей динамических процессов в станках, определяющих степень соответствия перечисленным требованиям устойчивости, точности, долговечности, малых энергетических потерь.

Достоверность технического диагностирования – степень объективного соответствия результатов диагностирования действительному техническому состоянию объекта.

Жесткость – способность упругой системы сопротивляться деформации, характеризуемая отношением силы, вызывающей относительное смещение движущихся тел к величине этого смещения.

Информативность диагностического параметра – вероятность правильной постановки диагноза в результате его использования.

Испытания – экспериментальное определение количественных и (или) качественных характеристик свойств объекта испытаний как результата воздействия на него, при его функционировании, при моделировании объекта и (или) воздействий.

Испытания на устойчивость – испытания, проводимые для контроля способности изделия (оборудования) выполнять свои функции и сохранять значения параметров в пределах установленных норм во время действия на него определенных факторов.

Диагностирование техническое – процесс определения технического состояния объекта.

Контроль технического состояния – проверка соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и определение на этой основе одного из заданных видов технического состояния в данный момент времени.

Метод испытаний – правила применения определенных принципов и средств испытаний

Точность – степень соответствия свойств предмета, объекта, системы, процесса, явления его номинальному, заданному, установленному, допустимому, идеальному значению или закону.

Функциональная точка – точка по центральной оси режущего инструмента или другая связанная с компонентом станка точка, в которой режущий инструмент соприкасается с этим компонентом с целью снятия материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аникеева, О. В. Опыт отечественных и зарубежных научных школ в области точности металлорежущих станков / О. В. Аникеева // Качество в производственных и социально-экономических системах : сб. науч. тр. 4-й Междунар. науч.-техн. конф. (Курск, 21–22 апр. 2016 г.) / Юго-Запад. гос. ун-т. – Курск : Университетская книга, 2016. – С. 19–30.
2. Аникеева, О. В. Управление качеством при ремонте металлорежущих станков по фактическому техническому состоянию / О. В. Аникеева, И. В. Зотов, С. Г. Емельянов, К. В. Подмастерьев // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2014. – № 1 (52). – С. 66–70.
3. Алейников, Д. П. Моделирование сил резания и определение вибродиагностических признаков дефектов концевых фрез / Д. П. Алейников, А. В. Лукьянов. – DOI: 10.18324/2077-5415-2017-1-39-47 // Системы. Методы. Технологии. – 2017. – № 1 (33). – С. 39–47.
4. Базров, Б. М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков / Б. М. Базров. – Москва : Машиностроение, 1978. – 216 с.
5. Блохин, Д. А. Составление карты позиционной точности стола фрезерного станка / Д. А. Блохин, Ю. А. Блохина, М. М. Лакман. – DOI 10.25206/1813-8225-2021-180-21-25 // Омский научный вестник. – 2021. – № 6 (180). – С. 21–25.
6. Блохин, Д. А. Составление карты точности перемещений стола фрезерного станка под нагрузкой / Д. А. Блохин, И. Н. Дроздов // Вестник МГТУ «Станкин». – 2021. – № 4 (59). – С. 53–56.
7. Блохин, Д.А. Способ контроля виброустойчивости стола вертикально-фрезерного станка / Д. А. Блохин, А. Ю. Попов, Ю. Р. Нуртдинов, И. Н. Дроздов // Инновационное и цифровое машиностроение : материалы Всерос.

