

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



КУЗНЕЦОВ Сергей Фёдорович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ В
УСЛОВИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
МОБИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Специальность 05.02.07 – Технология и оборудование
механической и физико-технической
обработки

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Козлов А.М.

Липецк – 2019

Содержание

Введение	4
Глава 1. Исследование механизма возбуждения колебаний	
1.1. Особенности мобильного металлорежущего оборудования.....	7
1.2. Анализ влияния вибрации на выходные параметры системы резания	14
1.3. Анализ причин возникновения вибрации при резании.....	21
1.4. Выводы по главе.....	34
Глава 2. Теоретическое исследование динамики процесса	
2.1. Расчётная схема технологической системы.....	35
2.2. Математическое описание компонент вибрации.....	41
2.3. Описание подсистемы инструмента.....	50
2.4. Расчёт области устойчивости технологической системы.....	56
2.5. Выводы по главе.....	63
Глава 3. Экспериментальное исследование динамики процесса	
3.1. Методика исследований.....	64
3.2. Определение параметров колебательных процессов.....	67
3.3. Анализ колебательных процессов.....	73
3.4. Выводы по главе.....	92
Глава 4. Исследование внешнего воздействия на динамику системы	
4.1. Разработка демпфирующего устройства.....	93
4.2. Анализ применения демпфирующего устройства на мобильном фрезерном оборудовании.....	101
4.3. Практическая реализация результатов исследований.....	107
4.4. Перспективы практического применения.....	111
4.5. Выводы по главе.....	113
Заключение.....	114

Литература.....	116
Приложение 1	

ВВЕДЕНИЕ

Современная технология многокоординатного фрезерования позволяет получать самые различные конфигурации деталей. Но производительность такого процесса имеет ряд ограничений. Этому способствует его нестабильность вследствие периодических входов и выходов зубьев фрезы из контакта с заготовкой, сопровождающихся ударными явлениями. Также при обработке деталей со сложной геометрией возникают резкие изменения сил резания. Кроме того, в ряде случаев отсутствует возможность установки детали на станок. Во-первых, из-за параметров детали (детали большой длины, большой площади или малых габаритов с мелкими геометрическими контурами обрабатываемой поверхности). Во-вторых, особенностью технологии обработки (деталь должна быть обработана после сборки узла или установки на месте эксплуатации). Такого рода технологии применяются в тяжелом машиностроении, при использовании мобильного или настольного оборудования для обработки небольших деталей со сложной геометрией, горнодобывающей промышленности, при шлифовании ж/д путей, при обслуживании трубопроводов, в ремонтном производстве.

В таких случаях применяют специальное оборудование: мобильное или портативное. Особенностью такого оборудования является отсутствие фундамента и станины. Поэтому технологическая система в данном случае будет обладать меньшей жесткостью по сравнению со стационарными станками. Всё это приводит к возникновению вибраций в технологической системе, что ограничивает производительность процесса, снижает стойкость инструмента и увеличивает износ узлов станка. В работе рассматривается технология фрезерования геометрически сложных деталей концевыми фрезами для условий технологической системы малой жесткости.

Мобильное металлорежущее оборудование ограничено в производительности, так как не имеет достаточной и стабильной жесткости для использования возросшей единичной мощности приводов, соответственно

производительных режимов резания, из-за развивающейся вибрации сверхдопустимой. Поэтому требуется технологическая система с повышенным демпфированием и саморегуляцией выходных параметров колебаний в соответствии с условиями резания металла.

Таким образом, разработка методики повышения производительности фрезерования с сохранением точности обработки в условиях технологической системы мобильного оборудования, является актуальной задачей.

Цель работы: расширение технологических возможностей мобильного металлорежущего оборудования для процесса механической обработки концевыми фрезами за счет разработки метода внешнего воздействия на колебательный процесс технологической системы.

Для достижения поставленных целей были сформулированы и решены следующие **задачи**:

1. Выбрать и обосновать метод повышения производительности фрезерования.
2. Разработать математическое описание компонент вибрации (виброскорости), учитывающее процессы и связи образующие технологическую систему портативного фрезерного оборудования, а также механизмы возбуждения колебаний в ней.
3. Определить условия демпфирования в технологической системе малой жесткости при фрезеровании концевым инструментом.
4. Разработать конструкцию демпфирующего устройства.
5. Разработать методику демпфирования колебаний процесса фрезерования для условий мало жесткой технологической системы.

Научная новизна работы:

1. Раскрыт механизм развития колебаний технологической системы мобильного оборудования при механической обработке концевыми фрезами.
2. Установлены закономерности, характеризующие влияние параметров демпфирующего устройства: частота и амплитуда колебаний – на механизм развития колебаний в технологической системе мобильного

оборудования в зависимости от режимов резания, для процесса механической обработки концевыми фрезами.

3. Разработана методика определения условий устойчивости технологической системы мобильного оборудования, отличающаяся наличием коэффициента демпфирования, учитывающего взаимосвязи между её вибрационными и технологическими параметрами при обработке концевыми фрезами.

Практическая значимость работы:

1. Разработана методика определения условий, при которых технологическая система мобильного оборудования может быть поставлена в режим самонастройки при концевом фрезеровании.

2. Создано программное обеспечение, существенно упростившее технологическую подготовку операции механической обработки деталей мобильным фрезерным оборудованием (свидетельство РФ о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030).

3. Разработана конструкция демпфирующего устройства, позволяющего влиять на развитие колебаний в технологической системе мобильного оборудования, повысив производительность обработки на 25% (патент РФ №150688).

Объектом исследования является процесс фрезерования концевым инструментом пространственной поверхности детали с помощью мобильного оборудования. Предметом исследования является производительность процесса механической обработки концевыми фрезами в технологической системе мобильного оборудования, виброскорость элементов технологической системы мобильного оборудования.

Работа внедрена в АО "Энергия" для механической обработки концевыми фрезами пресс-форм на мобильном оборудовании с ЧПУ. Применение результатов исследования позволило повысить на 25% производительность данного процесса механической обработки.

ГЛАВА 1. Исследование механизма возбуждения колебаний

1.1. Особенности мобильного металлорежущего оборудования

Применение мобильного или портативного металлорежущего оборудования в ряде случаев не имеет альтернатив, но одновременно накладывает ряд ограничений на технологический процесс. Особенностью такого оборудования является отсутствие фундамента и станины. Поэтому технологическая система в данном случае будет обладать меньшей жесткостью по сравнению со стационарными станками. Это в ряде случаев приводит к возникновению вибраций в технологической системе, что ограничивает производительность процесса, снижает стойкость инструмента и увеличивает износ узлов станка. Пример мобильного фрезерного оборудования представлен на рис.1.1.

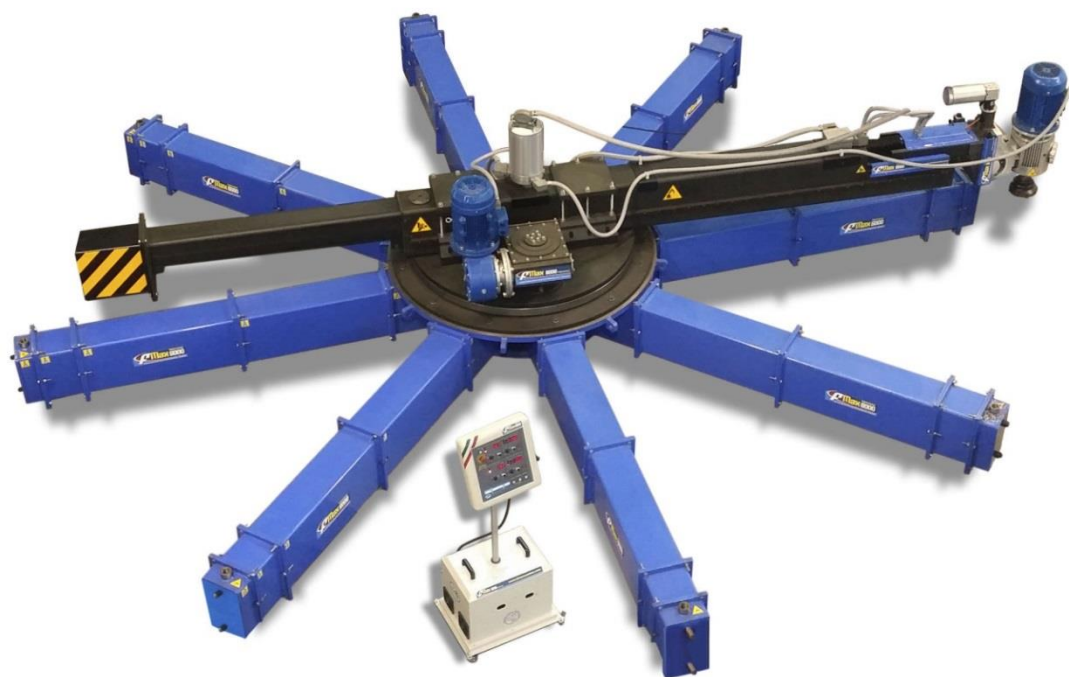


Рис. 1.1. Мобильный фрезерный станок FMAX 6000

Применение мобильного оборудования так же накладывает ограничения на области режимов резания, которые целесообразно применять в ходе

обработки. Ограничения связаны с допустимым уровнем вибрации, который, как правило, устанавливается производителем. Дело в том, что технологическая система, обладая достаточной собственной устойчивостью, оказывается неустойчивой при установке оборудования в место обработки (рис.1.2).

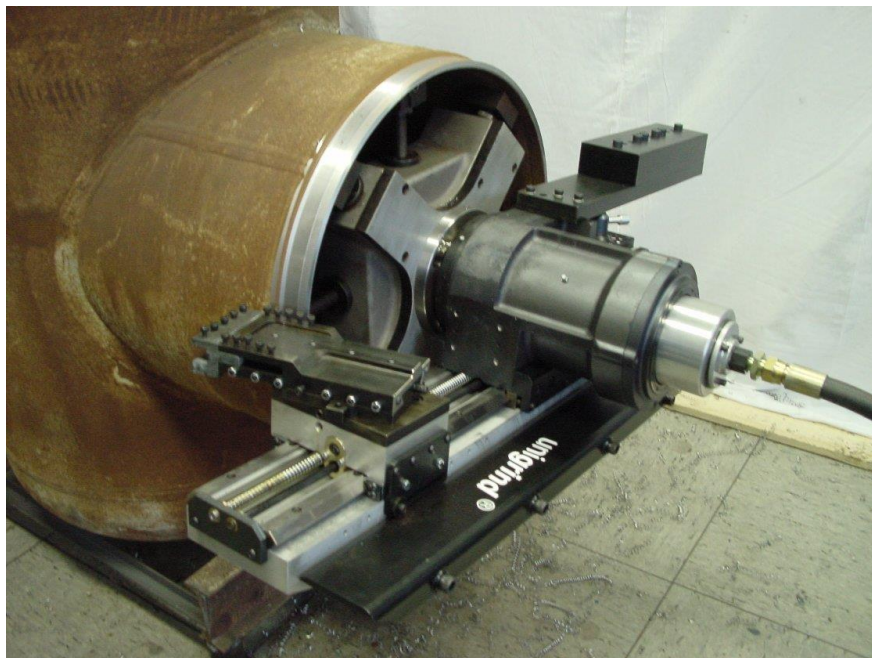


Рис. 1.2. Обработка с применением мобильного оборудования

Несмотря на ряд ограничений, такого рода оборудование достаточно широко применяется в специализированных отраслях машиностроения и ремонтах. В таблице 1.1 представлена классификация металлорежущего оборудования малой жесткости. Классификация предложена на основе анализа рынка услуг по специализированной металлообработке и предложений производителей металлорежущего оборудования.

Наибольшую сложность с точки зрения потери жесткости при обработке представляет мобильное фрезерное оборудование. Производительность процесса фрезерования формируется за счет наличия нескольких режущих кромок. При этом процесс фрезерования сопровождается высокими силовыми и температурными нагрузками, так как при большой глубине резания обрабатываются достаточно протяженные поверхности. При фрезеровании нагрузка на инструмент и узел, где он находится, имеет ударный характер.

Удары вызывают интенсивные колебания различных узлов оборудования, при этом максимальный крутящий момент, действующий на шпиндель, может значительно превышать допустимое среднее значение из-за импульсного характера нагрузки. Все это приводит к возникновению динамических колебательных процессов и необходимости снижать режимы резания.

Таблица 1.1. Классификация мобильного металлорежущего оборудования

По виду установки	<ul style="list-style-type: none"> - портативные - модульные - накладные - стендовые
По виду обработки	<ul style="list-style-type: none"> - токарные - сверлильные - фрезерные - шлифовальные - специальные
По системе управления	<ul style="list-style-type: none"> - с ЧПУ - с ручным управлением
По обрабатываемому материалу	<ul style="list-style-type: none"> - для металлов - для стали - для цветных металлов - для камня - деревообрабатывающие
По площади обработки	<ul style="list-style-type: none"> - для крупногабаритных деталей - для длинномерных деталей - для малогабаритных деталей - для локальной обработки
По виброустойчивости	<ul style="list-style-type: none"> - динамически устойчивы - устойчивы на высоких частотах - устойчивы на средних частотах - Устойчивы на низких частотах

Поэтому расширение технологических возможностей мобильного и портативного оборудования является актуальной задачей, которая связана с исследованием процесса резания и устойчивости технологической системы такого оборудования.

В качестве примера в таблице 1.2 приведены технические характеристики мобильных фрезерных станков серии FMAX.

Таблица 1.2. Характеристики мобильного фрезерного оборудования FMAX

Параметр	Ед. изм.	FMAX 1500	FMAX 3000	FMAX 4000	FMAX 6000
Диаметр несущего вала	мм	100	-	-	-
Центровочная конструкция (суппорт)	мм	-	800 -3000	1400 -4000	1400 -6000
Консоль	мм	max 800	max 1500	max 2000	max 3000
Диаметр фрезерования	мм	350 -1500	800-3000	1500-4000	1500-6000
Горизонтальное перемещение	мм	200	250	380	380
Вертикальное перемещение	мм	70	80	100	100

Одним из показателей, характеризующих качество мобильного металлорежущего оборудования (рис. 1.1) является виброустойчивость. Из стандартов и методик вибродиагностики технологического оборудования для упрощения их оценки по виброустойчивости в работе выбрана оценка по компонентам вибрации как основной составляющей производственного процесса изготовления детали. В настоящее время в теории и практике анализа механических и электромеханических систем существует несколько теоретических подходов и понятий определения термина виброустойчивость (добротность) механической системы [22, 41, 45, 88].

На основе виброустойчивости можно исследовать динамические процессы технологической системы станка через относительные показатели изменения компонент вибрации и понять процессы стабилизации отдельных видов колебаний его механизмов. Наиболее универсальным параметром компонент вибрации – является виброскорость, так как данный параметр имеет равномерный характер в широком частотном диапазоне. Виброскорость – это скорость перемещения колеблющейся точки вдоль оси измерения (обычно используют ее среднеквадратичное значение). Виброустойчивость Q_v , определенная по виброскорости, является комплексным показателем и может служить характеристикой для анализа состояния технологической системы и отдельных её элементов:

$$Q_v = \begin{cases} V_p/v_p, & \text{если } V_p < V_{pmax} \text{ и } v_p < v_{pmax} \\ V_c/v_c, & \text{если } V_c < V_{cmax} \text{ и } v_c < v_{cmax} \\ V_m/v_m, & \text{если } V_m < V_{mmax} \text{ и } v_m < v_{mmax} \end{cases} \quad (1.1)$$

где $V_p, v_p, V_c, v_c, V_m, v_m$ – соответственно виброскорость и ее вариации для пикового, среднего и минимального значений.

Функция добротности станка Q_a , определенная по виброускорению имеет вид

$$Q_a = \begin{cases} A_p/a_p, & \text{если } A_p < A_{pmax} \text{ и } a_p < a_{pmax} \\ A_c/a_c, & \text{если } A_c < A_{cmax} \text{ и } a_c < a_{cmax} \\ A_m/a_m, & \text{если } A_m < A_{mmax} \text{ и } a_m < a_{mmax} \end{cases} \quad (1.2)$$

где $A_p, a_p, A_c, a_c, A_m, a_m$ – соответственно виброускорение и ее вариации для пикового, среднего и минимального значений.

Наиболее существенные факторы, влияющие на вариацию, компоненты виброустойчивости:

1) значение перегрузки, определяемое по функции $(e \cdot \omega^2)$ для амплитудного значения по виброускорению и $(e \cdot \omega)$ – по виброскорости; сферическое движение центра масс шпинделя оценивается по ускорению $(y_{ст} \cdot \omega^2)$, по скорости - $(y_{ст} \cdot \omega^4)$;

2) форма относительного движения контактных пар, которая определяется функцией $(IT \cdot \omega^2)$;

3) изменение полного комплексного сопротивления, которое описывается функцией $\alpha = 2\lambda \omega t$.

Система резания (рис. 1.3) в данном случае представляет собой совокупность входных и выходных параметров, где отдельное внимание уделено среде, в которой проходит процесс резания, т.е. совокупностью внешних условий (с точки зрения технологической системы оборудования) которые могут повлиять на устойчивость системы. Входными параметрами являются: станок (который состоит из шпиндельного узла и механизмов подачи), приспособление (интересует нас в меньшей степени), инструмент (геометрия, материал), деталь (геометрия, материал, масса), режимы резания и технологическая среда (совокупность случайных факторов).

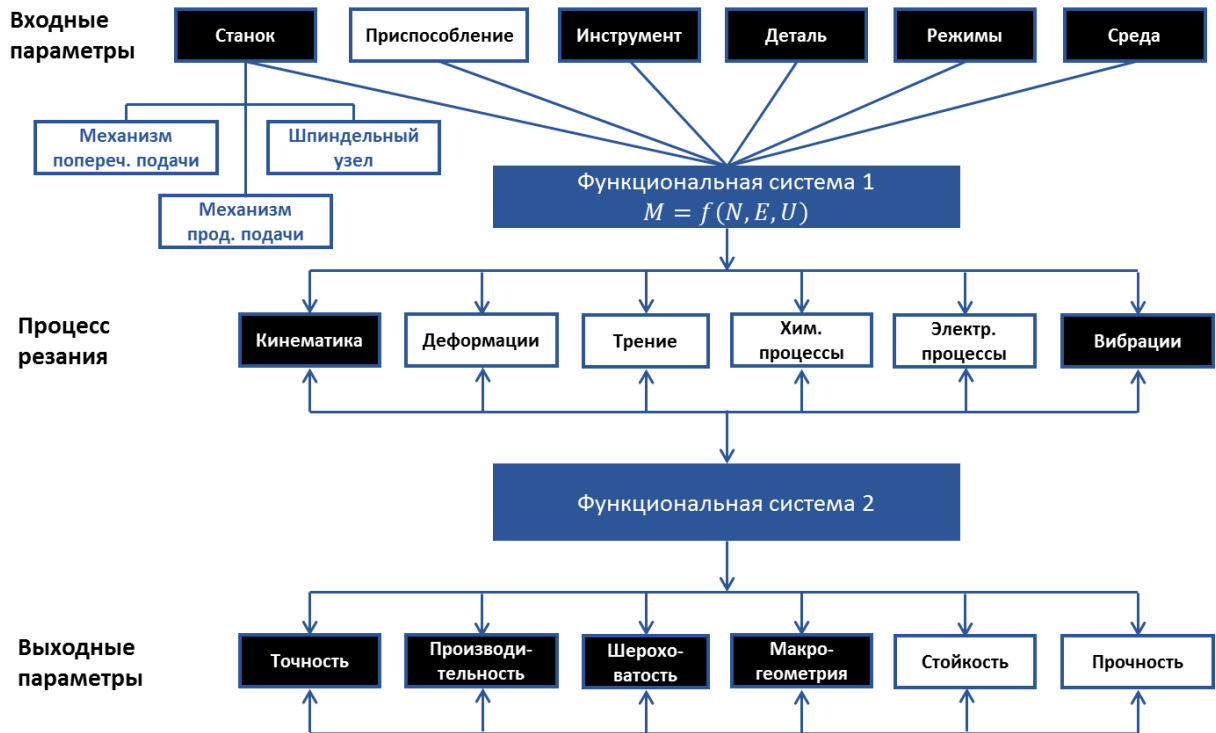


Рис.1.3. Система резания при использовании мобильного оборудования

Через функциональную зависимость входные параметры влияют на процесс резания, включающего: кинематику, вибрации (которые нас интересуют в первую очередь), а также деформацию, трение, химические и электрические процессы. Составляющие процесса резания через функциональную зависимость 2 (рис.1.3) влияют на выходные параметры, среди которых в первую очередь представляет интерес производительность и точность. Так же к выходным параметрам относятся шероховатость, макрогеометрия, стойкость (инструмента) и прочность.

В качестве основы для процесса резания, технологическую систему металлорежущего оборудования следует рассматривать как замкнутую колебательную систему со многими степенями свободы, в каждой из которых возникают самостоятельные колебательные процессы. В технологической системе фрезерного оборудования есть несколько видов колебательных процессов: собственные колебания – колебания, обусловленные внутренними характеристиками; вынужденные колебания, которые возникают из-за прерывистого характера резания, наличия дисбаланса в конструкции

оборудования (в том числе из-за износа движущихся узлов и нарушения правил эксплуатации) и тепловых процессов в зоне резания и кинематических узлах; автоколебания, которые возникают из-за неравномерной толщины срезаемого слоя металла и перераспределения энергии от других источников [55].

Автоколебания являются наиболее опасным процессом, так как проявляются в широком диапазоне режимов резания. Их значительно сложнее устранить по сравнению с другими колебательными процессами в механической системе [26]. Параметры автоколебаний определяются характеристиками технологической системы. В классических системах резания со стационарными станками наблюдаются вибрации, соответствующие: собственным частотам инструмента (2000...6000 Гц), шпинделя (200...300 Гц), суппортам или обрабатываемой детали (80...150 Гц) [27]. Для стационарных станков значительное влияние на колебательную активность системы оказывает метод установки на основание [26]. На данный момент лучшим и дорогим является метод установки станка на индивидуальный фундаментальный блок, изолированный от других внешних факторов. Но более универсальным методом устранения колебаний в стационарных станках является их установка на виброизолирующие опоры [27]. Что нельзя применить для мобильного оборудования.