- науч.-техн. конф. (Уфа, 7–9 апр. 2021 г.). – Уфа : Уфимский гос. авиац. техн. ун-т, 2021. – С. 263–268.
8. Бондаренко, И. Р. Оценка некоторых подходов к определению силы резания при фрезеровании на высоких и сверхвысоких подачах / И. Р. Бондаренко. – DOI: 10.12737/article_5940f01a2f8156.34410116 // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. – 2017. – № 7. – С. 131–135.
 9. Бушуев, В. В. Определение приведенных коэффициентов демпфирования элементов привода подач станков с передачей винт-гайка качения / В. В. Бушуев, В. А. Новиков // Вестник МГТУ «Станкин». – 2016. – № 4 (39). – С. 22–26.
 10. Бушуев, В. В. Повышение точности станков с ЧПУ для контурной обработки за счет улучшения динамических характеристик электромеханических приводов подачи : специальность 05.02.07 «Технология и оборудование механической и физико-технической обработки» : дис. ... канд. техн. наук / В. В. Бушуев. – Москва, 2017. – 183 с.
 11. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф. М. Диментберг, К. С. Колесникова. – Москва : Машиностроение, 1980. – 544 с.
 12. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / под ред. К. Ф. Фролова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 456 с.
 13. Врагов, Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. Основы компонетики / Ю.Д. Врагов. – Москва : Машиностроение, 1978. – 208 с.
 14. Гаврилов, В. А. Исследование рабочей зоны и жесткости механизмов с параллельной кинематикой / В. А. Гаврилов, Д. А. Спиридонов, А. Г. Кольцов // СТИН. – 2004. – № 2. – С. 24–26.
 15. Гаврилов, В. А. Повышение точности механической обработки на многофункциональном оборудовании на основе моделирования динамических погрешностей : специальность 05.02.08 «Технология машиностроения» : дис. ... д-ра техн. наук / В. А. Гаврилов ; Ом. гос. техн. ун-т. – Омск, 2007. – 362 с.

16. ГОСТ 8-82. Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность : гос. стандарт Союза ССР : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Постановлением Гос. комитета СССР по стандартам от 23 сент. 1982 г. № 3728 : дата введ. 1983-07-01 / разработ. Мин-вом станкостроительной и инструментальной пром-сти. – Москва : Изд-во стандартов, 1990. – 13 с.
17. ГОСТ ISO 230-1–2018. Нормы и правила испытаний станков. Часть 1. Геометрическая точность станков, работающих на холостом ходу или в квазистатических условиях : межгос. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 17 нояб. 2020 г. № 1086-ст. : дата введ. 2021-08-01 / подгот. ПАО «Экспериментальный науч.-исслед. ин-т металлорежущих станков». – Москва : Стандартиформ, 2020. – 152 с.
18. ГОСТ ISO 230-4-2015. Методика испытаний металлорежущих станков. Часть 4. Испытания на отклонения круговых траекторий для станков с ЧПУ : межгос. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 12 мая 2016 г. № 300-ст. : дата введ. 2017-01-01 / подгот. ПАО «Экспериментальный науч.-исслед. ин-т металлорежущих станков». – Москва : Стандартиформ, 2016. – 20 с.
19. ГОСТ ISO 10791-7-2016. Центры обрабатывающие. Условия испытаний. Часть 7. Точность обработки испытательных образцов : межгос. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 28 июня 2017 г. № 589-ст. : дата введ. 2018-07-01 / подгот. ПАО «Экспериментальный науч.-исслед. ин-т металлорежущих станков». – Москва : Стандартиформ, 2017. – 26 с.
20. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации : нац. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 15 дек. 2009 г. № 858-ст. : дата введ. 2011-01-01 / подгот.

- Автономной некоммерческой организацией «Науч.-исслед. центр контроля и диагностики техн. систем». – Москва : Стандартинформ, 2019. – 32 с.
21. ГОСТ Р ИСО 13373-3-2016. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 3. Руководство по диагностированию по параметрам вибрации : нац. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 24 нояб. 2016 г. № 1769-ст. : дата введ. 2017-12-01 / подгот. ОАО «Науч.-исслед. центр контроля и диагностики техн. систем». – Москва : Стандартинформ, 2019. – 40 с.
 22. ГОСТ ISO/TR 16907-2017. Станки металлорежущие. Коррекция геометрических погрешностей с помощью ЧПУ : межгос. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 1 марта 2019 г. № 937-ст. : дата введ. 2019-03-01 / подгот. Федер. гос. унитарным предприятием «Всерос. науч.-исслед. ин-т стандартизации и сертификации в машиностроении». – Москва : Стандартинформ, 2020. – 32 с.
 23. ГОСТ Р ИСО 17359-2015. Контроль состояния и диагностика машин. Общее руководство : нац. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 20 окт. 2015 г. № 1581-ст. : дата введ. 2016-12-01 / подгот. ОАО «Науч.-исслед. центр контроля и диагностики техн. систем». – Москва : Стандартинформ, 2019. – 32 с.
 24. ГОСТ Р ИСО 20816-1-2021. Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 1. Общее руководство : нац. стандарт : изд. офиц. : утв. и введ. в действие Приказом Федер. агентства по техн. регулированию и метрологии от 29 окт. 2021 г. № 1894-ст. : дата введ. 2016-12-01 / подгот. ОАО «Науч.-исслед. центр контроля и диагностики техн. систем». – Москва : Стандартинформ, 2022. – 36 с.
 25. Григорьян Г. Д. Точность, надежность и производительность металлорежущих станков / Г. Д. Григорьян, С. А. Зелинский, Г. А. Оборский, М. Я. Тальянker. – Киев : Тэхника, 1991. – 222 с.

26. Гуревич, М. В. Режимы резания труднообрабатываемых материалов : справочник / Я. Л. Гуревич, М. В. Горохов, В. И. Захаров [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1986. – 240 с.
27. Древаль, А. Е. Определение минимального диаметра концевой фрезы / А. Е. Древаль, Д. В. Виноградов, О. В., Мальков. – DOI: 10.7463/1115.0827318 // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2015. – № 11. – С. 43–59.
28. Евстигнеев, В. Н. Оценка компоновок многоцелевых станков по критерию жесткости / В. Н. Евстигнеев, З. М. Левина // Станки и инструмент. – 1986. – № 1. – С. 5–7.
29. Козочкин, М. П. Диагностика и сертификация металлорежущего оборудования / М. П. Козочкин, А. Р. Маслов, Ф. С. Сабиров, А. Н. Порватов. – Москва : Инновационное машиностроение, 2017. – 238 с. – ISBN 978-5-9500364-3-9.
30. Косилова, А. Г. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении / А. Г. Косилова, Р. К. Мещеряков, М. А. Калинин. – Москва : Машиностроение, 1976. – 288 с.
31. Косов, М. Г. Оценка точности металлорежущих станков на этапе проектирования / М. Г. Косов, В. В. Киселев // Станки и инструмент. – 1988. – № 8. – С. 16–18.
32. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 359 с.
33. Кудинов, В. А. Поузловой анализ динамических характеристик упругой системы станков / В. А. Кудинов, В. М. Чуприна // Станки и инструмент. – 1989. – № 11. – С. 8–11.
34. Кузнецов, А. П. Структурная точность металлорежущих станков / А. П. Кузнецов, М. Г. Косов // СТИН. – 2012. – № 5. – С. 2–7.
35. Кузнецов, А. П. Геометрическая точность металлорежущих станков: компенсация, коррекция, управление. Часть 1 / А. П. Кузнецов. – DOI

- 10.22184/2499-9407.2020.18.1.40.47 // Станкоинструмент. – 2020. – № 1 (18). – С. 40–47.
36. Кузнецов, А. П. Геометрическая точность металлорежущих станков: компенсация, коррекция, управление. Часть 2 / А. П. Кузнецов. – DOI 10.22184/2499-9407.2020.19.02.38.45 // Станкоинструмент. – 2020. – № 2 (19). – С. 38–45.
37. Кузнецов, А. П. Точность металлорежущих станков в ее историческом развитии Часть 2 / А. Кузнецов. – DOI 10.22184/24999407.2017.9.4.14.21 // Станкоинструмент. – 2017. – № 4 (9). – С. 14–21.
38. Мещерякова, В. Б. К оценке выходных параметров точности высокоскоростной обработки на станках с числовым программным управлением / В. Б. Мещерякова, К. А. Авдошин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – № 2. – С. 60–68.
39. Никуличев, И. В. Повышение точности 5-координатных многоцелевых станков с ЧПУ на основе разработанных методов измерения геометрических отклонений : специальность 05.02.07 «Технология и оборудование механической и физико-технической обработки» : дис. ... канд. техн. наук / И. В. Никуличев. – Москва, 2013. – 132 с.
40. Патент № 2794584 С1 Российская Федерация, МПК G01M 13/00, B23Q 17/00. Способ диагностики точности металлорежущего станка под нагрузкой : № 2022109724 : заявл. 12.04.2022 : опубл. 21.04.2023 / Д. А. Блохин, А. Ю. Попов ; заявитель Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный технический университет".
41. Плотников, А. Л. Управление параметрами процесса лезвийной обработки на станках с ЧПУ : моногр. / А. Л. Плотников ; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Тольятти : ОНИКС ; Волгоград : Изд-во ВолгГТУ, 2012. – 231 с. – ISBN 978-5-9903090-4-3.
42. Попеско, А. И. Износ технологических машин и оборудования при оценке их рыночной стоимости : учеб. пособие / А. И. Попеско, А. В. Ступин, С. А.