Но технологическую систему с любым металлорежущим оборудованием можно характеризовать по динамической устойчивости, т.е. по способности системы преобразовать энергию от внешнего воздействия (колебательных процессов). Потеря устойчивости означает увеличение уровня вибрации в системе и интенсификации колебательного процесса. Степень динамической устойчивости [18, 23, 33, 34] металлорежущего станка и её запас характеризуют диапазоны варьирования режимов резания, долю преобразования энергии колебательного процесса в упругой системе без потери устойчивости, быстродействие переходных процессов в системе и сопротивление внешнему воздействию. Эти показатели системы определяются по относительному перемещению колеблющейся характерной точки или по скорости её

колебательного движения в направлении действия сил резания или по контактными напряжениям. Данная точка для фрезерной обработки будет принадлежать режущей кромки инструмента.

Рост динамической устойчивости станка повысит его характеристики, одновременно увеличивая стоимость изготовления. Параметрами оценки качества любого металлорежущего оборудования являются его точность и производительность [11, 7, 37, 60]. Колебательные процессы в технологической системе отрицательно влияют на точность обработки, производительность процесса, шероховатость обработанной поверхности и стойкость инструмента [28, 29, 31].

1.2. Анализ влияния вибрации на выходные параметры системы резания

Задача повышения эффективности процесса фрезерования концевым инструментом заключается в устранении вибраций, возникающих в процессе обработки. Сам процесс фрезерования является нестабильным и сопровождается периодическими ударными нагрузками из-за прерывистого контакта зубьев инструмента с заготовкой, что и является одним из факторов наличия вибрации [22, 94]. Любая интенсификация процесса резания сопровождается резким возрастанием уровня колебаний в технологической системе [21, 59]. Поэтому высокая вибрационная активность является ограничением для увеличения режимов обработки с соблюдением точности при фрезеровании, особенно для современного мобильного оборудования, которое обладает достаточной мощностью, но имеет низкую динамическую устойчивость.

Из работы [49] известно, что при больших значениях подачи глубины резания технологические возможности фрезерного станка ограничиваются его динамической устойчивостью. Автоколебания и наличие резонансных вынужденных колебаний приводит как к ухудшению параметров качества обработанной поверхности, так и к снижению предела устойчивости

технологической системы. Также ограничения по значениям глубины резания и подачи на зуб связаны с требованиями к качеству и точности обработанной поверхности. Шероховатость обработанной поверхности напрямую определяется значением подачи на зуб.

В ряде работ говорится о влиянии вибраций на геометрию обработанных поверхностей [1, 5, 11, 21, 33]. В работе [22] указано, что на параметры шероховатости, наряду с геометрией режущих кромок и режимами резания, влияют физико-механические свойства обрабатываемого материала и характеристики технологической системы. В данной работе отмечено, что вибрации, появляющиеся при резании, в первую очередь влияют на макрогеометрию поверхности детали (волнистость). В другой работе [1] определены соотношения, показывающие связь между высотой волнистости обработанной поверхности W_z (мкм) и амплитудой колебаний A (мкм) инструмента ($f=250$ Гц, скорость резания 100 м/мин):

$$W_z = 7,7 \cdot A^{0,67},$$

а также между высотой волнистости и амплитудой колебаний подсистемы стол-консоль ($f=50$ Гц; скорость резания 120 м/мин):

$$W_z = 0,427 \cdot A^{0,85},$$

($D=200$ мм, $z=20$, $S_z=0,1$ мм/зуб).

Автор в работе [1] доказал, что вибрации подсистемы инструмента на высоких частотах в большей степени влияют на волнистость обработанной поверхности, чем колебания подсистемы стол-консоль, протекающие на низких частотах.

Есть также работы, в которых исследована связь параметров вибрации с параметрами микрогеометрии. Например, в работе [26] с помощью экспериментального измерения амплитуды колебаний шпиндельного узла вместе с приспособлением на вертикально-фрезерном станке доказано, что рост амплитуды колебаний пропорционально увеличивает высоту микронеровностей обработанной поверхности.

В работе [9] сделан вывод об уменьшении в 1,8...2 раза значений параметров макрогеометрии и микрогеометрии обработанной поверхности в результате снижения интенсивности колебаний в 10 раз для процесса фрезерования концевым инструментом. В выводах автора указано, что среднее арифметическое значение параметра Ra возрастает менее интенсивно, чем высота и шаг волнистости, особенно при глубине резания до 4 мм.

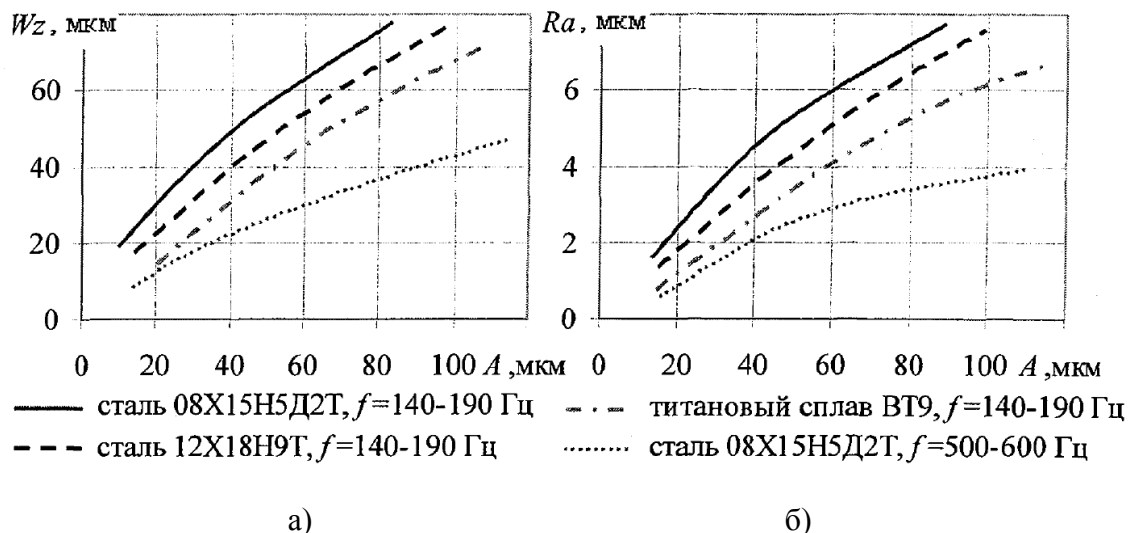


Рис 1.4. Влияние амплитуды автоколебаний на волнистость (а) и шероховатость (б) обработанной поверхности [21]

Есть исследования [21] в которых высота волнистости (W_z) прямо пропорциональна амплитуде автоколебаний (A). Графически данная зависимость представляет собой почти прямую линию (рис.1.4а), проходящую через начало координат. По результатам исследований [21] параметр Ra обработанной поверхности увеличивается с ростом амплитуд автоколебаний (рис.1.4б), но у автора эта зависимость не так однозначна, так как величина Ra зависит еще от нескольких параметров: режимов обработки, геометрических параметров инструмента и степенью износа его режущей части.

В выводах исследования [21] указано, что влияние амплитуды автоколебаний от 5 до 10 раз значительно больше, по сравнению с влиянием их частоты. Но если увеличение амплитуды приводит к увеличению обоих

параметров геометрии, то увеличение частоты вибрации приводит к их уменьшению.

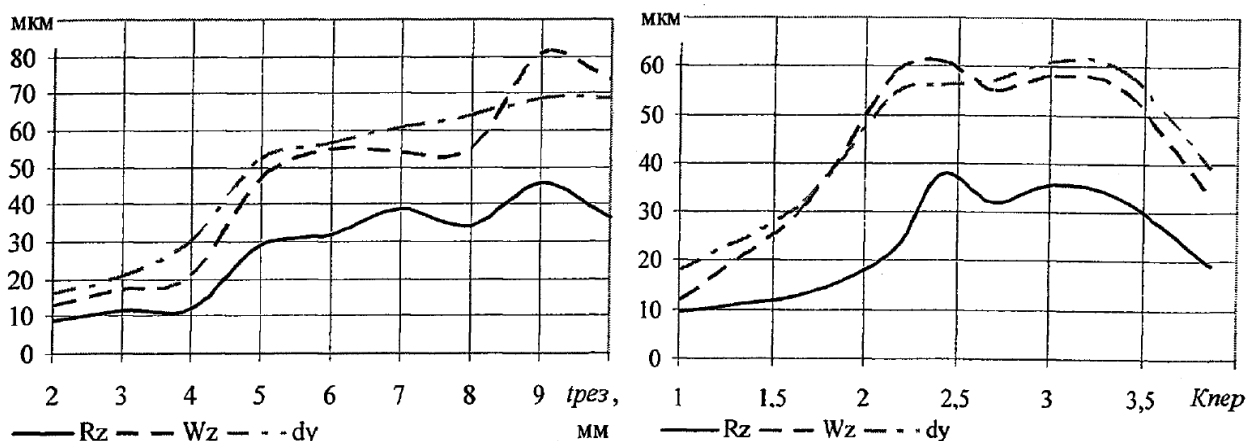


Рис. 1.5. Изменение величины погрешности выполненного размера dy и параметров обработанной поверхности R_z , W_z

а) от глубины резания, б) от коэффициента перекрытия

В работе [29] установлено, что величина глубины резания и коэффициента перекрытия при фрезеровании существенно влияют на процесс развития автоколебаний. На основе математического моделирования процесса резания автором разработаны графики (рис.1.5) изменения параметров микрогеометрии обработанной поверхности и погрешности выполненного размера dy (упругих деформации элементов технологической системы) от двух указанных входных параметров. Из графиков видно, что после превышения определенного значения глубины резания и коэффициента перекрытия, резко снижается качество обработанной поверхности. Граница допустимого значения выходных параметров соответствует моменту интенсификации колебаний на собственной частоте технологической системы.

В процессе резания, особенно фрезерования, вибрации влияют и на стойкость инструмента [9, 14, 20, 21, 30, 42, 43, 47, 86, 95]. Это влияние может носить как положительный, так и отрицательный характер, в зависимости от частоты и амплитуды колебаний.

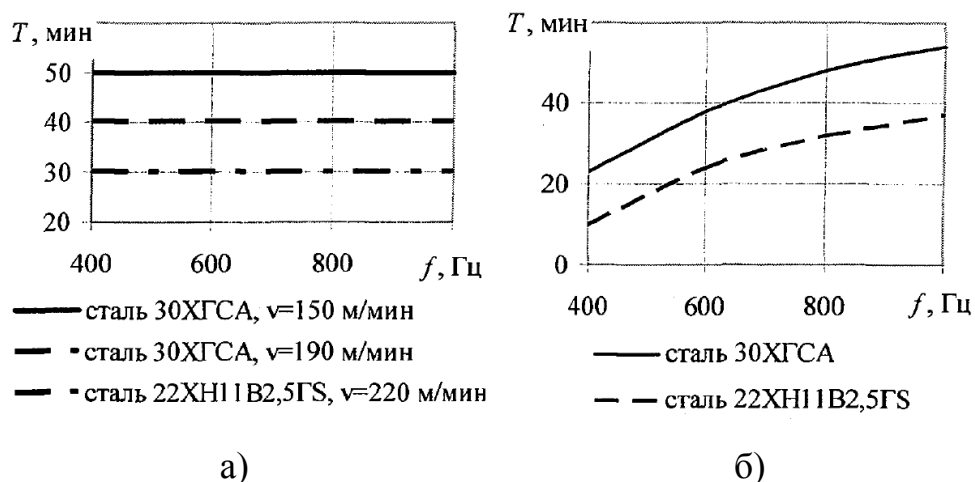


Рис. 1.6. Стойкость резцов при увеличении частоты колебаний:
а) для твердого сплава Т15К6; б) для быстрорежущей стали Р18 [13]

Анализ результатов испытаний [58] при обработке жаропрочных и износостойких сталей показывает, что вибрации на низких частотах практически не влияют на износ твердосплавных резцов (рис. 1.6), а износ резцов из быстрорежущей стали увеличивается при уменьшении частоты колебаний обрабатываемой детали.

Есть исследования [16] в которых доказано, что при фрезеровании инструментом с пластинами из твердого сплава марки ВК, их стойкость резко снижается, когда амплитуда колебаний обрабатываемой детали превышает величину 0,07...0,1 мм. А при попутном фрезеровании на стойкость такого инструмента влияет ещё и жесткость подсистемы заготовки. В выводах автора отмечено, что максимальное снижение стойкости инструмента наблюдается в направлении ширины фрезерования.

Определению зависимости стойкости фрезерного инструмента от амплитуды колебаний при резании посвящено достаточно много работ [21,25, 34, 76, 89, 102].

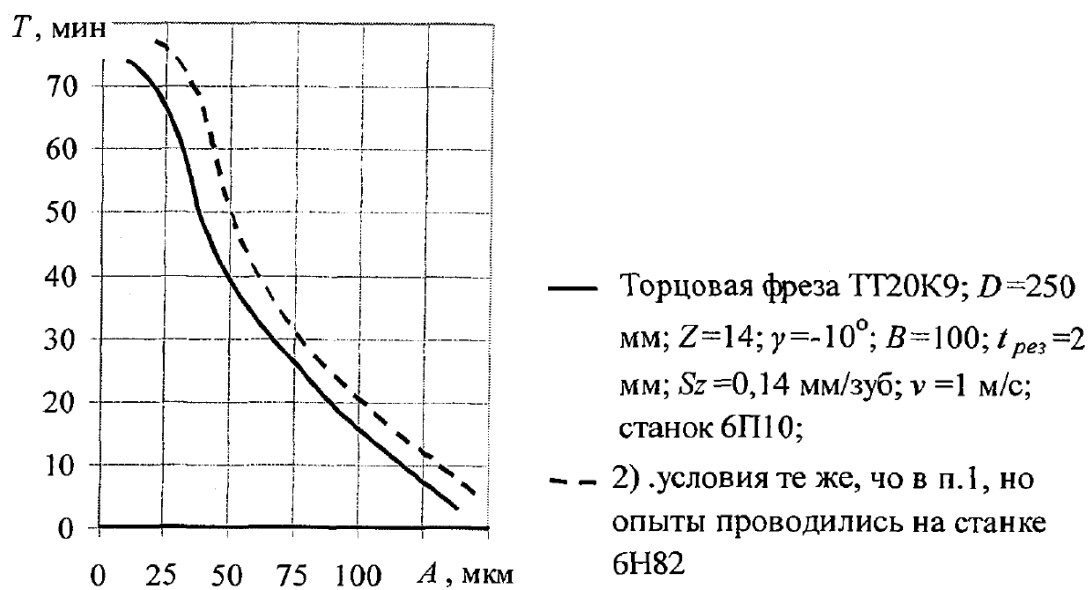


Рис. 1.7. Стойкость режущей части торцовых фрез в зависимости от амплитуды колебаний при обработке стали [21]

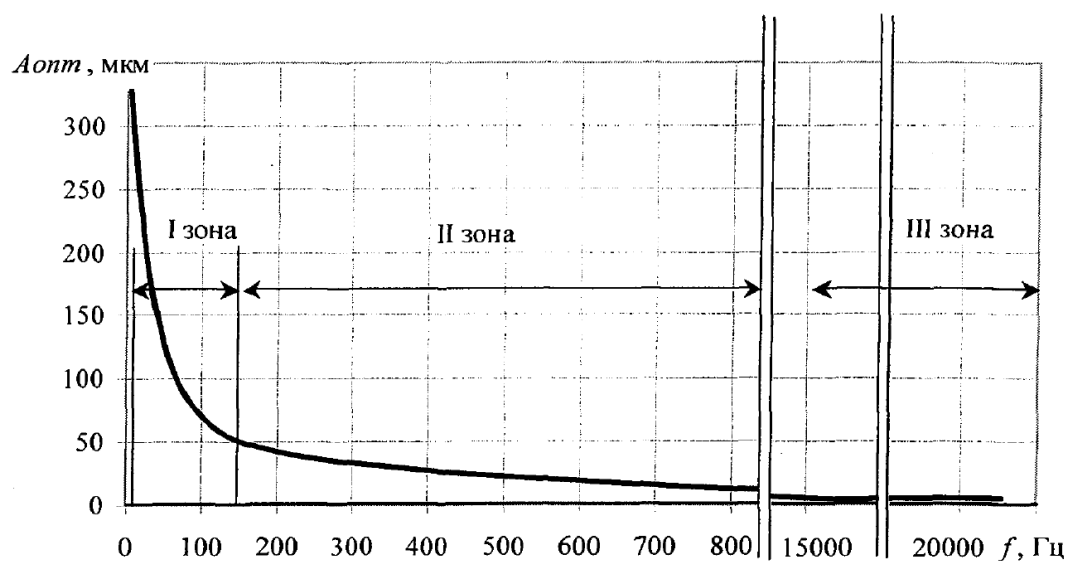


Рис. 1.8. Оптимальные значения амплитуды колебаний на частотном диапазоне с точки зрения стойкости инструмента [21]

В работе [21] показаны зависимости стойкости инструмента от амплитуды вибрации при обработке торцовыми фрезами. Эти зависимости характеризуются уравнением [21]:

$$T = Q \cdot A^m \cdot e^{-nA}, \quad (1.1)$$

где Q , m и n – постоянные, которые зависят от свойств материала инструмента, материала заготовки и условий резания.

Анализ уравнения (1.1) показывает, что зависимость стойкости от амплитуды колебаний имеет экстремальный характер. Значит, для каждого процесса резания имеется область значений амплитуд автоколебаний, которые характеризуются максимальной стойкостью инструмента, а выход за границы данной области приведет к резкому снижению стойкости инструмента. Поэтому весь частотный диапазон в работе [21] разделен на три зоны колебаний (рис. 1.8):

- зона №1; частота от 20 до 150 Гц, амплитуда от 30 до 150 мкм; производительность процесса резания обеспечивается за счет дробления стружки и облегчения ее отвода.

- зона №2; частота от 150 до 1000 Гц, амплитуда от 8 до 20 мкм; характеризуется наличием автоколебаний. Производительность процесса резания обеспечивается за счет снижения сил резания и трения, быстрой пластической деформации.

- зона №3; частота от 15 до 35 кГц, амплитуда от 1 до 5 мкм; характеризуется ультразвуковыми вынужденными колебаниями. Производительность процесса резания обеспечивается воздействием на дефекты кристаллической решетки обрабатываемого металла. Таким образом, можно как снизить, так и увеличить стойкость инструмента, за счёт обеспечения определённого значения амплитуды колебаний.

На основе литературного обзора сделан вывод, что эффективность процесса резания, в том числе на мобильном оборудовании, можно обеспечить уменьшением резонансных вынужденных колебаний и автоколебаний. Результатом уменьшения колебательной активности системы резания станет рост производительности обработки, обеспечение требуемой точности и качества обработанных поверхностей. Дальнейшие исследования будут направлены на поиск метода эффективного воздействия на колебательные процессы в технологической системе.

1.3. Анализ причин возникновения вибрации при резании

При определенных условиях процесс резания теряет устойчивость. Потеря устойчивости технологической системы характеризуется возникновением вибраций – периодических колебательных движений. Это особенно актуально для фрезерования, когда процесс резания носит прерывистый характер.

Как отмечалось выше, в обработке металлов резанием различают несколько видов колебательных процессов: собственные колебания, автоколебания и вынужденные колебания. Из них, автоколебания представляют наибольшую опасность, потому что возникают и поддерживаются источниками энергии, являющимися частью технологической системы, но не обладающими колебательными свойствами. Как следствие, автоколебания наблюдаются в достаточно широком диапазоне режимов резания.

Большой ряд работ [15, 26, 35, 47, 57, 70, 96] посвящен исследованию автоколебаний, но на данный момент нет однозначной теории, объясняющей причины их возникновения. Например, в исследовании [61] показан ряд причин возникновения автоколебаний при фрезеровании сталей:

- 1) силы трения между обрабатываемой деталью и задней поверхностью инструмента, а также между стружкой и передней поверхностью инструмента;
- 2) переменные силы резания в процессе колебательного движения из-за изменения рабочих углов резания;
- 3) переменное сечение среза при движении резца по следу от предыдущего прохода.

При исследовании природы возникновения автоколебаний часто применяют модель Ван-дер-Поля с использованием аналогии между характеристикой трения и характеристикой резания. Начиная с трудов Кудинова, характеристика силы резания использовалась в ряде исследования [16, 46, 49, 54, 58, 67, 69, 73, 74] при составлении дифференциальных уравнений движения технологических систем. Например, в [54] и [58]

нелинейная характеристика силы резания рассматривается как основная причина возникновения автоколебаний. В данном исследовании проанализирован баланс энергии при возбуждении автоколебаний на нелинейной характеристике силы резания. Авторами доказано, что только в нелинейной системе возможен установившийся автоколебательный режим. Энергетический баланс энергии при этом определяется выражением [54]:

$$\Delta W = HA^2\omega\pi - \frac{1}{4} \cdot \frac{HA^4\omega^3\pi}{\vartheta_a^2}, \quad (1.2)$$

где H – крутизна обобщённой характеристики силы резания, ω – приведённая частота системы, ΔW – баланс энергии, A – амплитуда колебаний, $2\vartheta_a$ – протяжённость падающего участка нелинейной характеристики силы резания.

Положение равновесия системы определяет энергетический баланс при $\Delta W=0$, когда $A=0$. В системе, будет установившийся колебательный режим, если $A=2\vartheta_a/\omega$, а если $A>2\vartheta_a/\omega$, то в системе станет преобладать энергия сопротивления.

В [54] доказана двузначность возмущающей силы, обусловленной нелинейной характеристикой силы резания и являющейся характерной чертой процесса автоколебаний. При определении её двузначности по нелинейной характеристике имеет место сдвиг по фазе между самой силой и перемещением. Причиной этому служит установление величины силы по скорости уже имеющей сдвиг по фазе относительно перемещения. Но следует отметить, что данный сдвиг по фазе не определяет динамическую устойчивость системы, а значит, его нельзя отнести к запаздыванию. Величина этого сдвига является не причиной, а следствием возникновения вибрации, в отличие от характерного для процесса фрезерования запаздывания.