- Чесноков. – Москва : Российское общество оценщиков, 2002. – 241 с. – ISBN 5-93027-010-4.
43. Проников, А. С. Оценка качества металлорежущих станков по выходным параметрам точности / А. С. Проников // Станки и инструмент. – 1980. – № 6. – С. 5–8.
 44. Проников, А. С. Программный метод испытания металлорежущих станков / А. С. Проников. – Москва : Машиностроение, 1985. – 287 с.
 45. Пуш, А. В. Оценка качества станков по областям состояний их динамических характеристик / А. В. Пуш // Станки и инструмент. – 1984. – № 7. – С. 9–12.
 46. Решетов, Д. Н. Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – Москва : Машиностроение, 1986. – 336 с.
 47. Серков, Н. А. Методы и средства измерения первичных отклонений звеньев механизмов несущей системы многокоординатных станков с ЧПУ / Н. А. Серков, И. В. Никуличев // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2012. – № 2. – С. 43–51.
 48. Соколовский, А. П. Жесткость в технологии машиностроения / А. П. Соколовский. – Москва : Машгиз, 1946. – 271 с.
 49. Соколовский, А. П. Точность механической обработки и пути ее повышения / А. П. Соколовский. – Москва : Машгиз, 1951. – 487 с.
 50. Сабиров, Ф. С. Диагностика источников вибраций станочного оборудования в производственных условиях / Ф. С. Сабиров, М. П. Козочкин, В. А. Самсонов, И. Н. Игнатов // Станкостроение и инновационное машиностроение. Проблемы и точки роста : материалы Всерос. науч.-техн. конф. (Уфа, 26–28 февр. 2020 г.). – Уфа : Изд-во Уфимского гос. авиац. техн. ун-та, 2020. – С. 157–163.
 51. Сабиров, Ф. С. Оперативная оценка виброустойчивости станков и состояния шпиндельных подшипников / Ф. С. Сабиров, С. С. Шемякин // Вестник машиностроения. – 2015. – № 8. – С. 14–16.
 52. Саранцев, С. С. Структурно-параметрический анализ электропривода с нелинейностью типа «люфт» в кинематической цепи : специальность 05.09.03

- «Электротехнические комплексы и системы»: дис. ... канд. техн. наук / С. С. Саранцев. – Самара, 2013. – 161 с.
53. Серков, Н. А. Точность многокоординатных машин с ЧПУ: теория, эксперимент, практика : специальность 05.02.18 «Теория механизмов и машин», 05.11.15 «Метрология и метрологическое обеспечение»: дис. ... д-ра техн. наук / Н. А. Серков ; Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН. – Москва, 2017. – 335 с.
54. Справочник технолога-машиностроителя : в 2 т. / под ред. А. С. Васильева, А. А. Кутина. – Москва : Инновационное машиностроение, 2018. – Т. 2. – 817 с. – ISBN 978-5-6040281-7-9.
55. Татарских, Б. Я. Организационно-технологические и экономические проблемы системной модернизации машиностроительного комплекса Российской Федерации / Б. Я. Татарских // Организационно-экономические и инновационно-технологические проблемы модернизации экономики России : сб. ст. IX Междунар. науч.-практ. конф. (Пенза, 17–18 июня 2019 г.). – Пенза : Изд-во Пензенского гос. аграр. ун-та, 2019. – С. 3–9.
56. Телешевский, В. И. Влияние нагрузок на лазерную коррекцию объемной точности многокоординатных технологических и измерительных систем / В. И. Телешевский, Я. И. Пимушкин, В. А. Соколов. – DOI 10.47617/2072-3172_2020_2_8 // Вестник МГТУ «Станкин». – 2020. – № 2 (53). – С. 8–13.
57. Технология линейных перемещений : справ. руководство / Rexroth Bosch AG. R310RU. – 2008. – URL: <https://www.motion-products.ru/upload/iblock/e49/e498bfc1fb259dd6f80e3f670c13d151.pdf> (дата обращения: 25.03.2023).
58. Тимирязев, В. А. Управление точностью многоцелевых станков / В. А. Тимирязев // Станки и инструмент. – 1991. – № 1. – С. 11–13.
59. Хомяков, В. С. Оценка влияния стыков на точность станков / В. С. Хомяков, И. В. Тарасов // Станки и инструмент. – 1991. – № 7. – С. 15–17.
60. Шевченко, А.Ю. Исследование сил при съеме тонких слоев строганием и фрезерованием / А. Ю. Шевченко, А. Ю. Попов, И. Н. Дроздов [и др.]. – DOI