В работе [71] предлагается для объяснения природы автоколебаний также использовать различное деформационное упрочнение при резании. Автор указывает, что различие в условиях резания при врезании резца в тело заготовки и при его отталкивании под действием прилегающего к стружке слоя

повышенной твердости, является причиной, вызывающей появление автоколебаний. В качестве примера рассмотрена механическая система с одной степенью свободы в направлении действия силы резания P_y . Но в исследовании [69] приводятся экспериментальные данные, доказывающие появление интенсивного автоколебательного процесса при обработке не упрочняющихся материалов. Следовательно, двузначность силы резания определяется только ее нелинейной характеристикой.

В трудах [84, 96, 102, 109] динамическая нелинейность силы резания объясняется наличием между силой и перемещением фазового сдвига. Так движение системы, имеющей одну степень свободы, описывается дифференциальным уравнением с запаздывающим аргументом:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(x + a) = F[d - x(t - h)], \quad (1.3)$$

где c – коэффициент линейного демпфирования; h – отставание силы по фазе; a – амплитуда колебаний; k – коэффициент линейной жесткости; d – толщина срезаемого слоя; m – приведённая масса; F – составляющая силы резания.

Принимая линейное приближение силы резания $F(d-x_h)=K(d-x_h)$ и введя обозначения $2n=c/m$; $p^2=k/m$; $\lambda=K/m$; $x_h=x(t-h)$, уравнение (1.3) можно представить в виде:

$$x + 2nx + p^2x + \lambda x_h = 0 \quad (1.4)$$

Решением данного уравнения будет выражение:

$$x = e^{(\alpha+i\omega)t},$$

где α – скорость интенсивности колебаний; ω – частота колебаний.

Авторы работы [102] рассматривают гармонические колебания при $\alpha=0$, потому что при $\alpha<0$ они постепенно затухают, а при $\alpha>0$ наоборот нарастают. Автоколебания возможны при определенной величине коэффициента пропорциональности силы резания λ , который определяется в зависимости от параметров n , p и h .

В работе [92] указано, что периодический срыв наростов является одной из основных причин возникновения вибраций, происходящих с собственной

частотой колебаний детали. В установившемся колебательном процессе частота вибрации будет приближаться к собственной частоте детали, но частота первичного возмущения (срыв нароста) не будет совпадать с первоначальной собственной частотой колебаний детали. Это объясняется увеличением сил вторичного возмущения (переменное сечение стружки) относительно сил первичного возмущения, что и определяет дальнейший колебательный процесс.

На основании вышеизложенного сделан вывод, что основным средством устранения вибрации является изменение режимов скорости и подачи из зоны обработки. Данная теория объясняет возникновение автоколебаний появлением вынужденных колебаний под действием внешней периодической силы, из-за чего ряд ученых подвергают её критике.

Есть ряд исследований [27, 85], где в качестве одной из причин автоколебаний рассматривается изменение рабочих углов инструмента в процессе резания. Авторы утверждают, что к статической двузначности силы, необходимой для поддержания самовозбуждающихся колебаний приводит изменение геометрии инструмента. Механизм возникновения автоколебаний обусловлен следующим: изменение заднего угла вызывает изменение силы трения, действующей на задней грани инструмента. Углы в процессе обработки в основном изменяются либо за счет упругой деформации технологической системы станка под действием силы резания, либо в результате обработки волнистой поверхности. Основной вывод заключается в том, что величина заднего угла может способствовать развитию автоколебаний посредством влияния на характеристику силы резания.

В отдельное большое направление собран целый ряд работ [46, 48, 50, 52, 64, 97, 103, 106, 111], где основой для механизма возникновения автоколебаний рассматривается упругая система металлорежущего станка. Основоположником данного направления в отечественной науке является Кудинов В.А., который рассматривает появление колебательных процессов в технологической системе станка, как один из частных случаев потери устойчивости движения в механических системах. Такой подход позволил привлечь к анализу

устойчивости технологической системы все достижения в смежных областях науки. Он отмечает значительное влияние связей в станках на устойчивость при резании. Например, в [46] рассмотрены связи по координате, первая и вторая производные по времени. С помощью применения метода аналогий между рабочими процессами в станках и системах автоматического регулирования, система резания рассматривается как совокупность упругой системы металлорежущего оборудования, процесса резания и процесса трения, которые рассматриваются как элементы замкнутой системы автоматического регулирования. Такая система содержит набор входных и выходных параметров, регулируемым из которых является сила резания, а изменение толщины срезаемого слоя металла является управляющим воздействием. Данная аналогия позволила использовать математический аппарат, терминологию и методику экспериментальных исследований теории регулирования. В результате появилась методика использования частотных методов и критериев устойчивости Михайлова и Найквиста при анализе технологических систем в динамике.

Рассмотренный выше метод в общем виде можно применить и при исследовании процесса резания на мобильном оборудовании. При таком подходе упругая система состоит из отдельных блоков, которые рассчитываются отдельно, или могут быть заменены при уточнении или переходе от одного варианта расчёта к другому. При этом результаты расчёта частотных характеристик других блоков не затрагиваются.

В работе [46] рассмотрен принцип координатной связи, основанный на неоднозначности изменения силы резания по перемещению. Наличие между ними сдвига по фазе является следствием непостоянства толщины срезаемого слоя при сложном взаимном перемещении инструмента и заготовки, как системы колеблющихся масс со многими степенями свободы. Траектория движения вершины режущей кромки есть сумма двух колебательных процессов по разным осям. Между этими процессами существует определённый фазовый сдвиг (смещение по времени). Траектория относительного движения

инструмента и заготовки будет иметь форму замкнутой кривой в результате сложения разных колебаний. Анализ данного принципа с точки зрения динамики процесса резания дан и в работе [54]. Автор показывает, что возникшее от внешнего импульса автоколебательное движение в направлении z - z , для модели с двумя степенями свободы, приводит к изменению скорости резания. Что является причиной возникновения вынужденных колебаний в направлении y - y из-за периодического изменения силы резания P_y . Между этими процессами устанавливается сдвиг по фазе. Подобным образом движение системы будет происходить и в тех случаях, когда система может двигаться в обоих направлениях или только в направлении действия силы P_y . Следовательно, возбуждение автоколебаний происходит из-за нелинейной характеристики силы резания.

Авторы работ [60] и [83] основной причиной возникновения автоколебаний считают их регенерацию от волнистого следа, оставленного от предыдущего прохода инструмента. Из-за сдвига по фазе между силой резания и перемещением предполагается динамическая двузначность силы. В этом случае движение технологической системы станка описывается дифференциальным уравнением с запаздывающим аргументом.

Исследованию вибраций, возникающих в процессе фрезерования, посвящены работы [15, 20, 26, 29, 67, 73]. В [26, 29] используется модель системы с одной массой и двумя степенями свободы в направлениях z и y при рассмотрении упругих систем станков, совершающих поперечные колебания. В процессе фрезерования движение технологической системы описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + \eta \frac{dy(t)}{dt} + cy(t) = R'_1(\varphi) \\ m \frac{d^2 z(t)}{dz^2} + \eta \frac{dz(t)}{dt} + cz(t) = R'_2(\varphi) \end{cases} \quad (1.5)$$

где η – обобщённый коэффициент демпфирования; m – приведённая масса системы; φ – угол поворота зуба фрезы; c – коэффициент жесткости эквивалентного вала.

Параметры $R_1(\varphi)$ и $R_2(\varphi)$ зависят от значения мгновенной толщины срезаемого слоя, геометрии режущей части инструмента, сдвига фаз (времени запаздывания), ширины среза и свойств обрабатываемого материала. Так как особенностью процесса фрезерования является отставание по следу, оставленному на поверхности резания предыдущей режущей кромкой (возникает периодическая ударная), то при составлении дифференциальных уравнений движения системы в качестве запаздывающего аргумента используется время поворота фрезы на один зуб. Устойчивость технологической системы при обработке резанием значительно влияет на выходные параметры системы резания. Это особенно актуально для мобильного оборудования. Движение технологической системы любого металлорежущего станка может характеризоваться либо стационарным положением равновесия, либо динамическим. Режимы обработки (глубина резания, скорость, подача) остаются неизменными при стационарном положении равновесия и периодически изменяются при динамическом равновесии. Поэтому при рассмотрении устойчивости линейных и нелинейных систем станков необходимо определить поведение системы около положения равновесия.

В работе [2] авторы считают, что состояние равновесия будет устойчивым, если при любой заданной области допустимых отклонений от состояния равновесия (ε) можно указать область $\delta(\varepsilon)$, окружающую состояние равновесия. И ни одно движение никогда не достигнет границы области (ε), если оно начинается внутри области $\delta(\varepsilon)$. В данной работе рассмотрен метод А.М. Ляпунова для исследования устойчивости состояния равновесия. По этому методу устойчивость состояния равновесия рассматривается как:

$$x = x_0 + \xi, \quad (1.6)$$

где ξ – отклонение от состояния равновесия.

В общем виде уравнение движения системы записывается как

$$\frac{dx}{dt} = f(x).$$

Переходя от переменной x к переменной ξ , получим

$$\frac{d\xi}{dt} = f(x_0 + \xi) = f(x_0) + f'(x_0)\xi + \frac{1}{2}f''(x_0)\xi^2 + \dots$$

А принимая $f(x_0)=0$, получим выражение

$$\frac{d\xi}{dt} = a_1\xi + a_2\xi^2 + a_3\xi^3 + \dots$$

где $a_1 = f'(x_0)$; $a_2 = \frac{1}{2}f''(x_0) \dots$

Предложенный Ляпуновым метод исследования заключается в уравнении исключения нелинейных членов из уравнения движения системы, что в результате приводит уравнение (1.6) к линейной зависимости:

$$\frac{d\xi}{dt} = a_1\xi \quad (1.7)$$

Данное выражение называется уравнением первого приближения (или вспомогательным). Интеграл уравнения (1.7) имеет вид:

$$\xi = ce^{\lambda t} = ce^{a_1 t} = ce^{f'(x_0)t} \quad (1.8)$$

Система устойчива, если уравнение (1.8) решается через $x=x_0$ если $\lambda < 0$. Если $\lambda > 0$, то состояние равновесия будет неустойчивым. При $\lambda = 0$ по уравнению (1.8) нельзя судить об устойчивости системы. Основание уравнения (1.8) показывает, что нелинейные члены при малых значениях ξ весьма малы по сравнению с основным линейным членом.

С помощью алгебраического критерия Рауса-Гурвица и частотного критерия Найквиста-Михайлова можно также определить устойчивость стационарного положения равновесия систем металлорежущего оборудования [46, 54]. Данный подход заключается в определении критериев устойчивости системы по коэффициентам её характеристического уравнения. Из этих коэффициентов составляется квадратная матрица, на основе которой вычисляется ряд детерминантов. Если все коэффициенты и определители положительны, система будет устойчива.

Как правило, при таком подходе рассматривают устойчивость движения для механической системы с одной степенью свободы. В этом случае уравнение движения имеет вид:

$$m\ddot{x} + j\dot{x} = P_{0x} + (H_1 - h) \cdot \left(\dot{x} + \frac{\dot{x}^3}{3v_a} \right), \quad (1.9)$$

где P_{0x} – значение силы резания при отсутствии вибрации; H_1 – крутизна характеристики силы резания; m – приведённая масса системы; h – сила сопротивления, пропорциональная скорости; j – жёсткость системы; $2v_a$ – протяженность падающего участка характеристики силы резания.

Если ввести обозначения:

$$x_1 = x - \frac{P_{0x}}{j}; \quad c_0 = \frac{(H_1 - h)}{m}; \quad \beta = \frac{(H_1 - h)}{3mv_a^2}; \quad \omega^2 = \frac{j}{m}.$$

Можно уравнение (1.9) преобразовать к виду:

$$\ddot{x} - c_0\dot{x} + \beta\dot{x}^3 + \omega^2x = 0. \quad (1.10)$$

Уравнение (1.10) можно привести к линейному виду, если исключить параметр, содержащий третью степень:

$$\ddot{x} - c_0\dot{x} + \omega^2x = 0. \quad (1.11)$$

Общий интеграл выражения (1.11), полученного после преобразований – это сумма частных решений вида $x = ce^{\lambda t}$. Подставляя его значение в уравнение (1.11) получим:

$$\lambda^2 - c_0\lambda + \omega^2 = 0.$$

Технологическая система будет устойчивой, если $-c_0 > 0$ и $\omega^2 > 0$ по критерию Рауса-Гурвица. При этом условием устойчивости системы будет выполнение неравенства $-c_0 > 0$ или $h > H_1/3$, так как неравенство $\omega^2 > 0$ выполняется всегда. Значит, если в рассматриваемых пределах участка характеристики крутизна силы сопротивления будет превышать крутизну характеристики силы резания, система будет иметь устойчивое стационарное положение равновесия. Данный критерий является необходимым и достаточным для определения устойчивости систем любого порядка при мягком возбуждении автоколебаний.

Определить устойчивость линеаризованных систем можно на основе критерия Найквиста-Михайлова с помощью амплитудно-фазовых частотных характеристик (АФЧХ) на плоскости комплексной переменной. Данные характеристики определяются экспериментальными методами или на основании уравнений движения системы. Эти уравнения составляются как дифференциальные уравнения в форме операторов, по которым устанавливается передаточная функция $W(p)$. Эта функция является отношением выходного и входного параметра.

Данный метод решения выглядит следующим образом [46]:

$$\begin{cases} Q_1(p)x_1 = R_1(p)x_{\text{вх}} \\ Q_2(p)x_2 = R_2(p)x_1 \\ Q_3(p)x_3 = R_3(p)x_2 \\ \dots \\ Q_m(p)x_{\text{вых}} = R_m(p)x_{m-1} \end{cases} \quad (1.12)$$

где Q_i и R_i – операторные многочлены.

Выражение (1.12) – это система уравнений звеньев разомкнутой цепи.

Далее необходимо перемножить между собой левые и правые части уравнений (1.12):

$$\left[\prod_{i=1}^m Q_i(p) \right] x_{\text{вых}} = \left[\prod_{i=1}^m R_i(p) \right] x_{\text{вх}} \quad \text{или} \quad Q(p)x_{\text{вых}} = R(p)x_{\text{вх}}$$

Передаточная функция при этом определяется как:

$$W(p) = \frac{R(p)}{Q(p)}.$$

Подставив комплексную переменную $i\omega$ (ω – круговая частота) вместо оператора p получим формулу, определяющую на комплексной плоскости АФЧХ системы:

$$W(i\omega) = \frac{R(i\omega)}{Q(i\omega)}. \quad (1.13)$$

Когда частотные характеристики системы являются комплексными величинами, уравнение (1.13) приводят к виду:

$$W(i\omega) = Re(\omega) + jIm(\omega), \quad (1.14)$$

где $Re(\omega)$ – вещественная часть; $iIm(\omega)$ – мнимая часть.

С помощью уравнения (1.14) можно построить АФЧХ технологической системы на комплексной плоскости. В рассматриваемой системе устойчивость движения определяется по характеристике разомкнутой цепи. По критерию устойчивости Найквиста-Михайлова система устойчивая в разомкнутом состоянии будет устойчива и в замкнутом, если АФЧХ этой системы в разомкнутом состоянии не охватывает точки, имеющей координаты $(-1, i0)$ [46, 52].

Ещё одним методом, применяемым для анализа устойчивости колебательной системы металлорежущего оборудования, является графический метод Льенара. Этот метод основан на применении фазовой плоскости. Он применялся в работах [55, 67, 70, 73] при рассмотрении устойчивости технологической системы. По методу Льенара устойчивость системы анализируют по кривым на фазовой плоскости. Устойчивому стационарному положению равновесия будет соответствовать точка, а колебательному положению – лимитированный цикл. Если интегральные кривые сходятся к одной точке, то через некоторое время система возвращается в исходное состояние, а резание производится по ранее установленным режимам при произвольном внешнем воздействии. Если при внешнем воздействии интегральные кривые стремятся к предельному циклу, значит, в системе возможны автоколебания (устойчивое колебательное положение равновесия). С помощью метода фазовой плоскости можно решить задачу определения устойчивости системы без аналитического решения дифференциального уравнения движения.

Существует метод предельной стружки, который подходит для определения устойчивости системы различного металлообрабатывающего оборудования (в том числе мобильного) [113]. В данном методе виброустойчивость станка оценивают по положению границы устойчивости. Такой границей является кривая зависимости максимальной стружки (сняваемой без вибраций) от скорости резания при определенных значениях

подачи. В работе [113] приведены размеры заготовок, геометрия инструмента и режимы обработки, рекомендуемые для лабораторных и производственных исследований. Величину предельной стружки устанавливают по нескольким критериям: звуку, следу от предыдущего прохода, виду стружки, амплитуде колебаний узлов оборудования. Основным ограничением этого метода является большая трудоемкость проведения экспериментов.

Приведенные выше методы для анализа и определения устойчивости состояния равновесия содержат ряд недостатков, применительно к исследованию системы резания с мобильным оборудованием. Общим для всех методов является необходимость оценки устойчивости технологической системы при конкретных условиях, в том числе режимах резания. С их помощью нельзя в полной мере изучить колебательные процессы на всем диапазоне применяемых режимов резания и характеристик колебательных процессов. Поэтому задачу по выбору метода повышения эффективности процесса в дальнейшем решаем исключительно по отношению к обработке концевыми фрезами на мобильном оборудовании.

На данный момент уже существует метод количественного рассмотрения технологической системы [2], который основан на применении теории бифуркаций. Решение дифференциального уравнения движения системы по данному методу представляется в виде двух составляющих: устойчивого стационарного положения равновесия и устойчивого динамического положения равновесия. Точка бифуркации – это точка пересечения этих рядов. В точке бифуркации состояние системы не определено, и она является границей между положениями равновесия.

На основе применения теории бифуркации к анализу устойчивости систем металлорежущего оборудования, был предложен ряд критериев [54]. Эти критерии определяются в результате графических построений по нелинейной характеристике силы резания. Они позволяют узнать устойчивость стационарного положения равновесия технологической системы с одной степенью свободы. Такими критериями являются определенные графические

величины, которые через технологические параметры обработки (скорость резания, глубина резания, подача на зуб) с помощью степенных зависимостей. Таким образом, появляется возможность построения в области технологических параметров обработки пространственной границы между двумя положениями равновесия системы: устойчивыми стационарным и колебательным. Предлагаемые критерии позволяют определять устойчивость системы без графического или аналитического интегрирования дифференциального уравнения движения.

1.4. Выводы по главе

1. Предложена классификация мобильного металлорежущего оборудования и рассмотрены его особенности с точки зрения влияния на процесс резания, что позволяет выполнить математический анализ технологической системы с недостаточной жесткостью.

2. Эффективность процесса фрезерования можно повысить компенсацией вибраций, возникающих в процессе обработки. Это позволит расширить области допустимых значений параметров обработки с улучшением точности и качества обработанных поверхностей.

3. При фрезеровании возникают вибрации различных видов, основными из которых являются автоколебания. След от прохода предыдущего зуба на поверхности резания, является проводником энергии в колеблющуюся систему, что приводит к значительному увеличению уровня колебаний.

4. Снизить активность колебательного процесса возможно воздействием на механизм его регенеративного возбуждения через сдвиг фаз между колебаниями системы и колебаниями волнообразного следа.

5. Задача повышения эффективности процесса резания рассматривается исключительно по отношению к обработке концевыми фрезами на мобильном оборудовании, что накладывает ряд ограничений на область исследования, но позволит решить дифференциальные уравнения движения системы.

ГЛАВА 2. Теоретическое исследование динамики процесса

2.1. Расчётная схема технологической системы

Как было отмечено в предыдущей главе устойчивость технологической системы при фрезеровании концевым инструментом можно обеспечить компенсацией колебаний, возникающих в процессе обработки. Это позволит расширить области допустимых значений параметров обработки с улучшением точности и качества обработанных поверхностей. Колебательные процессы могут быть изучены физическим и математическим моделированием. Устойчивость мобильного металлорежущего оборудования в машиностроении исследуется методами математического анализа, моделированием и физическим экспериментированием на натуральных образцах [7, 120, 121]. В общем виде моделирование является замещением одного объекта (оригинала) другим объектом (моделью) и изучением свойств оригинала посредством исследования параметров модели, для упрощения и последующего описания необходимых процессов. В механике есть несколько разновидностей моделей для исследования систем [2, 3]: натурные, масштабные, аналоговые и математические.

При исследовании необходимо учитывать, что вибрация при механической обработке представляет сложный динамический процесс с появлением различных видов колебаний на большом диапазоне частот. Для исследования колебательного процесса можно использовать динамическую модель, под которой понимают описание механизма, свойства и связи колебательной системы с помощью аналитических приемов при условии, что внешние воздействия на модель вызывают реакцию, как в реальных механизмах [18, 76]. Движение технологической системы исследуется с помощью нелинейных дифференциальных уравнений.

Для исследования колебательных процессов при резании на мобильном оборудовании необходимо выбрать вид механической системы и определить её

свойства. Сначала определим число степеней свободы механической системы (рис. 2.1), т.е. количества независимых переменных, которые необходимы и достаточны для описания основных процессов в ней. При этом можно пренебречь некоторыми степенями свободы, если они связаны с частотами, которые значительно больше или значительно меньше основных частот колебаний системы.

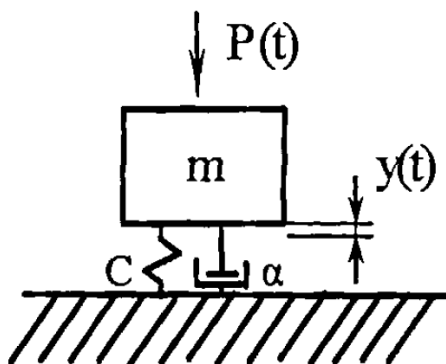


Рис. 2.1. Механическая система с одной колеблющейся массой

Далее нужно определить собственные частоты колебательных движений механической системы (аналитически и экспериментально). Потом определяют остальные параметры колебательных контуров: вычисляется логарифмический декремент; определяют жесткость системы на основании диаграммы «нагрузка – перемещение»; вычисляют приведенную массу системы с учетом её жесткости и собственной частоты колебаний; рассчитывают характеристику силы резания (в отдельных случаях и характеристику силы трения); определяют амплитуду и частоту внешней возмущающей силы. Итоговый вывод о целесообразности принятой схемы и методик расчёта параметров системы дает сравнение результатов математического анализа с данными натуральных экспериментов [71].

Механические системы при различных степенях свободы могут быть с одной колеблющейся массой или совокупность масс. В дальнейшем для рассмотрения и изучения механических движущихся систем будут использованы параметры: $y(t)$ – перемещение массы системы от возмущающей

силы $P(t)$, изменяющейся в момент времени t ; m – приведенная масса системы, a – коэффициент сопротивления; C – жесткость системы.

Составим уравнение движения механической системы в обобщенной координате q по методу Лагранжа, исходя из закона сохранения энергии [32, 103]:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i}, \quad (2.1)$$

где q_i – обобщенная координата системы с n степенями свободы, ($i = 1 \dots n$); Π – потенциальная энергия системы; T – кинетическая энергия системы.

Уравнение поперечных вынужденных колебаний второго порядка получаем после преобразования уравнения (2.1):

$$m_i \cdot \ddot{y}_i + \alpha \cdot \dot{y}_i + c_i \cdot y_i = P_i \cdot \sin(\omega) \cdot t, \quad (2.2)$$

где P_i – вынужденная сила, действующая на систему; y – характерное поступательное перемещение в системе; y_i – перемещение механической системы; \dot{y}_i – скорость механической системы; \ddot{y}_i – ускорение механической системы; m – приведенная масса системы; α – коэффициент сопротивления системы; c – коэффициент жесткости системы; ω – вынужденная частота процесса; t – характерное время.

При рассмотрении аналогичной системы для вращательного движения [109] получаем подобное выражение. Уравнение (2.2) представляет собой закон движения материальной точки оборудования.

Положение статического равновесия материальной точки, принадлежащей физической конструкции оборудования, принимаем как начало отсчёта. Если начальные условия будут $t=0$, $y = y_0$, $\dot{y} = \dot{y}_0$, то общее решение уравнения (2.2) имеет вид:

$$y = e^{-ht} \left[\frac{\dot{y}_0}{p_i} \sin(p_i t) + y_0 \left(\cos(p_i t) + \frac{h}{p_i} \sin(p_i t) \right) \right] + S \sin(\omega t - \varphi), \quad (2.3)$$

где φ – фаза вынужденного колебания; S – амплитуда вынужденных колебаний; p_i – частота затухающих колебаний; ω – частота вынужденных колебаний; h – коэффициента демпфирования.

Коэффициент демпфирования необходим для рассмотрения систем с малой жесткостью, что соответствует условиям процесса резания на мобильном оборудовании.

$$h = \frac{\alpha}{2m} \cdot S = \frac{q}{\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 h^2}},$$

где p – частота колебаний, зависящая от коэффициента жесткости системы.

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Решения уравнения (2.2) имеет две составляющие. Первая часть представляет собой обобщенное решение однородного уравнения с частотой p_i , которое с течением времени затухает после начала процесса и становится несущественной. Вторая часть решения представляет собой вынужденные колебания, возникающие от периодической внешней силы P_i с частотой ω . Именно вторая часть решения является основной.

В дальнейшем рассматриваем механическую колебательную систему, которая с достаточной точностью может быть описана системой дифференциальных уравнений второго порядка [67]. В ней движение каждой массы упругой цепи будет определяться одним дифференциальным уравнением, а система таких уравнений соответственно описывает поведение всей цепи.

При перемещении n масс, входящих в один колебательный контур и связанных между собой упругими и демпфирующими элементами (рис. 2.2), уравнение движения i -той массы будет:

$$m_i \cdot \bar{a}_i = \bar{F}_i + \bar{P}_i - \bar{F}_{i+1}, \quad (2.4)$$

$$F_i = C_i \cdot (X'_{i-1} - X'_i) + h_i \cdot (v_{i+1} - v_i).$$

$$Fu_i = -m_i \cdot a_i.$$

где F_i – упругодемпфирующая сила на i -ом звене, Н; P_i – внешнее силовое воздействие на i -ую массу, Н; X'_i и v_i , – виброперемещение (м) и скорость (м/с) i -той массы.

В таком виде уравнение движения (2.4) будет одинаковым для всех масс упругой цепи. А для крайних масс некоторые составляющие уравнения (2.4) окажутся равными нулю. Внешнее силовое воздействие на технологическую систему определяем только для крайних масс колебательного контура. Поэтому расчет начинаем с крайних масс, так как величина их смещения определит силовое воздействие на весь колебательный контур. Расчет прекращаем, когда станут известны характеристики движения всех масс в контуре.

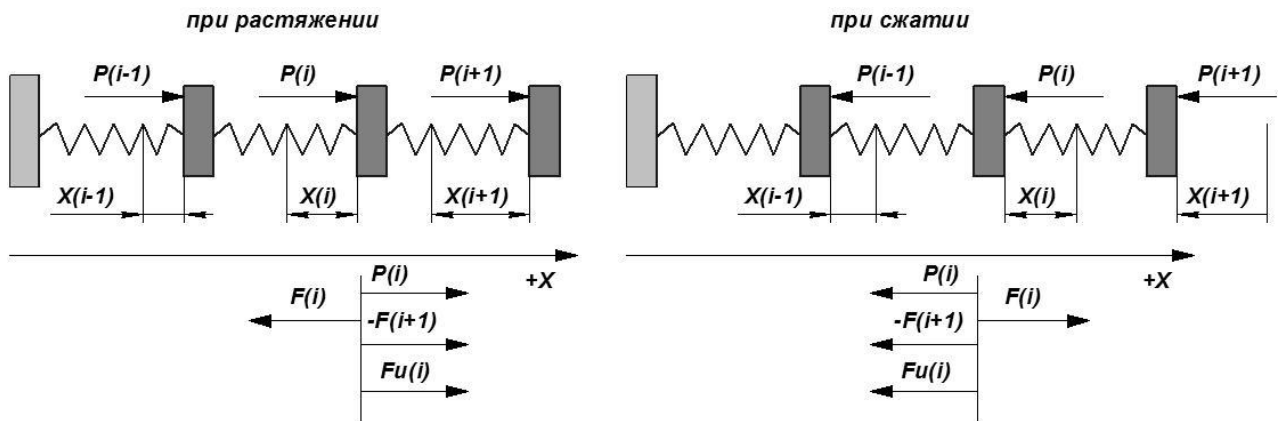


Рис. 2.2. Схема для расчёта колебательного контура механической системы

При движении множества масс в упругом контуре, возможно, что перемещение одной массы относительно другой не может быть больше заданной величины. Для этого в схеме механической системы допускается существование жесткого упора для этой массы (рис. 2.3). Уравнение (2.4) несколько изменится в зависимости от направления деформации. [81]

При сжатии упругой цепи под действием возмущающей силы, массы $i-1$ и i будут иметь общее уравнение движения в результате замыкания связи между ними:

$$\begin{cases} -\bar{F}_i + \bar{P}_{i-1} + \bar{F}u_{i-1} + \bar{F}_{i-1} - R_i = 0; \\ -\bar{F}_{i+1} + \bar{P} + \bar{F}u_i + \bar{F}_i + R_i = 0. \quad \text{или} \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_{i-1} \cdot \bar{a}_{i-1} = \bar{P}_{i-1} + \bar{F}_{i-1} - \bar{F}_{i+1} + \bar{P}_i - m_i \cdot \bar{a}_i; \\ m_i \cdot \bar{a}_i = \bar{P}_{i-1} + \bar{F}_{i-1} - \bar{F}_{i+1} + \bar{P}_i - m_{i-1} \cdot \bar{a}_{i-1}. \end{cases} \quad (2.5)$$

По закону сохранения энергии при соударении двух тел они приобретают одну общую скорость, равную

$$v_i = v_{i-1} = \frac{m_i \cdot v_i + m_{i-1} \cdot v_{i-1}}{m_i + m_{i-1}}. \quad (2.6)$$

Поведение массы, которая столкнулась с другой массой, зависит от суммарной силы, действующей на неё. Когда сила прижимает массу к упору, то две массы движутся совместно, в противном случае каждая масса движется отдельно по своей траектории движения. Критерием, который определяет направление этой силы, является знак реакции R_i . Если $R_i < 0$, то массы движутся в разных направлениях, если $R_i > 0$, то массы будут двигаться совместно, причем не приобретают одинаковую скорость в момент контакта, а ускорение определяется по уравнению (2.5).

При растяжении колебательного контура (рис.2.3) соотношения между уравнениями движения масс будут аналогичными, только условием их движения в разных направлениях будет $R_i > 0$, а условием движения в одном направлении – $R_i < 0$.

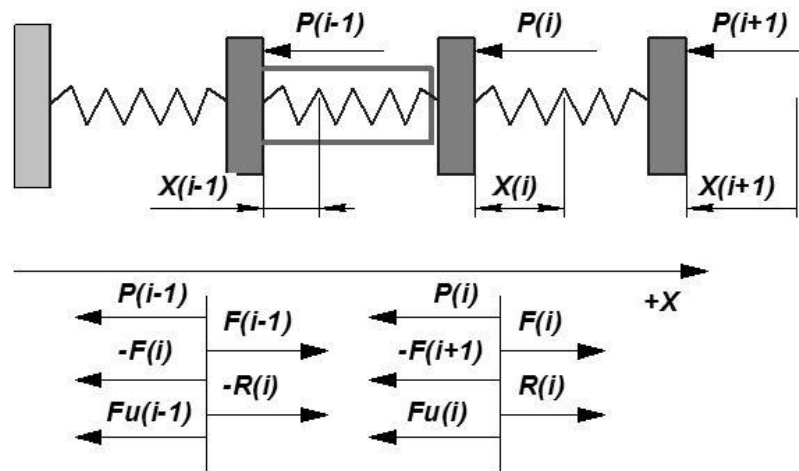


Рис. 2.3. Схема колебательного контура технологической системы с жестким упором для крайней массы

Виброскорость – это скорость перемещения колеблющейся массы. С точки зрения вибродиагностики – это универсальный параметр, который позволяет сравнивать различные колебательные процессы. С его помощью можно определить взаимосвязь колебательного процесса с изменением сил резания.

Таким образом, следующей задачей является определение воздействия на упругую систему мобильного портативного оборудования для управления колебательной активностью процесса резания. Обобщённая модель объекта управления по колебательной активности имеет вид [106]:

$$M = f(N, E, U), \quad (2.7)$$

где N – неуправляемые и неизменяемые в процессе, наблюдаемые значения параметров; U – управляемые параметры, которые определяются непосредственно при конструировании изделия; f – функция, позволяющая по значению входных переменных определять значения выходных переменных состояния модели; E – неуправляемые ненаблюдаемые случайные возмущения.

Управление формированием вибрации рассматривается с точки зрения взаимодействия колебательного процесса и технологической системы с целью обеспечения заданных характеристик детали и, как процесс формирования свойств технологической системы для увеличения эффективности процесса резания. Это требует математического описания колебательных процессов.

2.2. Математическое описание компонент вибрации

Мобильное металлорежущее оборудование при установке в место обработки не имеет достаточной жесткости для использования производительных режимов обработки, из-за интенсификации вибрационных процессов. Поэтому требуется технологическая система с повышенным демпфированием и саморегуляцией выходных параметров колебаний в соответствии с условиями резания металла.

Чтобы определить взаимосвязь условий резания с параметрами колебательного процесса необходимо составить математическое описание компонент вибрации: виброперемещения, виброскорости и виброускорения.

Первой компонентой вибрации является виброперемещение [ГОСТ 24346 и ГОСТ 24347]. Данная компонента характеризует движение точки или системы при изменении значений параметров процесса во времени. В этом

случае в упругой системе в большей степени проявляются вынужденные колебания, поэтому перемещение точки определяем по выражению:

$$S_v = S_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.8)$$

где φ – фазовый угол в начальный момент времени $t=0$; ω – частота вынужденного колебания; S_0 – амплитуда, равная половине размаха гармонического колебания и совпадает с пиковым значением.

Второй компонентой вибрации и первой производной от перемещения по времени является виброскорость:

$$V = \frac{dS_v}{dt} = \dot{S}_v. \quad (2.9)$$

Возьмем производную уравнения (2.8) по времени и получим выражение:

$$V = S_0 \omega \cos(\omega t + \varphi). \quad (2.10)$$

Третьей компонентой и второй производной от перемещения является виброускорение:

$$a = \frac{d^2 S_v}{d^2 t} = \ddot{S}_v. \quad (2.11)$$

В частных случаях рассматривают третью производную перемещения по времени, которую называют виброрезкостью:

$$b = \frac{d^3 S_v}{d^3 t} = \dddot{S}_v. \quad (2.12)$$

На первой стадии математического описания необходимо составить схему оборудования для описания компонент вибрации. Схема мобильного фрезерного оборудования представлена в виде структуры с тремя массами m_1, m_2, m_3 ; с жёсткостью опор: C_1, C_4 – упругими; C_2, C_5 – крутильными; C_3, C_6 – демпфирования (рис.2.4).

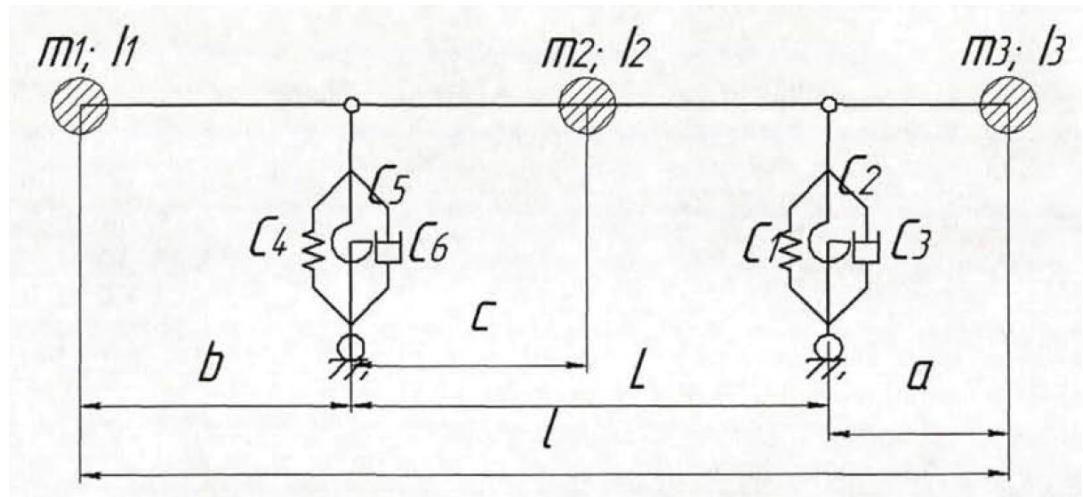


Рис. 2.4. Теоретическая схема мобильного оборудования для описания компонент вибрации

Наибольшее влияние на устойчивость системы оказывают поперечные колебания, которые вызывают сдвиг и изгиб шпинделя, что в итоге приводит к усталостным разрушениям. Когда силы выражаются через перемещения, уравнение движения записывается в прямой форме. Если перемещения выражаются через силы, то уравнение движения записывается уже в обратной форме. Движение системы с несколькими степенями свободы описывается системой из нескольких дифференциальных уравнений второго порядка.

Уравнения движения масс становятся достаточно громоздкими при большом числе степеней свободы, поэтому для их записи используют матричный метод [109]. Уравнение движения системы с тремя степенями свободы в матричной форме имеет вид:

$$M(\ddot{q}) + L(\dot{q}) + C(q) = (Q) \quad (2.13)$$

где $M = [m_{ij}]$ – инерционная матрица; m_{ij} – коэффициент инерции; $L = [\alpha_{ij}]$ – матрица сопротивления; α_{ij} – коэффициент сопротивления; $C = [c_{ij}]$ – матрица жесткости; c_{ij} – коэффициент жесткости; Q – обобщенные силы, соответствующие координатам q .

Если определитель приравняем к нулю, то получим уравнение частот свободных колебаний системы [12]:

$$\begin{bmatrix} p^2 m_1 g \delta_{11} - 1 & p^2 m_2 g \delta_{12} & p^2 m_3 g \delta_{13} \\ p^2 m_1 g \delta_{21} & p^2 m_2 g \delta_{22} - 1 & p^2 m_3 g \delta_{23} \\ p^2 m_1 g \delta_{31} & p^2 m_2 g \delta_{32} & p^2 m_3 g \delta_{33} - 1 \end{bmatrix} = 0 \quad (2.14)$$

где p – частота собственных колебаний; δ_{ij} – коэффициенты влияния (определяются податливостью элемента системы); $m_i g$ – массовые характеристики системы.

Частоты главных колебаний p_1, p_2, p_3 найдем из решения выражения (2.14). За уровни частоты поперечных колебаний приняты значения, соответствующие экстремальным точкам колебательного процесса. Расположение координат сосредоточенных масс изменяет динамику движения технологической системы.

В классической механике координаты центра масс определяются по выражению [4, 38]:

$$c = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i}.$$

Масса консолей а и б, направляющей части L, определяется выражением:

$$m_i = \sum_{i=1}^n \rho_i V_i,$$

где ρ – плотность материала; n – количество элементов; V – объем материала.

Максимальную частоту колебаний, согласно стандартам (ГОСТ 22061), определяем по формуле:

$$\omega_p = \frac{nd_i z}{60 \cdot (d_c - d_i)}, \quad (2.15)$$

где z – число тел качения в подшипнике; d_c и d_i – диаметр наружного и внутреннего кольца подшипника соответственно.

Рассчитываемая по уравнению (2.15) частота колебаний является первой пиковой энергетически насыщенной частотой вибрации шпинделя и всей технологической системы. Данная частота отражается на пиковом значении виброскорости.

Вторую эффективную среднюю частоту колебаний упругой системы рассчитываем по выражению:

$$\omega_e = \frac{\pi n}{30},$$

где n – частота вращения шпинделя, мин⁻¹.

Рассчитываем третью локальную минимальную частоту по формуле:

$$\omega_i = \frac{\pi r}{60},$$

где $r = (d_e - d_i)$ – коэффициент связи по условию демпфирования.

Описание конструкции металлорежущего оборудования начинаем с составления общей функции:

$$f(x) = [f(R_b), f(F), f(IT), f(it), f(dT), f(e), f(y)], \quad (2.16)$$

где R_b – радиальное биение шпинделя; F – допуск формы и расположения поверхностей; IT , it – допуски линейных размеров отверстий и валов характерных контактных пар; dT – допуск соосности посадочной поверхности подшипников, определяется по ГОСТ 3325; e – дисбаланс шпинделя, определяется по ГОСТ 22061; y – статический прогиб шпинделя.

Радиальное биение шпинделя определяем по формуле:

$$R_{b1} = \frac{3 \left(\frac{\delta_1}{j^{0.5}} + \frac{a(\delta_1/j^{0.5} + \delta_2/j^{0.5})}{L} \right)}{2k_r}, \quad (2.17)$$

где δ_1 , δ_2 – радиальное биение подшипников; j , i – соответственно число подшипников в передней и задней опорах; a – длина консоли рассматриваемого участка; L – расстояние между опорами шпинделя; $k_r = D/d$ – коэффициент связи по радиальному биению опор; D , d – соответственно диаметры подшипника наружный и внутренний в опорах шпинделя [105].

При анализе технологической системы мобильного оборудования по методике, описанной выше, за крайнюю массу принимается опора, расположенная максимально близко к металлорежущему инструменту. Радиальное биение участка между опорами шпинделя R_{b2} определяем по выражению:

$$R_{b2} = \frac{(r + IT)}{2k_r}, \quad (2.18)$$

где r – зазор или натяг посадки подшипника; IT – допуск посадочного размера корпуса.

Радиальное биение шпинделя находим, как среднее арифметическое значение от уравнений (2.17) и (2.18).

Допуск формы и расположения поверхностей определяем по функциональным зависимостям:

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \left[\sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} \right] + \frac{1}{m} \cdot \left[\sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right] \right); \quad (2.19)$$

$$F_2 = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{1}{n} \cdot \left[\sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} \right] + \frac{1}{m} \cdot \left[\sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right] \right), \quad (2.20)$$

где $rb=1...M$ – число сопряженных контактных пар в конструкции рассматриваемого узла; IT – допуск диаметра отверстия контактной пары; it – допуск вала контактной пары; $k_l = L/D$ – коэффициент связи по линейному размеру; $rt=1...N$ – число сопряженных контактных пар в конструкции механизма для вала; N, M – число сопряженных контактных пар; x – координата по оси абсцисс; y – координата по оси ординат.

При расчёте дисбаланса учитываем по эксцентриситету оси вращения шпинделя и оси, на которой расположены центры тяжести вращающихся элементов металлорежущего оборудования. Его значение определяем по уравнению:

$$e_1 = \frac{e\omega}{\omega}, \quad (2.21)$$

где $e\omega$ – скоростной параметр, выбираемый по ГОСТ 22061; ω – вынужденная частота колебаний.

При функциональном анализе отдельных узлов станка значение эксцентриситета, рассчитанного по уравнению (2.21), следует уменьшить вдвое.

Прогиб консоли шпинделя вычисляем по уравнению:

$$y_1 = \frac{10^3 m_1 g a^3}{3EI k_d}, \quad (2.22)$$

где I – момент инерции сечения соответствующей консоли шпинделя; E – модуль упругости материала; $k_d = Ld_e/2$ – коэффициент связи по диаметру подшипника; $m_1 g$ – приведенный вес консоли шпинделя; a – длина консоли шпинделя; d_e – диаметр беговой дорожки наружного кольца подшипника.

Прогиб шпинделя между опорами определяем по выражению

$$y_2 = \frac{10^3 m_2 g L^3}{48EI k_d}, \quad (2.23)$$

где $m_2 g$ – вес межопорного пролета шпинделя; L – расстояние между ближайшими опорами шпинделя.

При анализе колебательной активности системы применяем среднее арифметическое значение функций (2.22) и (2.23). Компоненту колебательного процесса по виброскорости представим в виде системы уравнений:

$$V_{sp} = \begin{cases} \frac{nd_1 z}{60(d_e - d_1)} \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_k - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_k} x_i \right) \right]; \\ \frac{nd_1 z}{60(d_e - d_1)} \cdot \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{1}{n_k - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_k} x_i \right) \right], \end{cases} \quad (2.24)$$

где V_{sp} – виброскорость в локальной интегральной точке механизма главного движения; x_i – составляющие компоненты колебаний, определяются по уравнениям (2.17)...(2.23); n_k – коэффициент, характеризующий количество входящих в рассматриваемый процесс компонент x_i ; $C_1 \geq n_k \geq 1$, $C_1 \leq 10$.