- 10.18698/0236-3941-2021-4-66-79 // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2021. – № 4 (139). – С. 66–79.
61. Юркевич, В. В. Испытания металлообрабатывающих станков методом измерения траекторий формообразования : учеб. пособие / В. В. Юркевич. – Москва : Станкин, 2010. – 324 с.
62. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики : учеб. для студентов высших учебных заведений, обучающихся по техническим специальностям / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова. – 16-е изд., стер. – Москва : КноРус, 2011. – 603 с. – ISBN 978-5-406-01977-1.
63. Altintas, Y. Chatter Stability of Metal Cutting & Grinding / Y. Altintas, M. Weck // CIRP Annals. – 2004. – Vol. 53 (2). – P. 619–642.
64. Altintas, Y. Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling / Y. Altintas, E. Budak // CIRP Annals. – 1995. – Vol. 44 (1). – P. 357–362.
65. Altintas, Y. Generalized Dynamic Model of Metal Cutting Operations / Y. Altintas, Z. M. Kilic // CIRP Annals. – 2013. – Vol. 62 (1). – P. 47–50.
66. Altintas, Y. Manufacturing Automation / Y. Altintas. – Cambridge University Press, 2000. – 286 p.
67. Altintas, Y. Erratum to «Machine tool feed drives» / Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher [et al.]. – DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010 // Machine tool feed drives. – 2011. – Vol. 60 (2). – P. 779–796.
68. Altintas, Y. Virtual machine tool / Y. Altintas, C. Brecher, M. Weck, S. Witt // CIRP Annals. – 2005. – Vol. 54 (2). – P. 115–138.
69. Archenti, A. A new method for circular testing of machine tools under loaded condition / A. Archenti, M. Nicolescu, G. Casterman, S. Hjelm. – DOI: 10.1016/j.procir.2012.05.002 // Procedia CIRP. – 2012. – Vol. 1 (1). – P. 575–580.
70. Blokhin, D. A. Investigation of the causes of shape deviations in contour milling / D. A. Blokhin, A. Yu. Popov. – DOI 10.1088/1742-6596/1260/3/032007 // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – Vol. 1260 (3). – P. 032007.