В локальной средней точке, принадлежащей механизму базирования, направляющей линейки виброскорость описывается функцией:

$$V_{mp} = \begin{cases} \frac{\pi n}{30} \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_s - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_s} x_i \right) \right]; \\ \frac{\pi n}{30} \cdot \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{\omega_m}{n_s - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_s} x_i \right) \right], \end{cases} \quad (2.25)$$

где V_{mp} – виброскорость в энергонасыщенной точке механизма базирования направляющей; n_s – коэффициент, зависящий от количества входящих компонент x_i : $C_1 \geq n_s \geq 1$, $C_1 \leq 10$.

В локальной низшей точке, принадлежащей несущей системе станка и его опорным поверхностям виброскорость описывается функцией:

$$V_{lp} = \begin{cases} \frac{nr}{60} \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_u - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_u} x_i \right) \right]; \\ \frac{nr}{60} \cdot \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{1}{n_u - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_u} x_i \right) \right], \end{cases} \quad (2.26)$$

где V_{lp} – виброскорость в локальной низшей точке, принадлежащей как каркасу, так и опорным поверхностям; n_u – коэффициент, зависящий от количества входящих компонент x_i : $C_1 \geq n_u \geq 1$, $C_1 \leq 10$.

Функция виброускорения описывается выражением:

$$a_i = \frac{dS_v}{dt^2} = f(\omega_i^2, x_j) = \frac{dV}{dt} = -S_0 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi). \quad (2.27)$$

Учитывая уравнение (2.26), виброускорение в экстремальной интегральной точке, принадлежащей опорам механизма главного движения, рассмотрим как систему уравнений:

$$A_{sp} = \begin{cases} \left(\frac{nd_1 z}{60(d_e - d_1)} \right)^2 \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_k - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_k} x_i \right) \right]; \\ \left(\frac{nd_1 z}{60(d_e - d_1)} \right)^2 \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rt=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{1}{n_k - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_k} x_i \right) \right]. \end{cases} \quad (2.28)$$

В локальной средней точке, принадлежащей поверхностям механизма базирования, направляющим, механизма подачи ускорение определяется системой уравнений:

$$A_{mp} = \begin{cases} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_s - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_s} x_i \right) \right]; \\ \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cdot \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{\omega_m}{n_s - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_s} x_i \right) \right]. \end{cases} \quad (2.29)$$

А в локальной низшей точке, принадлежащей несущей системе станка и его опорным поверхностям станка ускорение определим по уравнениям:

$$A_{lp} = \begin{cases} \left(\frac{nr}{60}\right)^2 \cdot \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r^2} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l} \right) + \frac{1}{n_u - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_u} x_i \right) \right]; \\ \left(\frac{nr}{60}\right)^2 \cdot \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{N} \sum_{rk=1}^N \int_0^{IT} \frac{dx}{k_r x + k_l} + \frac{1}{M} \sum_{rb=1}^M \int_0^{it} \frac{dy}{k_l y + k_r} \right) + \frac{1}{n_u - 1} \left(\sum_{i=1}^{n_u} x_i \right) \right]. \end{cases} \quad (2.30)$$

Частота вращения существенно влияет на изменение ускорения колебаний. По величине этого ускорения можно судить о дополнительных динамических силах в механической системе металлорежущего оборудования, и соотношении статических и динамических нагрузок в подшипниковых опорах [89]. Если виброускорение превышает нормированное значение, в шпиндельном узле развиваются большие динамические нагрузки, преобладающие над статические.

На основе зависимостей виброскоростей и виброускорений составлен общий алгоритм прикладной компьютерной программы для определения виброкомпонент портативного оборудования. С помощью метода итераций (половинного деления) выполнили расчет критических частот. Суть метода в том, что при существовании непрерывной функции, пересекающей ось абсцисс, возможно нахождение численного значения аргумента.

С учетом уравнений (2.25)...(2.30) виброкомпонент и укрупненного алгоритма написана программа на программном языке *Delphi*, позволяющая рассчитать критические частоты вращения шпинделя, значения виброскорости и виброускорения в характерных точках, для дальнейшего анализа технологической системы портативного режущего оборудования.

2.3. Описание подсистемы инструмента

Основным источником возбуждающих сил в технологической системе является зона резания, то далее для анализа её динамики необходимо выполнить анализ подсистемы инструмента на основе уравнений (2.4) и (2.13). Данный анализ выполним на ЭВМ.

Схема для анализа подсистемы инструмента представлены на рис. 2.5. Она включает четыре колебательных контура, каждый из них содержит по одной массе.

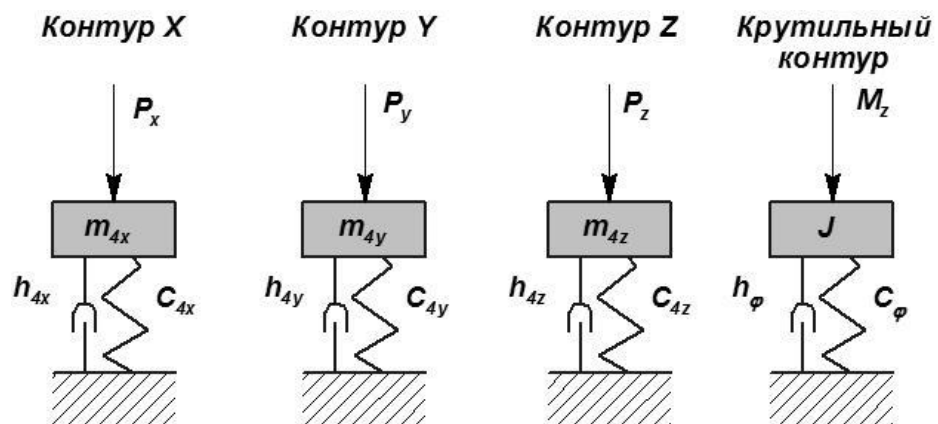


Рис. 2.5. Расчетная схема подсистемы инструмента

Координаты положения фрезы в системе координат заготовки (X_{201} , Y_{201} , φ_2) являются входными параметрами подсистемы инструмента. Её выходными параметрами являются координаты положения одной из режущих кромок в той же системе координат. Геометрия режущей части инструмента определяется положением каждого зуба в системе координат инструмента. Так как фреза является телом вращения, координаты каждого зуба рассматриваем в цилиндрической системе координат. Для начального анализа с помощью ЭВМ описание системы координат фрезы заимствуем из работы [91] (рис.2.6). Тогда положение рассматриваемой точки A , лежащей на вершине зуба, можно задать в виде (R_A, φ_A, Z_A) , где φ_A – угол между радиусом, проведенным в данную точку A , и осью x_I системы координат инструмента; R_A – расстояние от точки A зуба

до оси вращения фрезы; Z_A – расстояние от точки A до плоскости $O_1x_1y_1$, измеренное вдоль оси z_1 [30, 33].

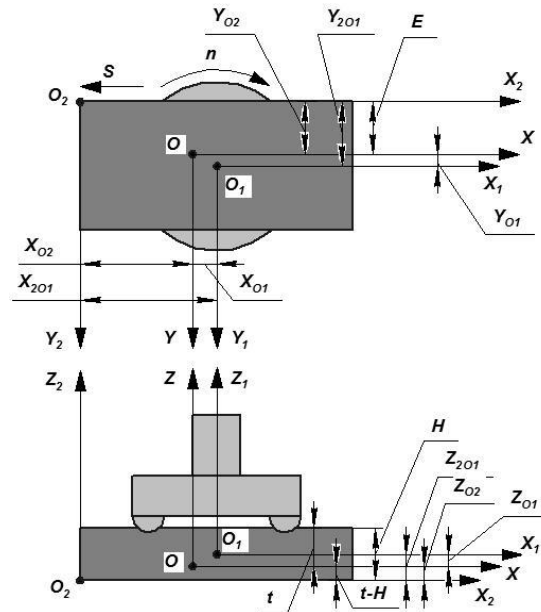


Рис. 2.6. Система координат

Когда известно положение начала системы координат инструмента относительно системы координат заготовки можно определить положение рассматриваемой точки режущей кромки (рис. 2.6):

$$\begin{cases} \bar{\varphi}_{2A} = \bar{\varphi}_2 + \bar{\varphi}_{1A}; \\ \bar{X}_{2A} = \bar{X}_{2O1} + \bar{X}_{1A} = \bar{X}_{2O1} + \bar{R}_A \cdot \cos \bar{\varphi}_A; \\ \bar{Y}_{2A} = \bar{Y}_{2O1} + \bar{Y}_{1A} = \bar{Y}_{2O1} + \bar{R}_A \cdot \sin \bar{\varphi}_A; \\ \bar{Z}_{2A} = \bar{Z}_{2O1} + \bar{Z}_{1A}, \end{cases} \quad (2.31)$$

где φ_{1A} – угловое положение радиуса, проведенного в точку A , в системе координат заготовки; φ_2 – угол поворота системы координат инструмента относительно системы координат заготовки; X_{1A} , Y_{1A} , Z_{1A} – положение точки A в СК инструмента.

Геометрия концевых фрез достаточно сложна для того, чтобы можно было применить аналитические модели. Численные модели, и в частности, модели, реализованные методом конечных элементов (рис. 2.7), в этом случае являются единственным средством решения задачи.

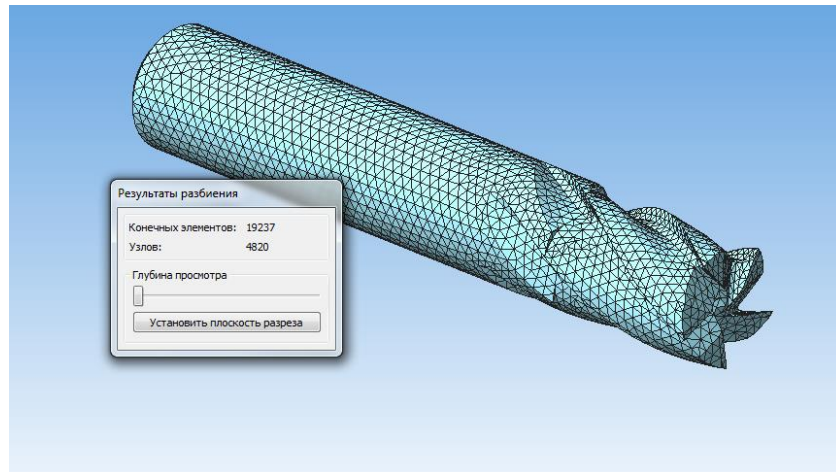


Рис.2.7. Модель инструмента

Поскольку необходимо рассматривать процесс пространственного резания, предлагается рассматривать каждую режущую кромку как набор точек, соединенных прямыми отрезками, тогда усилия для каждого отрезка режущей кромки вычисляются независимо в соответствии с выбранной моделью для сил резания. При таком подходе отсутствуют ограничения по сложности геометрии режущих кромок и ориентации фрезы в пространстве.

Геометрию режущей кромки можно задать при помощи двух функций в цилиндрической системе координат, ось которой совпадает с осью фрезы. В случае необходимости моделирования бокового фрезерования, когда резание производится большей частью длины фрезы, возможно использование конечно-элементной модели фрезы, позволяющей моделировать изгиб оси и учитывать его в геометрической модели инструмента. Следовательно, для описания подсистемы инструмента в случае мобильного оборудования, необходимо знать величину упругих перемещений на любом участке обрабатываемой поверхности, в зависимости от геометрии зоны резания и привести ее значение к постоянной величине.

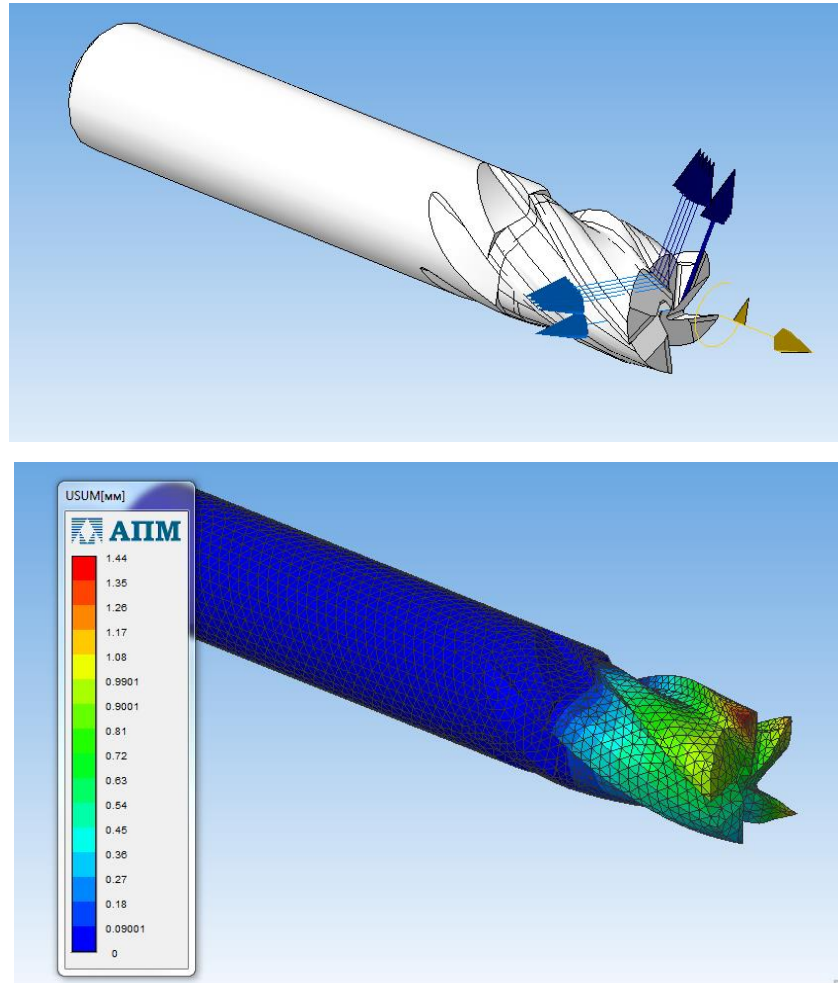


Рис. 2.8. Разложение сил, действующих на зуб фрезы

Величины упругих перемещений определяются по выражениям:

$$\Delta X = \frac{P_{non}^x}{C_x}; \quad \Delta Y = \frac{P_{np}^y}{C_y}; \quad \Delta Z = \frac{P_{oc}^z}{C_z}, \quad (2.32)$$

где P_{non}^x , P_{np}^y , P_{oc}^z – проекции результирующей силы резания на координатные оси оборудования (рис.2.8)

$$P_{non}^x = P_Z^\Sigma \cdot \sin \psi - P_Y^\Sigma \cdot \cos \psi;$$

$$P_{np}^y = P_Z^\Sigma \cdot \cos \psi + P_Y^\Sigma \cdot \sin \psi; \quad (2.33)$$

$$P_{oc}^z = P_X^\Sigma;$$

C_x, C_y, C_z – жесткость технологической системы по осям.

При механической обработке концевыми фрезами основная доля упругих деформаций приходится на инструмент, по этой причине в дальнейшем будем учитывать только жесткость фрезы. Расчет производится по выражению:

$$C_{фр.} = \frac{3EJ_{np}}{l^3}, \quad (2.34)$$

где E – модуль упругости первого рода; l – вылет инструмента; J_{np} – приведенный момент инерции.

Граничные условия для расчета устанавливаем на основе силовой схемы процесса фрезерования (рис. 2.9), контактных взаимодействий, физико-механических свойств обрабатываемого и инструментального материалов. В ходе моделирования процесса на ЭВМ установлено, что крутильный контур через зону резания влияет на изгибный, поддерживая регенеративный эффект. Если связь через след на поверхности резания отсутствует, то влиянием крутильного контура можно пренебречь.

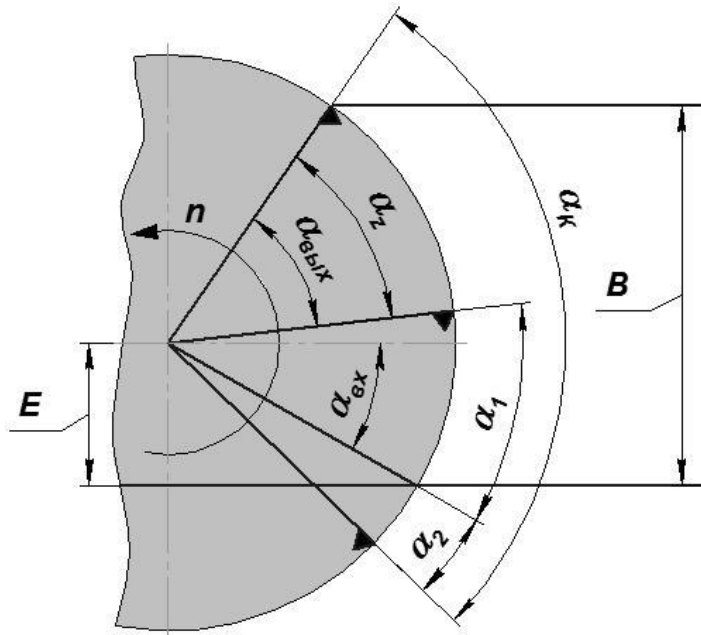


Рис. 2.9. Геометрическая схема расположения зубьев фрезы в процессе резания

Прерывистость является главной чертой процесса фрезерования. В процессе резания может участвовать различное количество зубьев, а число режущих кромок определяет силовое воздействие на систему [93]. За интервал

времени между входом в заготовку двух смежных зубьев, оно последовательно принимает максимальное значение, соответствующее Z_{max} зубьям, участвующим в резании, и минимальное, соответствующее Z_{min} зубьям, среднее значение силового воздействия за этот интервал определится как (рис. 2.9):

$$F_{cp} = K_p \cdot a_H \cdot \frac{Z_{max} \cdot \alpha_1 + Z_{min} \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = K_p \cdot a_H \cdot \left(Z_{min} + \frac{\alpha_1}{\alpha_z} \right), \quad (2.35)$$

где α_1, α_2 – углы, определяющие параметры силовых импульсов, рад; α_z – угол между зубьями, рад.[69]

Величина $Z_{min} + \alpha_1/\alpha_z$ представляет собой коэффициент перекрытия:

$$K_n = Z_{min} + \frac{\alpha_1}{\alpha_z} = \frac{\alpha_{BX} + \alpha_{ВЫХ}}{\alpha_z}, \quad (2.36)$$

где α_{BX} и $\alpha_{ВЫХ}$ – углы входа и выхода зубьев из заготовки.

Из анализа уравнения (2.36) делаем вывод, что коэффициент перекрытия при концевом фрезеровании характеризует сразу ряд взаимосвязей. Его целая часть указывает на минимальное количество участвующих в резании зубьев, что характерно для минимального значения внешнего воздействия на технологическую систему. Дробная часть – длительность максимальной нагрузки на систему, когда в резании участвует максимально возможное количество зубьев. Этот коэффициент определяет величину внешнего воздействия на систему при прочих равных условиях процесса резания.

2.4. Расчёт области устойчивости технологической системы

При фрезеровании колебания в технологической системе возникают в результате действия динамических сил, которые в значительной мере определяются силами резания.

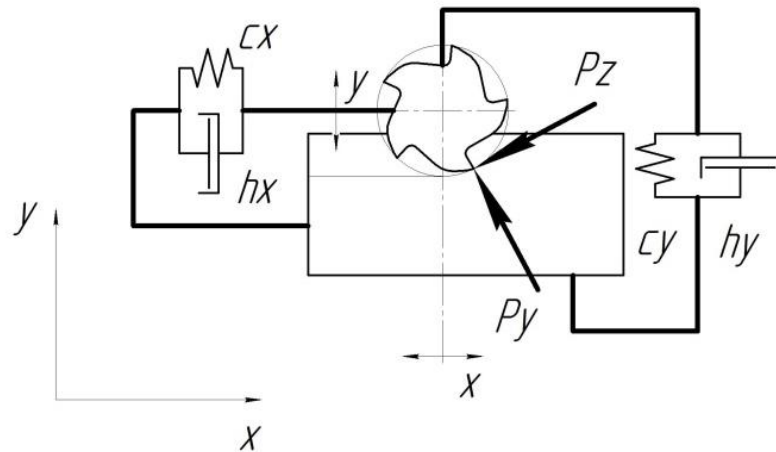


Рис. 2.10. Эквивалентная расчетная схема концевго фрезерования

В работах [42, 43, 44] показано, что колебания концевой фрезы в процессе обработки относительно обрабатываемой детали достаточно рассматривать в горизонтальной плоскости, с двумя степенями свободы, которые соответствуют перемещениям x и y в направлении осей X и Y (рис. 2.10). Для технологической системы колебания центра фрезы относительно обрабатываемой детали можно описать системой дифференциальных уравнений для двух степеней свободы [91]:

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} + h_x \dot{x} + c_x x = -P_y \sin(\gamma) - P_z \cos(\gamma) \\ m_y \ddot{y} + h_y \dot{y} + c_y y = -P_y \cos(\gamma) - P_z \sin(\gamma) \end{cases} \quad (2.37)$$

где m_x , m_y – приведенные массы технологической системы вдоль соответствующих осей; h_x , h_y – приведенные коэффициенты демпфирования системы вдоль соответствующих осей; c_x , c_y – приведенные жесткости технологической системы вдоль соответствующих осей; x , y – перемещения фрезы относительно детали вдоль соответствующих осей; P_z , P_y – динамические силы резания, действующие на технологическую систему.

Для построения диаграммы устойчивости процесса конечного фрезерования необходимы исходные данные: параметры концевой фрезы, режимы резания, данные процесса резания, параметры технологической системы.

При фрезеровании колебания в технологической системе возникают в результате действия динамических сил, которые в значительной мере определяются силами резания. Для определения сил резания в условиях мобильного оборудования используем методику из работы [42], примененную при расчёте системы тяжелых фрезерных станков. В данном случае для определения изменений усилий резания при фрезеровании используются выражения:

$$\begin{aligned}
 dP_z^\Sigma &= 0,252\sigma_i R_{фр.} \Delta\varphi \left(15,87S_{зуб.} \sqrt{\frac{H}{2R_{фр.}}} + I_3 \operatorname{tg} \left(80 + \lambda - 2 \arcsin \frac{1}{K} \right) \right) \\
 dP_x^\Sigma &= 0,252\sigma_i R_{фр.} \Delta\varphi \cos \varphi_1 \left(5,24S_{зуб.} \sqrt{\frac{H}{2R_{фр.}}} + I_3 \operatorname{tg} \left(80 + \lambda - 2 \arcsin \frac{1}{K} \right) \right) \\
 dP_y^\Sigma &= 0,252\sigma_i R_{фр.} \Delta\varphi \sin \varphi_1 \left(5,24S_{зуб.} \sqrt{\frac{H}{2R_{фр.}}} + I_3 \operatorname{tg} \left(80 + \lambda - 2 \arcsin \frac{1}{K} \right) \right)
 \end{aligned} \quad (2.38)$$

где σ_i – интенсивность напряжений при резании, Па; $\Delta\varphi$ – угол контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью, град; l_3 – степень износа зуба, мм; $R_{фр.}$ – радиус сферы фрезы, мм; T – предварительный припуск, мм; λ – угол резания, град.; $H_{оп}$ – оптимальная глубина резания, мм; K – коэффициент усадки стружки, $S_{зуб.}$ – подача на зуб, мм/об; φ – угол профиля фрезы, град.

Этот метод учитывает технологические параметры, которые непосредственно влияют на силу резания (рис. 2.11). При её связи с вибрацией можно предположить, что повысить эффективность процесса фрезерования можно за счёт управления параметрами, влияющими на колебательные процессы. К таким параметрам относятся амплитуда, частота и фаза колебаний. Внешним воздействием на колебательный процесс в технологической системе можно добиться уменьшения диапазона изменения сил резания, тем самым выравнивая нагрузку на инструмент и увеличивая его стойкость. Преимущество

заключается в гораздо меньшем количестве расчётных параметров по сравнению с классическим подходом расчёта сил резания.

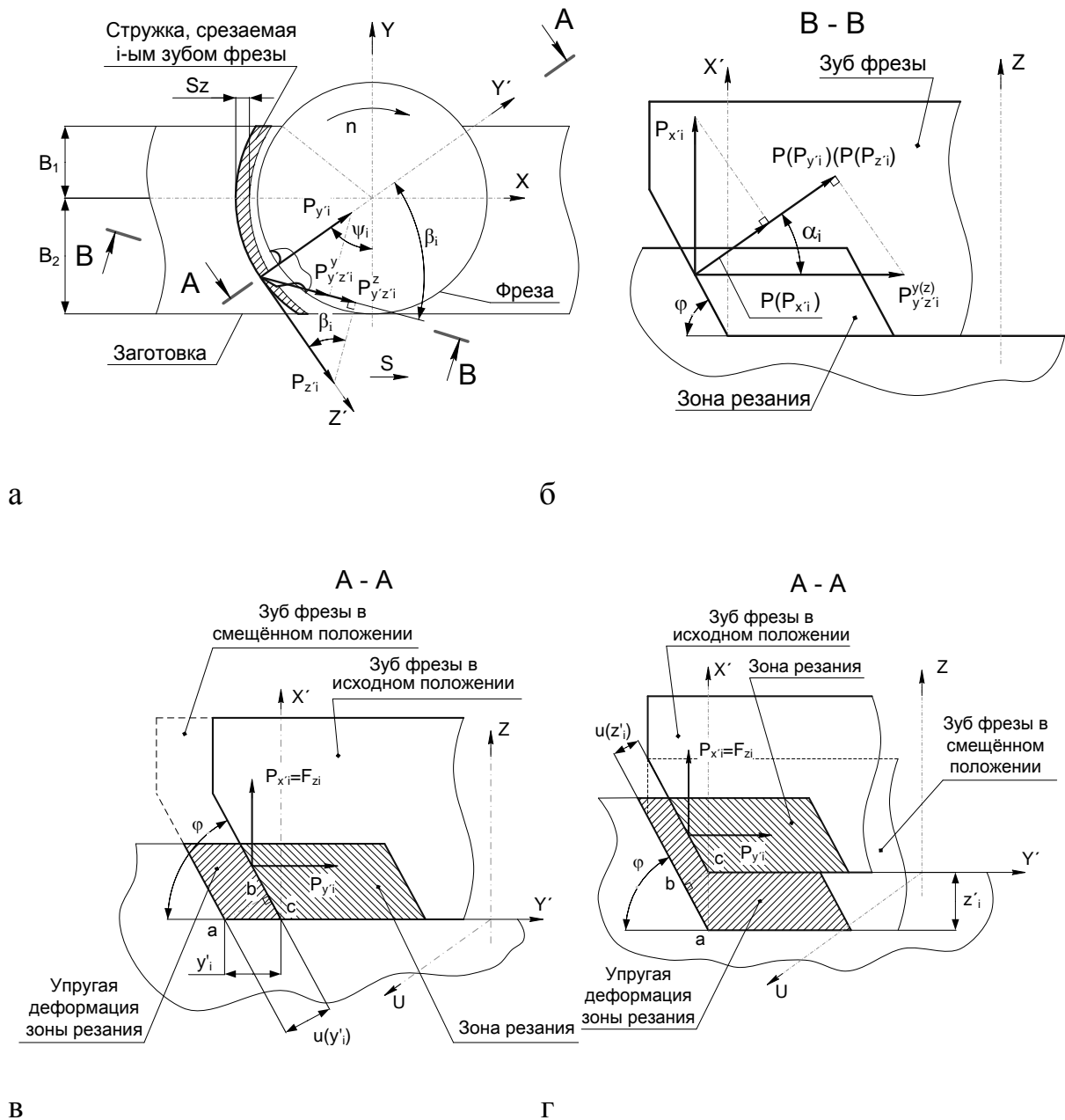


Рис. 2.11. Составляющие силы резания ($P_{x'i}$, $P_{y'i}$, $P_{z'i}$) и упругой деформации ($u(y')$, $u(z')$) зоны резания:

а – распределение сил в продольной плоскости зоны резания;

б – распределение сил в поперечной плоскости зоны резания;

в – изменение толщины стружки от смещения инструмента в направлении Oy' ;

г – изменение толщины стружки от смещения инструмента в направлении Oz' [40]

Известно, что при фрезеровании первичные автоколебания складываются с вторичными резонансными вынужденными колебаниями. Таким образом, вибрации какого-либо элемента системы (например, инструмента) являются суммой нескольких колебательных процессов. На основании этого, исходя из анализа данных [87], получена зависимость, описывающая изменение виброскорости шпинделя станка при изменении значений силы резания:

$$v = A_1 \cdot \cos(f_1 \cdot P^{0,42} + 4,5) - A_2 \cdot \sin(f_2 \cdot P^{0,7} + 2,71) - 0,512 \cdot P + v_0. \quad (2.39)$$

где v – виброскорость звена, мм/с; A_1 и A_2 – амплитуды соответствующих колебательных процессов, мм; P – сила резания, Н; f – частота соответствующих колебаний, Гц; v_0 – виброскорость вне зоны резания, мм/с [44].

В результате анализа уравнения (2.39) была построена область оптимальных значений силы резания (рис. 2.12), границами которой являются функциональные зависимости виброскорости шпинделя станка и параметров обработки: минутная подача, частота вращения, скорость резания, диаметр фрезы. Внутри полученной области находятся значения силы резания, при которых уровень вибрации в системе будет снижаться.

Значит возможно воздействовать на колебательный процесс при фрезеровании с помощью введения в технологическую систему дополнительной колеблющейся массы, параметрами колебаний которой можно управлять независимо от режимов резания. Возникший колебательный процесс будет оказывать влияние на вибрации во всей системе, колеблясь с ними с определённой разностью фаз.

При этом источник колебаний находится не на шпинделе станка, а в его опорных элементах. Устройство, которое будет создавать дополнительные колебания, является управляемой опорой и может быть использована в автоматизированных системах для активного автоматического демпфирования вибрации и стабилизации элементов металлорежущего оборудования.

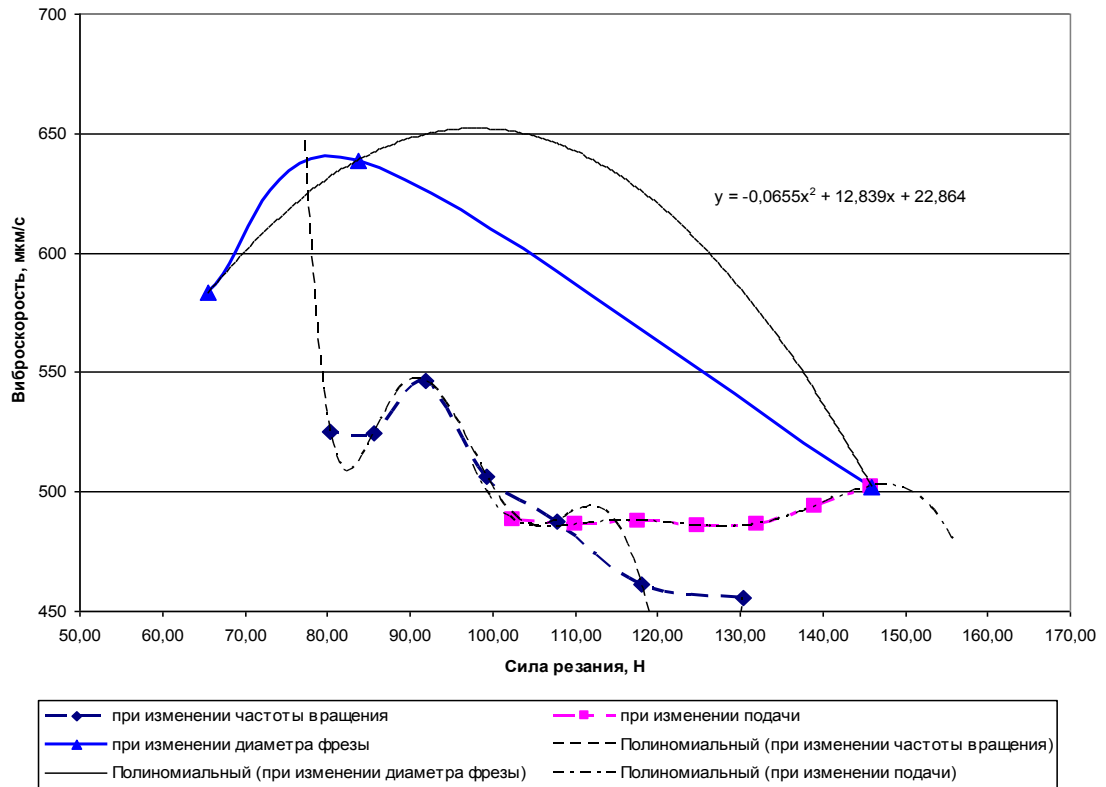


Рис. 2.12. Влияние силы резания при различных режимах на виброскорость инструмента

Компоненты вибрации измеряются в трёх плоскостях. Поэтому на первом этапе рассматриваются три колебательных контура. Основываясь на том, что изменение уровня колебаний технологической системы можно определить через изменение сил резания, в дальнейших расчётах было сделано допущение, что одним колебательным контуром можно пренебречь (вдоль оси инструмента), т.к. значения компонент вибрации в нём значительно меньше (рис.2.13).

Соответственно уравнение (2.34) представили, как систему проекций на соответствующую плоскость:

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} + h_x \dot{x} + c_x x = -P_y \sin(\gamma) - P_z \cos(\gamma) \\ m_y \ddot{y} + h_y \dot{y} + c_y y = -P_y \cos(\gamma) - P_z \sin(\gamma) \end{cases} \quad (2.40)$$

где m_l – масса системы, кг; c_l – жесткость системы, h – коэффициент демпфирования; P_i – вынужденная сила, действующая на систему.

Расчёты показали, что должны быть как области режимов резания, при которых будет возникать резонанс, так и области – при которых процесс резания будет достаточно устойчивым (рис. 2.14).

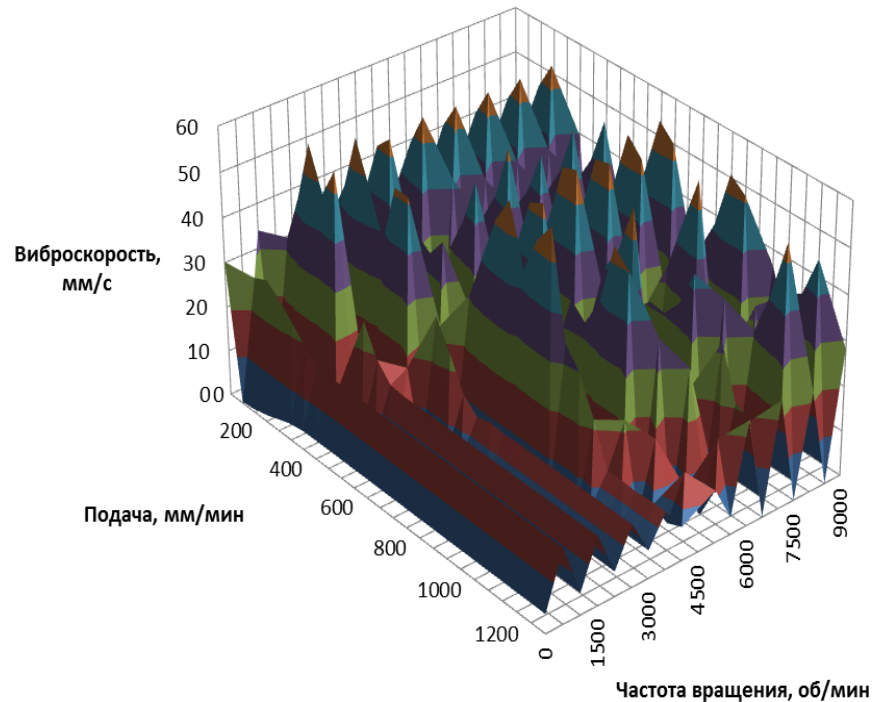


Рис. 2.13. Влияние режимов резания на виброскорость

Для достижения цели исследования необходимо использовать максимально производительный режим резания при обеспечении устойчивости процесса резания. Т.к. рассматривается технологическая система малой жёсткости, то подразумевается наличие какого-либо демпфирующего элемента. Этим элементом может являться источник колебаний, параметры вибрации которого определённым образом отличаются от вибрации технологической системы.

Дифференциальные уравнения системы с демпфером имеют вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + h \dot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 - h \dot{x}_2 - c_2 x_2 &= F_i, \\ m_2 \ddot{x}_2 - h \dot{x}_1 - c_2 x_1 + h \dot{x}_2 + c_2 x_2 &= 0, \end{aligned}$$

где m_1 – масса системы, кг; m_2 – масса гасителя, кг; c_1 – жесткость системы, c_2 – жёсткость демпфера, h – коэффициент вязкого сопротивления.

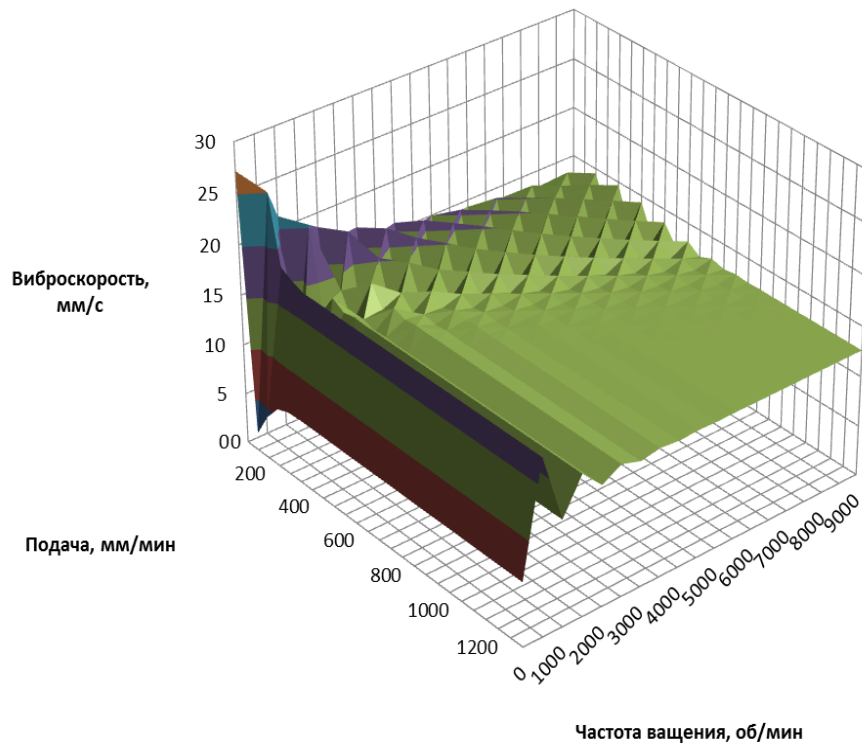


Рис. 2.14. Виброскорость в зависимости от режимов резания при наличии демпфера

Система с малым коэффициентом жесткости, но устойчивая при резании по следу, может стать неустойчивой, когда коэффициент жесткости станет больше некоторой величины. При равенстве собственной и вынуждающей частот сдвиг фаз может быть равен только $-\pi/2$. Это значение сдвига фаз соответствует условиям возникновения резонанса. Значит, эффективно компенсировать влияние регенеративных колебаний можно создав условия работы системы, при которых энергия колебательных процессов будет постоянно расходоваться на такую перенастройку.

2.5. Выводы по главе

1. На основе данных выполненных ранее исследований составлено математическое описание процесса резания с применением портативного оборудования, учитывающее процессы и связи образующие технологическую систему, а также механизмы возбуждения колебаний в ней.

2. Разработаны уравнения для анализа компонент вибрации при концевом фрезеровании портативным оборудованием.

3. Область виброустойчивости процесса концевого фрезерования портативным оборудованием можно оценить на основе анализа устойчивости характеристического уравнения технологической системы методом D-разбиения, что позволило учесть влияние нелинейной зависимости компонент вибрации от силы резания.

ГЛАВА 3. Экспериментальное исследование динамики процесса резания с применением мобильного оборудования

3.1. Методика исследований

Экспериментальное определение границ области устойчивости технологической системы выполняется с помощью спектрального анализа вибраций, возникающих в процессе обработки.

Система для исследования механизма регенеративного возбуждения колебаний имеет одну степень свободы в направлении, перпендикулярном скорости резания (рис. 3.1) и содержит одну приведенную массу. Для нее были приняты параметры подсистемы инструмента в направлении оси подач, поскольку эта подсистема наиболее подвержена воздействию автоколебаний при резании.

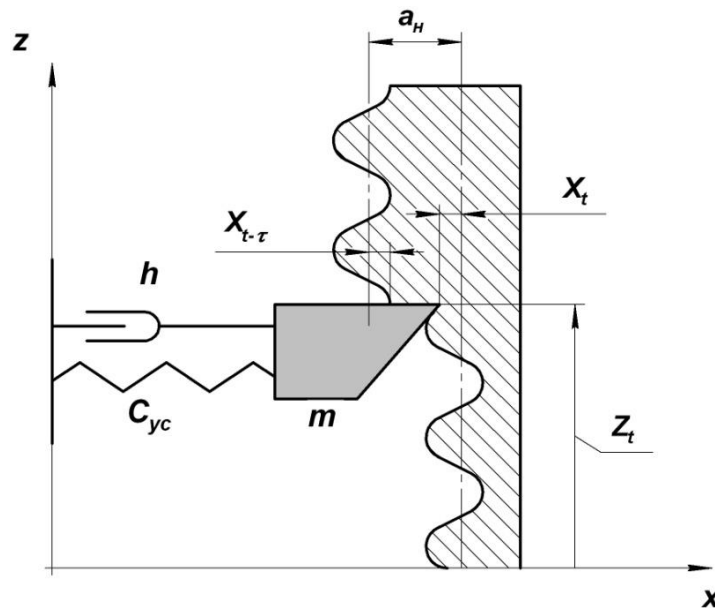


Рис. 3.1. Схема колебательной системы: X_t – перемещение массы в данный момент времени, м; $X_{t-\tau}$ – колебание следа на поверхности резания, м; C_{yc} – жесткость колебательной системы, Н/м; h – демпфирование колебательной системы Н·с/м; a_n – номинальная толщина среза, м; Z_t – координата, характеризующая положение зуба вдоль оси z , м.

За основную причину развития колебаний взята изменяемость толщины срезаемого слоя, обусловленная текущими перемещениями и колебаниями

следа. Не будем учитывать изменения толщины среза от поворота фрезы при вращении, так как они не оказывают влияния на процесс возбуждения колебаний. Сам процесс резания был рассмотрен как линейная функция. Поверхность резания при ее номинальном положении была принята плоской и непрерывной, а движение зубьев относительно нее – прямолинейным поступательным. Было принято допущение, что зубья фрезы расположены параллельно и находятся в общем блоке. При этом инерционные свойства колебательной системы сосредоточены в одном месте и представлены на схеме массой m .

Вдоль оси x зубья смещены относительно друг друга на толщину среза, а вдоль оси z – на величину, равную окружному расстоянию между ними в инструменте. Воздействие на систему определяется толщиной слоя, срезаемого одним зубом, через жесткость резания:

$$F_t = K_{pt} \cdot a = K_{pt} \cdot (a_n + X_t - X_{t-\tau}), \quad (3.3)$$

где a – мгновенное значение толщины среза, м; K_{pt} – жесткость резания в направлении главного движения, Н/м; F_r – касательная составляющая силы резания, Н.

Для упрощения расчёта принимаем, что решение уравнения (3.3) не зависит от толщины срезаемого слоя. Остальные составляющие силы резания выражены через коэффициенты:

$$F_r = K_r \cdot K_{pt} \cdot a = K_r \cdot F_t,$$

$$F_0 = K_0 \cdot K_{pt} \cdot a = K_0 \cdot F_t$$

Уравнение движения системы (2.4) теперь можно записать в виде:

$$m \cdot \ddot{X}_t = -C_{yc} \cdot X_{t-} - K_p \cdot (X_t - X_{t-\tau} + a_n) - h \cdot \dot{X}_t, \quad (3.4)$$

где K_p – жёсткость резания, Н/м.