71. Brecher, C. Axis position dependent dynamics of multi-axis milling machines / C. Brecher, H. Altstädter, M. Daniels. – DOI: [10.1016/j.procir.2015.03.068](https://doi.org/10.1016/j.procir.2015.03.068) // Procedia CIRP. – 2015. – Vol. 31 (1). – P. 508–514.
72. Chen, J. S. A ballscrew drive mechanism with piezo-electric nut for preload and motion control / J. S. Chen, I. C. Dwang. – DOI: [10.1016/S0890-6955\(99\)00078-4](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(99)00078-4) // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2000. – Vol. 40, no. 4. – P. 513–526.
73. Cheng, Q. Key geometric error extraction of machine tool based on extended Fourier amplitude sensitivity test method / Q. Cheng, B. Sun, Z. Liu [et al.]. – DOI: [10.1007/s00170-016-9609-x](https://doi.org/10.1007/s00170-016-9609-x) // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2017. – Vol. 90. – P. 3369–3385.
74. Deng, C. Analysis of the machine tool dynamic characteristics in manufacturing space based on the generalized dynamic response model / C. Deng, Y. Liu, J. Zhao [et al.] // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2017. – Vol. 92 (1). – P. 1411–1424.
75. Ding, B. Active preload control of a redundantly actuated Stewart platform for backlash prevention / B. Ding, B. S. Cazzolato, S. Grainger [et al.]. – DOI: [10.1016/j.rcim.2014.09.005](https://doi.org/10.1016/j.rcim.2014.09.005) // International Conference on Robotics and Automation. – Karlsruhe, Germany, 2015. – P. 1908–1915.
76. Drossel, W.-G. Evaluation of shape memory alloy bulk actuators for wear compensation in ball screw drives / W.-G. Drossel, T. Junker, A. Bucht [et al.]. – DOI: [10.1016/j.ifacol.2016.10.516](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.10.516) // IFAC-PapersOnLine. – 2016. – Vol. 49, no. 21. – P. 88–94.
77. Faassen, R. P. H. Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling / R. P. H. Faassen, N. Van de Wouw, J. A. J. Oosterling, H. Nijmeijer. – DOI: [10.1016/S0890-6955\(03\)00171-8](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(03)00171-8) // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2003. – Vol. 43, no. 14. – P. 1437–1446.
78. Feng, G.-F. Examining the misalignment of a linear guideway pair on a feed drive system under different ball screw preload levels with a cost-effective MEMS vibration sensing system / G.-F. Feng, Ch.-Ch. Wang. – DOI: [10.1016/j.procir.2015.03.068](https://doi.org/10.1016/j.procir.2015.03.068)

- [10.1016/j.precisioneng.2017.07.001](https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2017.07.001) // Precision Engineering. – 2017. – Vol. 50. – P. 467–481.
79. Fujishima, M. Study of sensing technologies for machine tools / M. Fujishima, K. Ohno, S. Nishikawa [et al.] // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. – 2016. – Vol. 14. – P. 71–75.
80. Florussen, G. H. J. Dynamic R-Test for Rotary Tables on 5-Axes Machine Tools / G. H. J. Florussen, H. A. M. Spaan. – DOI:10.1016/j.procir.2012.04.095 / Procedia CIRP. – 2012. – Vol. 1. – P. 536–539.
81. Fujishima, M. Study on quality improvement of machine tools / M. Fujishima, M. Mori, K. Nishimura, K. Ohno. – DOI: 10.1016/j.procir.2016.09.029 // Procedia CIRP. – 2017. – Vol. 59. – P. 156–159.
82. Givi, M. Validation of volumetric error compensation for a five-axis machine using surface mismatch producing tests and on-machine touch probing / Mehrdad Givi, J. R. R. Mayer. – DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2014.08.001 // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2014. – Vol. 87. – P. 89–95.
83. Guo, C. A novel dynamics model of ball-screw feed drives based on theoretical derivations and deep learning / C. Guo, L. Chen, J. Ding // Mechanism and Machine Theory. – 2019. – Vol. 141. – P. 196–212.
84. Guo, S. A Recognition methodology for the key geometric errors of a multi-axis machine tool based on accuracy retentivity analysis / S. Guo, S. Tang, D. Zhang. – DOI: 10.1155/2019/8649496 // Complexity. – 2019. – Vol. 22. – P. 1–21.
85. Iglesias, A. Optimisation of Face Milling Operations with Structural Chatter Using a Stability Model Based Process Planning Methodology / A. Iglesias, J. Munoa, J. Ciurana // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2014. – Vol. 70 (1–4). – P. 559–571.
86. Insperger, T. Stability of the Milling Process / T. Insperger, G. Stepan // Periodica Polytechnica - Mechanical Engineering. – 2000. – Vol. 44 (1). – P. 47–57.
87. Kato, N. 3D circular interpolation motion equivalent to cone frustum cutting in five-axis machining centers and its sensitivity analysis / N. Kato, R. Sato, M. Tsutsumi // Procedia CIRP. – 2012. – Vol. 1. – P. 530–535.

88. Lei, W. T. Total ballbar dynamic tests for five-axis CNC machine tools / W. T. Lei, I. M. Paung, Chen-Chi Yu. – DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2009.01.003 // [International Journal of Machine Tools and Manufacture](#). – 2009. – Vol. 49 (6). – P. 488–499.
89. Li, P. Prognosability study of ball screw degradation using systematic methodology / P. Li, X. Jia, J. Feng [et al.]. – DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.02.046 // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2018. – Vol. 109. – P. 45–57.
90. Luo, B. A method to predict position-dependent structural natural frequencies of machine tool / B. Luo // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 2015. – Vol. 92. – P. 72–84.
91. Majda, P. The influence of geometric errors compensation of a CNC machine tool on the accuracy of movement with circular interpolation / P. Majda // *Advances in manufacturing science and technology*. – 2012. – Vol. 36, no. 2. – P. 59–67.
92. Mao, X. An approach for measuring the FRF of machine tool structure without knowing any input force / X. Mao, B. Luo, B. Li [et al.] // *International Journal of Mach. Tools and Manufacture*. – 2014. – Vol. 86. – P. 62–67.
93. Mekid, S. *Introduction to Precision Machine Design and Error Assessment* / S. Mekid. – Boca Raton, FL : CRC Press, 2009. – 338 p.
94. Munoa, J. Chatter suppression techniques in metal cutting / J. Munoa, X. Beudaert, Z. Dombovari [et al.]. – DOI: 10.1016/j.cirp.2016.06.004 // *CIRP Annals*. – 2016. – Vol. 65, no. 2. – P. 785–808.
95. Munoa, J. Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator / J. Munoa, I. Mancisidor, N. Loix [et al.]. – DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.143 // *CIRP Annals*. – 2013. – Vol. 62, no. 1. – P. 407–410.
96. Munoa, J. Active suppression of structural chatter vibrations using machine drives & accelerometers / J. Munoa, X. Beudaert, K. Erkorkmaz [et al.] // *CIRP Annals*. – 2015. – Vol. 64 (1). – P. 385–388.
97. Rott, O. A comparison of analytical cutting force models : preprint no. 1151 / O. Rott, D. Homberg, C. Mense. – WIAS, Berlin, 2006. – 23 p.

98. Szipka, K. Measurement and analysis of machine tool errors under quasi-static and loaded conditions / K. Szipka, T. Laspas, A. Archenti. – DOI: 10.1016/j.precisioneng.2017.07.011 // Precision Engineering. – 2017. – Vol. 51. – P. 59–67.
99. Schwenke, H. Geometric error measurement and compensation of machines - An update / H. Schwenke, W. Knapp, H. Haitjema [et al.].– DOI: 10.1016/j.cirp.2008.09.008 // CIRP Annals. – 2008. – Vol. 57 (2). – P. 660–675.
100. Verl, A. Correlation between feed velocity and preloading in ball screw drives / A. Verl, S. Frey. – DOI: 10.1016/j.cirp.2010.03.136 // CIRP Annals. – 2010. – Vol. 59 (1). – P. 429–432.
101. Woźniak, M. Analysis of results of circular tests for numerically controlled machine tools dependent on positions of tests in work spaces / M. Woźniak, P. Majda. – DOI: 10.2478/amst-2016-0016 // Advances in manufacturing science and technology. – 2016. – Vol. 40, no. 3. – P. 53–60.
102. Yang, J. X. A position independent geometric errors identification and correction method for five-axis serial machines based on screw theory / J. X. Yang, J. R. Mayer, Y. Altintas. – DOI: [10.1016/j.ijmachtools.2015.04.011](https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2015.04.011) // [International Journal of Machine Tools and Manufacture](#). – 2015. – Vol. 95. – P. 52–66.
103. Zhang, X. Integrated modeling and analysis of ball screw feed system and milling process with consideration of multi-excitation effect / X. Zhang, J. Zhang, W. Zhang [et al.]. – DOI: 10.1016/j.ymsp.2017.05.011 // [Mechanical Systems and Signal Processing](#). – 2018. – Vol. 98. – P. 484–505.
104. Zhong, L. Volumetric accuracy evaluation for five-axis machine tools by modeling spherical deviation based on double ball-bar kinematic test / Lei Zhong, Qingzhen Bi, Yuhan Wang. – DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2017.06.005 // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2017. – Vol. 122. – P. 106–119.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. ПАТЕНТ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2794584**Способ диагностики точности металлорежущего станка под нагрузкой**