В направлении оси x на массу действует только радиальная сила, поэтому:

$$K_p = K_{pt} \cdot K_r$$

Зуб, оставивший след на поверхности резания, обозначим как «зуб 1», а зуб, который срезает этот след – «зуб 2». Пусть эти зубья движутся вдоль оси z с постоянной скоростью v_0 , а уравнения движения в направлении скорости резания для первого и второго зубьев соответственно будут:

$$\begin{aligned} Z_1(t) &= v_0 \cdot t; \\ Z_2(t) &= Z_{12} + Z_1(t), \end{aligned} \quad (3.5)$$

где $Z_1(t)$, $Z_2(t)$ – положение соответственно первого и второго зубьев вдоль оси z в момент времени t , м; t – текущее время, с; v_0 – скорость движения резания, м/с; Z_{12} – расстояние от «зуба 1» до «зуба 2» в направлении главного движения резания, м; $Z_{12} < 0$.

«Зуб 2» последовательно занимает некоторое положение, которое характеризуется координатой $Z_2(t)$ при движении вдоль поверхности резания. Предшествующий ему «зуб 1» некоторое время назад уже занимал данные положения, оставив след на поверхности. Когда «зуб 2» проходит через указанную координату, он срезает этот след, поэтому величина запаздывания τ_{21} , определяется временем между моментами, когда два следующих друг за другом зуба проходят одну и ту же координату вдоль направления главного движения (т.е., вдоль оси z). При постоянной скорости движения v_0 вдоль оси z величина τ_{21} определяется длиной пути Z_{21} . При этом в длине пути Z_{21} укладывается дробное число волн на поверхности резания:

$$Z_{21} = -Z_{12} > 0; Z_{21} = L \cdot (k + i); L = v_0 / f_x = \text{const}; \tau_{21} = (k + i) \cdot T_x,$$

где f_x – частота вибраций системы вдоль оси x , Гц; L – длина одного периода колебаний на поверхности резания, м; i – отношение остатка, не уложившегося периода колебаний к периоду колебаний, одномассовой системы вдоль оси x ; k – число периодов колебаний, укладывающихся полностью в длине пути Z_{21} ; T_x – период колебаний системы вдоль оси x , с.

Величину запаздывания определяем из условия:

$$Z_2(t) = Z_1(t - \tau_{21}).$$

а с учетом уравнения (3.5):

$$\tau_{21} = -\frac{Z_{12}}{v_0} = \frac{Z_{21}}{v_0}.$$

Поэтому, если скорость главного движения v_0 постоянна, то время запаздывания является тоже постоянной величиной, которой соответствует величина разности фаз (тот же интервал, только измеренный в фазе):

$$\varphi_{21x} = \omega_x \cdot \tau_{21} = \omega_x \cdot (k + i) \cdot T_x = (k + i) \cdot 2\pi, \quad (3.6)$$

где ω_x –угловая частота колебаний вдоль оси x , рад/с; φ_{21x} –разность фаз колебаний системы вдоль оси x при проходе двух смежных зубьев через данную точку пространства, рад.

Из уравнения (3.6) следует, что величина разности фаз φ_{21x} может включать разное число периодов колебаний. Его целая часть определяет количество полных колебаний, а дробный остаток $2\pi i$ –значение сдвига фаз [1, 17, 31].

Особенностью процесса фрезерования является прерывистый характер резания. Это приводит к изменению скорости резания. При обработке с переменной скоростью резания сдвиг фаз постоянно меняется, и уровень вибраций должен изменяться, в зависимости от мгновенного значения этого угла.

3.2. Определение параметров колебательных процессов

Была проведена серия экспериментов для подтверждения предложенной теории о влиянии регенеративного эффекта на уровень колебаний при концевом фрезеровании на мобильном оборудовании. Эксперименты проводились на установке, представляющей собой малогабаритный фрезерный станок с системой ЧПУ, установленный на нежёсткие опоры (рис. 3.2). Обработка велась на различных режимах торцово-цилиндрической фрезой диаметром 8 мм с числом зубьев 5 по методикам [4]. Измерения вибрации проводились с помощью прибора *VibXpertII*. Обработка данных проводилась в программном обеспечении *OMNITREND*.

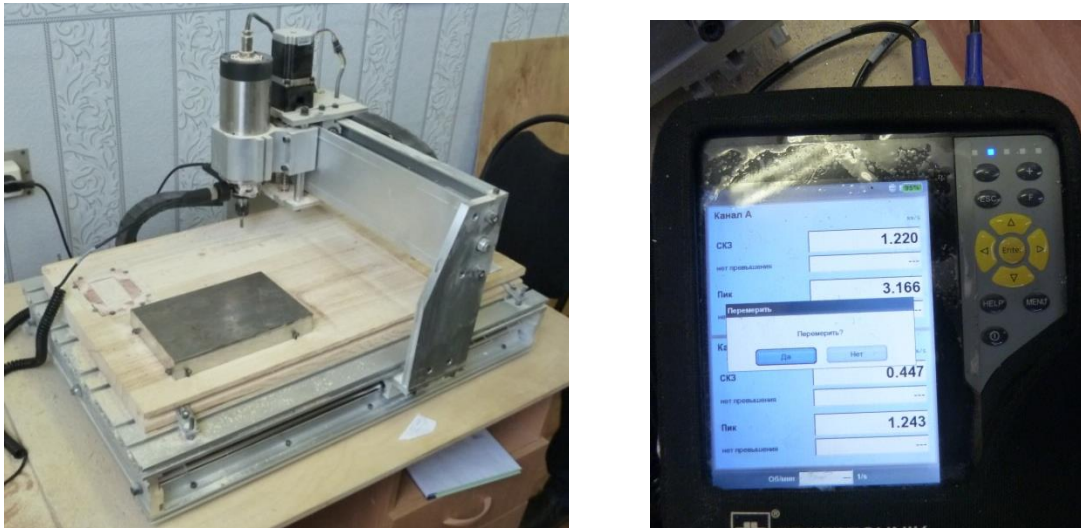


Рис. 3.2. Оборудование для проведения эксперимента

Параметром, не зависящим от изменения фазы, и оказывающим влияние на уровень регенеративных колебаний, является время запаздывания. Его мы рассматриваем в начальный момент резания по следу вместе с величиной сдвига фаз. При этом минимальный уровень колебаний имеет место при начальном сдвиге, равном $\pi/2$, а максимальный – при $-\pi/2$. Распределение гармоник при анализ данных эксперимента (рис. 3.3) показывает передачу части колебательной энергии на приведение системы в положение равновесия при быстром затухании колебаний, когда начальный сдвиг фаз находится вне значения $-\pi/2$. Установившиеся колебания в системе наблюдаем, когда величина начального сдвига фаз приближается к значению $-\pi/2$ или равна ему. Система быстро настраивается на необходимый сдвиг фаз.

На рис. 3.4 представлены характерные формы движения системы при граничных значениях сдвига фаз между вынужденными колебаниями и собственными вибрациями системы. Стоит отметить, что колебательный процесс, в данном случае, имеет несколько составляющих. В системе присутствуют вынужденные резонансные колебания, характеризуются интенсивным переходным процессом и чётко выраженными импульсами от входа и выхода зубьев. Уровень виброскорости этих колебаний достаточно

высок. Резкое увеличение скорости из-за наличия регенеративного эффекта вызывает резкий рост амплитуды гармоники на той же частоте, что и собственная частота системы. Тогда в спектре (рис. 3.4) доминирует частота вынуждающей силы вместе с кратной её значению частотой, близкой к собственной частоте системы. В спектре наблюдается достаточное количество других гармоник, кратных частоте вынуждающей силы. Автоколебания в форме биений также присутствуют в системе. Из-за влияния жесткости резания в спектре (рис. 3.4) присутствует как частота вынуждающей силы, так и собственная частота изгибающих вибраций подсистемы инструмента, смещенная в большую сторону. И уровень виброскорости процесса автоколебаний меньше, чем при вынужденных резонансных колебаниях.

Из рисунка 3.3 и 3.4 видно, что система при изменении виброскорости гармоник стремится к состоянию, когда её частота отстает от колебаний следа на угол $\pi/2$ (т.е. $2\pi i = -\pi/2$), значит всегда $i = -1/4$ или $i = 3/4$.

При рассмотрении вынуждающей силы с частотой p как следствие следа на поверхности резания, фаза вынужденных колебаний должна отставать от фазы возмущающей силы на величину:

$$2\pi \cdot i_p = -\arctan \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot \gamma}{1 - \gamma^2}$$

где ε – безразмерный коэффициент затухания; γ – отношение частоты вынуждающей силы p к собственной частоте f_x .

Если частота вынуждающей силы будет равна собственной частоте, то сдвиг фаз будет равен только $-\pi/2$, так как не зависит от коэффициента затухания. Это значение сдвига фаз соответствует условиям возникновения резонанса. Значит, увеличение скорости вибрации при возмущениях по следу обусловлено резонансными или околорезонансными явлениями, когда собственная частота системы и частота волны на поверхности резания совпадают.

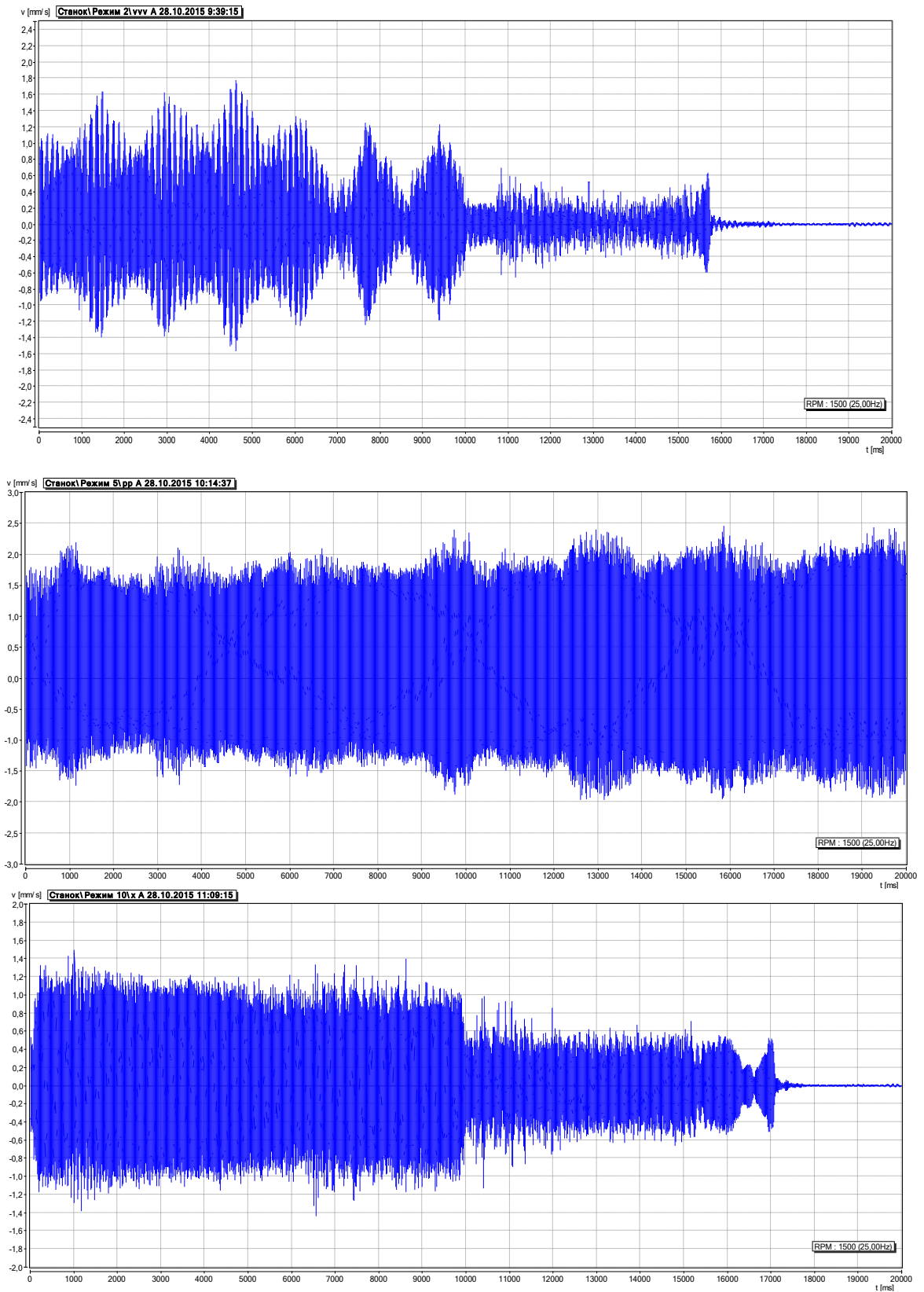


Рис. 3.3. Форма волны вибрации системы в направлении оси z для различных режимов обработки

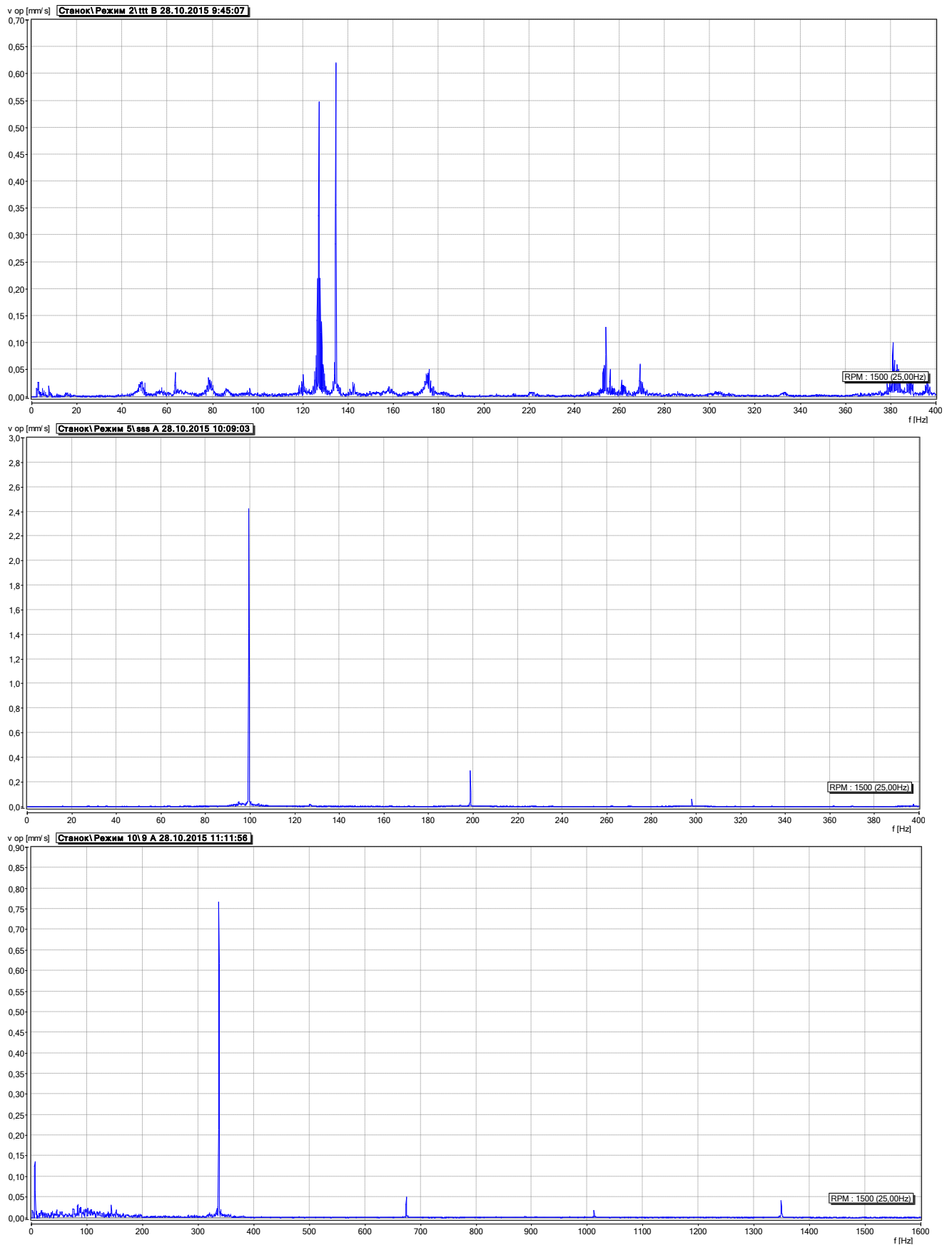


Рис. 3.4. Спектры вибрации экспериментальной установки в направлении оси z на различных режимах резания

Через определенный момент времени фаза колебаний перейдет на новое значение. Следовательно, рассчитанная по уравнению (3.6) разность фаз φ_{21x} определяет значение запаздывания только в начальный момент резания. Время установления фазы равно нескольким периодам колебаний вынуждающей силы и не будет зависеть от ее начального значения. Этот процесс происходит за счет изменения периода колебаний самой системы T_x . Значит, за время τ_{21} всегда укладывается целое число периодов T_x , определяемых либо собственной частотой колебаний системы, либо длительностью переходного процесса ($i = 0$). При таком значении сдвига фаз влияние регенеративного возбуждения будет минимальным и граница устойчивости процесса резания не будет зависеть от возмущения по следу.

Мягкое возбуждение регенеративных колебаний наблюдается на некоторых режимах резания при анализе спектров вибрации (рис. 3.4). Тогда система с малым коэффициентом жесткости и устойчивая при резании по следу, может стать неустойчивой, когда коэффициент жесткости превысит некоторую величину. В случае слабого силового воздействия, увеличение роста колебательной активности вызвано явлениями резонанса со следом на поверхности резания. Но из-за отсутствия внешнего периодического источника такие колебания затухают с течением времени. Когда величина силового воздействия превышает граничное значение, происходит резкое увеличение амплитуды автоколебаний, которые протекают в форме незатухающих биений. При этом самонастройка системы всегда происходит на сдвиг фаз $-\pi/2$. В результате часть энергии колебаний переходит не в движение системы, а в её уравнивание. Если достаточное количество энергии потратится на установление положения равновесия, то на возбуждение колебаний её останется меньше. И если период волны на поверхности резания не будет совпадать с периодом собственных колебаний, то уровень колебаний будет намного меньше, и резонанс не наступит. Поиск таких условий работы системы и определение их взаимосвязей с её параметрами является целью дальнейших исследований.

3.3. Анализ колебательных процессов

Проведем анализ движения системы в сравнении с теоретической методикой, описанной в главе 2. Подробно рассмотрим режимы в ходе проведения эксперимента. На первом этапе рассмотрим вынужденные колебания системы под действием сил резания. Сразу сделаем допущение, что перемещения заготовки не участвуют в алгоритме геометрического моделирования и не влияют на силы резания. Силы резания определяются геометрическими параметрами инструмента, частотой вращения, подачей и глубиной обработки в радиальном направлении. Определенные таким образом силы резания позволяют рассчитать вынужденное движение системы. Расчет проводился при изменении угловой скорости инструмента с заданным шагом в некотором диапазоне.

Для графического изображения результатов эксперимента используем спектры колебаний осциллограммы формы волн, полученные с помощью программы *OMNITREND*. Форма волны – это по сути график движения системы на рассматриваемом режиме резания. Форма колебаний (рис.3.5), полученная при исследовании технологической системы состоит из двух частей: переходного процесса, обусловленного врезанием инструмента, и уже установившегося движения. Выбираем часть области уже установившегося движения для данного режима и все экстремумы графика движения из этой области откладываем в виде точек с соответствующими ординатами, где по оси абсцисс откладываем частоту колебаний инструмента. В результате получаем графический расчёт виброскорости по пиковым значениям амплитуды вибрации при исследовании вынужденных колебаний со значением подачи 70 мкм/зуб. Другие возможные варианты точечных отображений для анализа движения нелинейных механических систем с запаздыванием анализируются в работе [25]. Режим считается неустойчивым и его дальнейшее рассмотрение нецелесообразно, если превысить граничное значение амплитуды колебаний (в

данном случае 1 мм). Расчет прекращаем, а в графике виброскорости записываем граничное значение амплитуды для таких режимов.