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный технический университет" (RU)*

Авторы: *Блохин Дмитрий Андреевич (RU), Попов Андрей Юрьевич (RU)*

Заявка № 2022109724

Приоритет изобретения 12 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 21 апреля 2023 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 12 апреля 2042 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 68b80077614e300a94e6bd24145d5c7
Владелец: **Зубов Юлий Сергеевич**
Документ создан 26.05.2023

Ю.С. Зубов

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ



Общество с ограниченной ответственностью
«Научно-Технический Центр «Эталон»
 (ООО «НТЦ «Эталон»)

197343, Санкт-Петербург, ул. Матроса Железняка, дом 57, литера А
 тел./факс: (812) 640-66-92, (812) 640-66-94
 ИНН/КПП 7804420632/781401001,
www.ntc-etalon.spb.ru, e-mail: ntc-etalon@yandex.ru

А К Т № 2305-01АВ

от 26 мая 2023 г

о внедрении результатов диссертационной работы Блохина Дмитрия Андреевича, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 2.5.5 – «Технология и оборудование механической и физико-технической обработки»

Настоящим актом удостоверяется, что результаты диссертационной работы Блохина Дмитрия Андреевича на тему «Разработка метода определения погрешностей перемещений узлов фрезерных станков с числовым программным управлением с физической имитацией рабочей динамической нагрузки» внедрены в производственную деятельность ООО «НТЦ «Эталон».

Использование результатов исследований автора в области контроля точности перемещений в ходе разработки компоновочной схемы и конструкции специального фрезерного станка УНКМ.041648.001 позволило обеспечить виброустойчивость конструкции станка в требуемом диапазоне режимов обработки, а также провести диагностику запаса виброустойчивости станка объектного базирования при использовании увеличенного вылета фрезы (до 100 мм). Малогабаритный специальный станок с ЧПУ обеспечил обработку ячейки с точностью 0,1 мм согласно требованиям технического задания.

Директор,
 д.т.н., профессор



О.В. Краснов

Минобрнауки России

**Федеральное государственное
автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Омский государственный
технический университет»
(ОмГТУ)**

просп. Мира, д.11, Омск, 644050
тел. (3812) 65-34-07, факс (3812) 65-26-98
e-mail: info@omgtu.ru, <http://www.omgtu.ru>
ОКПО 02068999, ОГРН 1025500531550
ИНН/КПП 5502013556/ 550101001

№ _____

на № _____

от _____

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по образовательной
деятельности

Н.А. Прокудина

_____ 2024 г.



АКТ

о внедрении в учебный процесс результатов диссертационной работы старшего преподавателя ОмГТУ Блохина Дмитрия Андреевича

Настоящим актом подтверждается, что материалы кандидатской диссертации «Разработка метода определения погрешностей перемещений узлов фрезерных станков с числовым программным управлением с физической имитацией рабочей динамической нагрузки», выполненной старшим преподавателем кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» ОмГТУ Блохиным Дмитрием Андреевичем, используются в учебном процессе в лекционных, лабораторных и практических занятиях по профилю «Процессы механической и физико-технической обработки, станки и инструменты» направления подготовки 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств в следующих учебных дисциплинах:

1. «Проблемы эксплуатации технологического оборудования» - испытания фрезерных станков на точность перемещений с физическим моделированием сил, возникающих в процессе фрезерования;
2. «Проектирование приводов металлорежущих станков» - экспериментальная оценка эффективности конструкций линейных приводов и вибродемпфирующих устройств;
3. «Расчет, моделирование и конструирование оборудования с компьютерным управлением» - применение результатов диагностики под нагрузкой для совершенствования цифровых моделей металлорежущих станков.

Начало использования объекта внедрения: сентябрь 2023 г.

Заведующий кафедрой «Металлорежущие
станки и инструменты», к.т.н., доцент

Е.В. Васильев