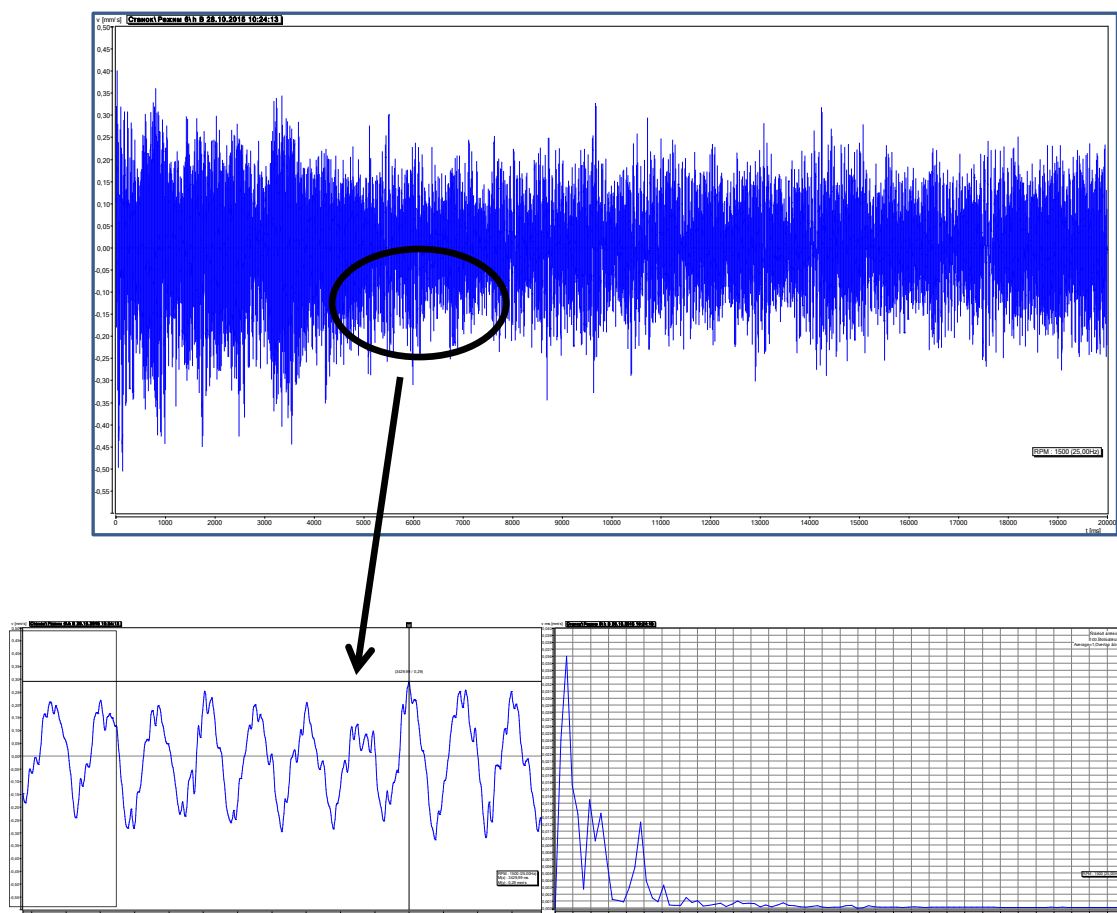
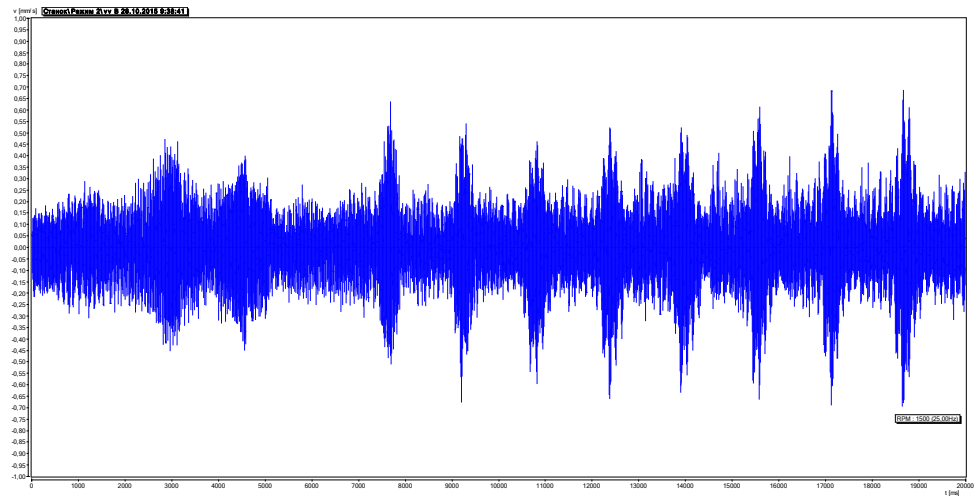
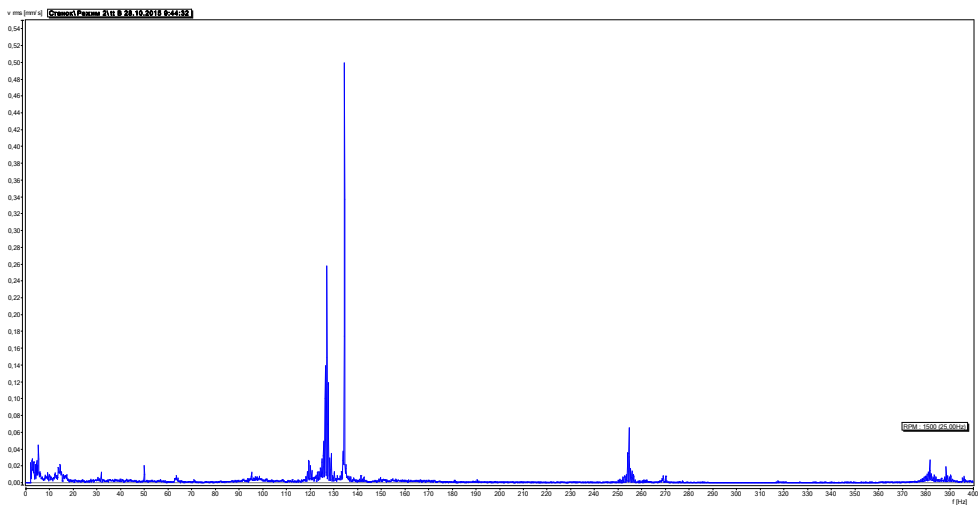


Рис. 3.5. Спектральный анализ колебаний шпинделя мобильного станка для одной частоты вращения инструмента

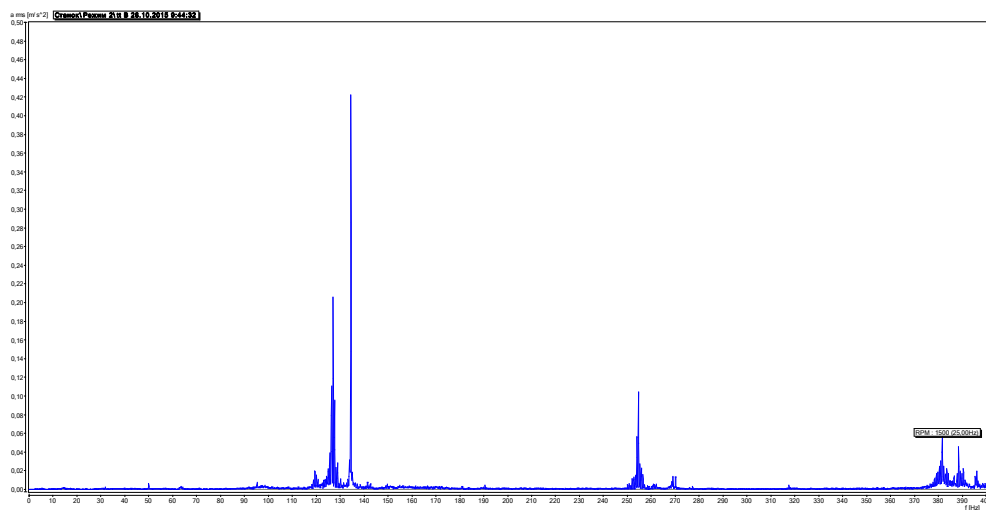
Резонансный характер увеличения амплитуды колебаний показывает расположение пиков на диаграмме гармоник для определенных частот. Наличие сил резания связанных с частотами вибрации, кратными частоте прохождения зубьев при обработке, объясняет наличие многочисленных пиков в спектре колебаний рассматриваемого режима (рис.3.6). На рисунке 3.7 рассмотрено формирование сил резания и их частотный анализ в окрестности первого и второго пика. Первый пик спектра обусловлен частотой прохождения зубьев, а второй пик – второй гармоникой сил резания. Поэтому скорость вибрации фрезы в 2 раза меньше, чем около первого пика.



а)



б)



в)

Рис. 3.6. Форма волны а) шпинделя станка и спектры вынужденных колебаний виброскорости б) виброускорения в) для диапазона 0,3...3,3

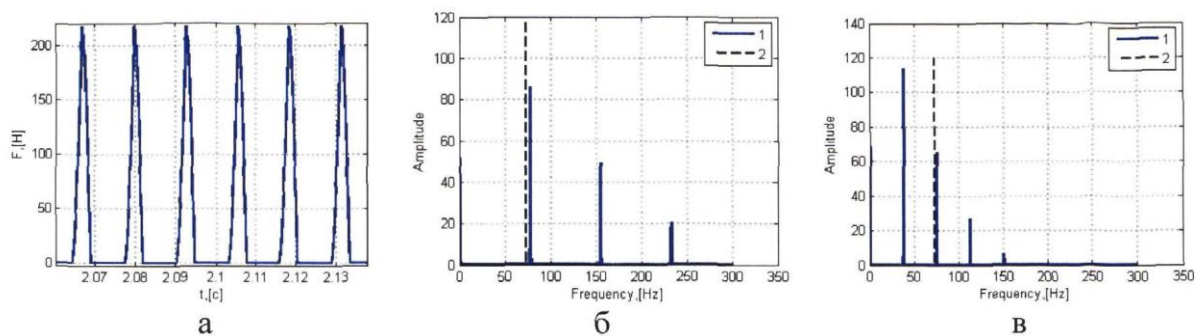


Рис. 3.7. Силы резания а) без учета вибраций; б) при виброскорости 0.94; в) при виброскорости 1.94.

С учетом колебаний системы определяем усилия резания по уравнению (2.2). В рассматриваемой технологической системе реализуется механизм запаздывания, что дает возможность возникновения автоколебаний на определенных режимах. Учитывая, что процесс фрезерования всегда проходит с запаздыванием, рассмотрим спектры колебаний таких режимов (рис. 3.8) вместе с графиком зависимости коэффициента увеличения усилия резания, который позволяет узнать степень опасности режима с точки зрения выхода из строя инструмента в результате интенсивной динамической нагрузки. Этот коэффициент является отношением максимального уровня усилий резания с учетом запаздывания и уровня усилий без учета компонент вибрации. При построении графиков использовали значение подачи 30 мкм/зуб и диапазон относительной скорости вращения фрезы 0,3... 2,3.

Подробнее рассмотрим три области отображения (рис. 3.8). Зона А, которая соответствует максимальной амплитуде колебаний вокруг первой резонансной частоты системы. Механизм возбуждения вибрации в данном случае имеет отличия, от механизма распространения колебаний в технологической системе стационарного станка. Пики в зонах В и С отсутствуют на диаграмме вынужденных колебаний (рис.3.8а) и обусловлены поведением системы под влиянием автоколебаний. Моделирование данного процесса становится возможным только при учете времени запаздывания. Для выявления характерных особенностей поведения технологической системы

проведем анализ нескольких режимов из указанных областей, и также сравним результаты математического анализа с данными эксперимента.

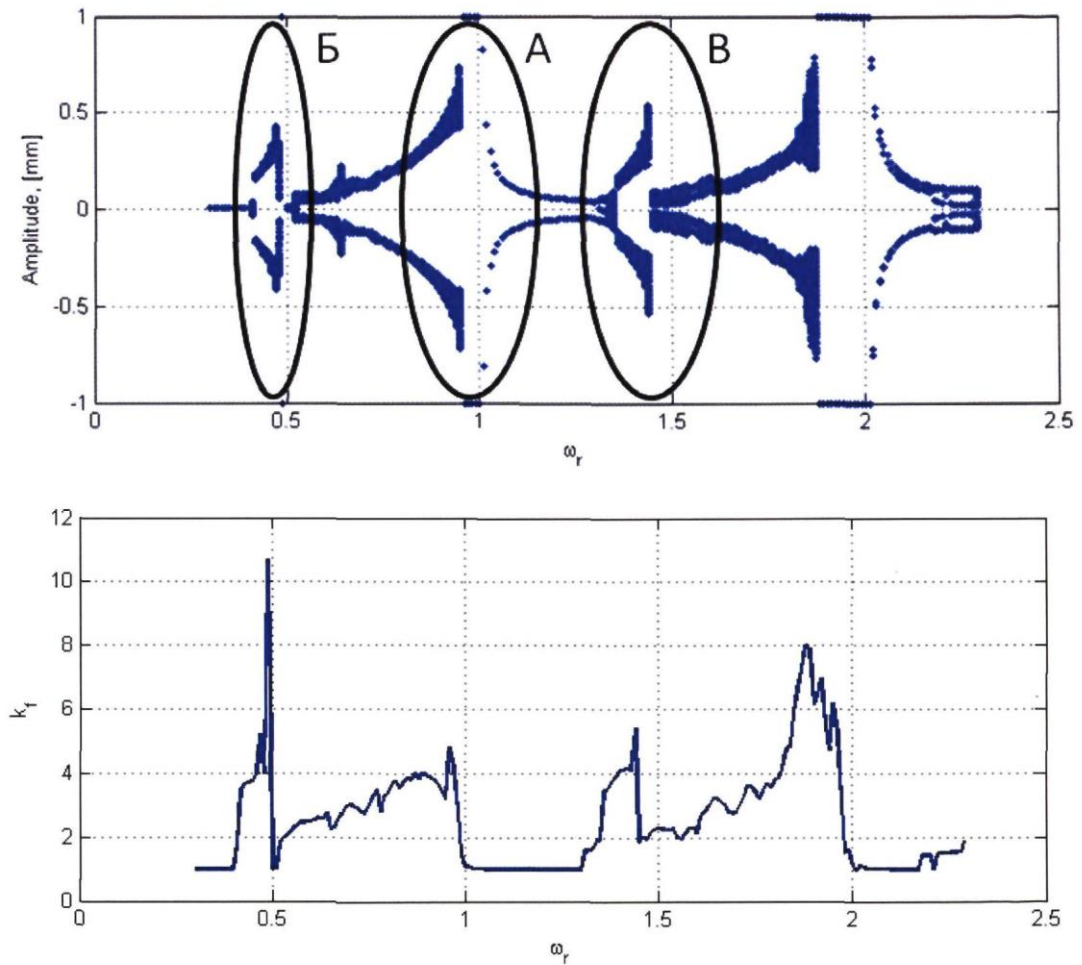


Рис. 3.8. Диаграмма Пуанкаре с учетом вибраций при определении сил резания и зависимость коэффициента увеличения силы резания от скорости вращения фрезы.

В зоне относительных частот 0,81 и 1,1 близкие к резонансному пику режимы, характеризуются значительным ростом амплитуды колебаний и коэффициента изменения силы резания. При этом режимы на левой и правой стороне пика принципиально отличаются. На диаграммах 3.15...3.17 представлены соответственно зависимости динамических перемещений, ускорений системы и усилий резания при относительной частоте 0,81. На графиках оси имеют следующие направления: Ox – вдоль оси фрезы, Oy – вдоль направления подачи, Oz – перпендикулярно обрабатываемой поверхности. Процесс резания носит прерывистый характер и сопровождается

периодическим «пропуском» зубьев, когда при проходе режущей кромки не происходит врезание в материал заготовки из-за значительных вибраций, что видно из представленных графиков.

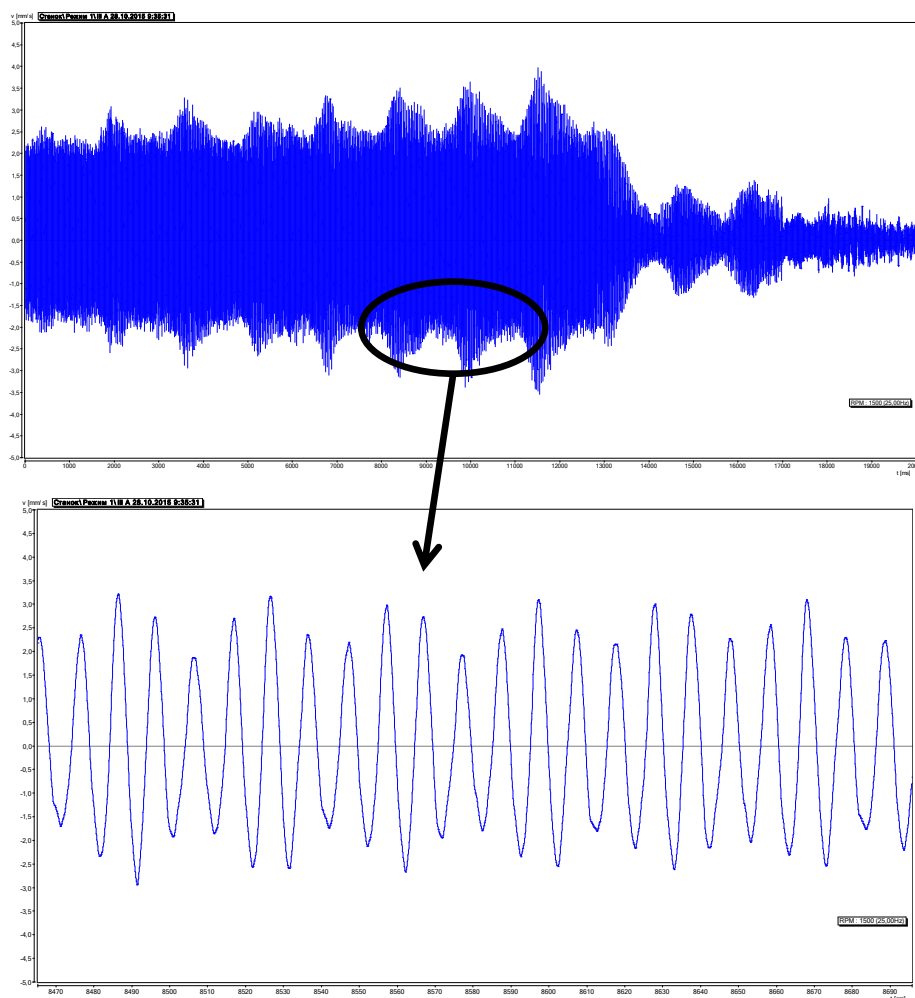


Рис. 3.9. Форма движения системы при виброскорости 0,81

Когда зуб фрезы не срезает необходимый объем материала, при проходе следующего зуба наблюдается более интенсивное резание, способствующее росту максимального усилия резания и поддерживающее интенсивные вибрации в технологической системе. Таким образом, на динамическом режиме работы системы сказывается история формирования обработанной поверхности – движение происходит в автоколебательном режиме за счет механизма запаздывания. Этот режим является нежелательным, так как коэффициент увеличения силы достигает значения 4, и инструмент испытывает значительные перегрузки.

Но от резонансного пика ($a > r = 1.1$) система ведет себя иначе - колебания имеют большую амплитуду, но носят установившийся характер. Коэффициент увеличения силы будет близок к единице (рис. 3.12) при относительно высоком уровне вибрации. Поэтому данный режим является безопасным и может применяться при демпфировании. Тогда резание происходит регулярно, с равной нагрузкой и периодичностью.

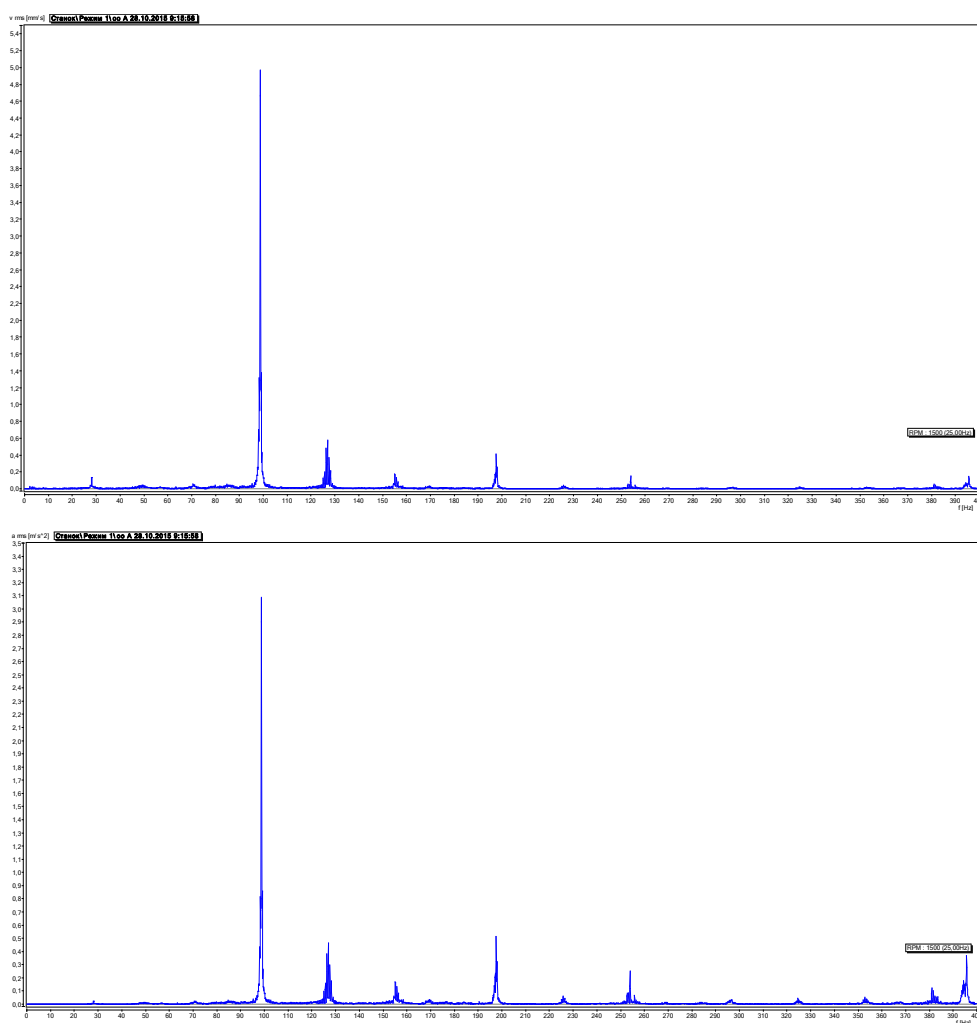


Рис. 3.10. Спектры скорости (сверху) и ускорения системы при скорости вибрации 0,81

Режимы в левой половине зоны A всегда сопровождаются возбуждением автоколебаний, которые значительно осложняют процесс резания. Режимы в её правой части сопровождаются вынужденными колебаниями, при этом размах

амплитуды колебаний обусловлен близостью частоты прохождения зубьев к собственной частоте колебаний системы. В данном эксперименте не возникает поперечных деформаций заготовки, нарушающих геометрическую точность обработанной поверхности за счет достаточной жесткости динамической системы в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности. Вибрации возбуждаются в основном в направлении подачи заготовки. Анализ зависимости упругих деформаций и качества обработанной поверхности будет рассмотрен после определения условия самонастройки технологической системы.

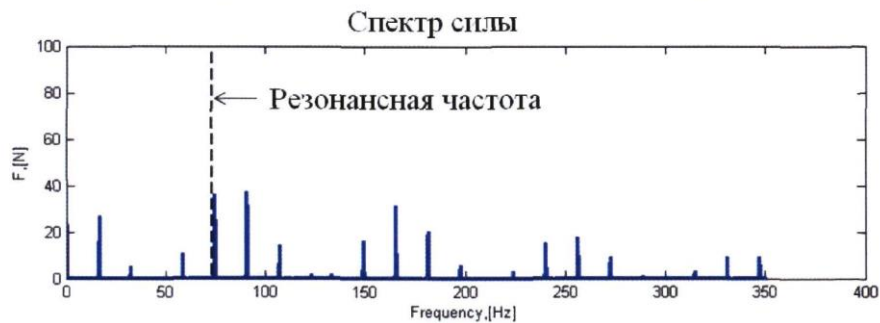
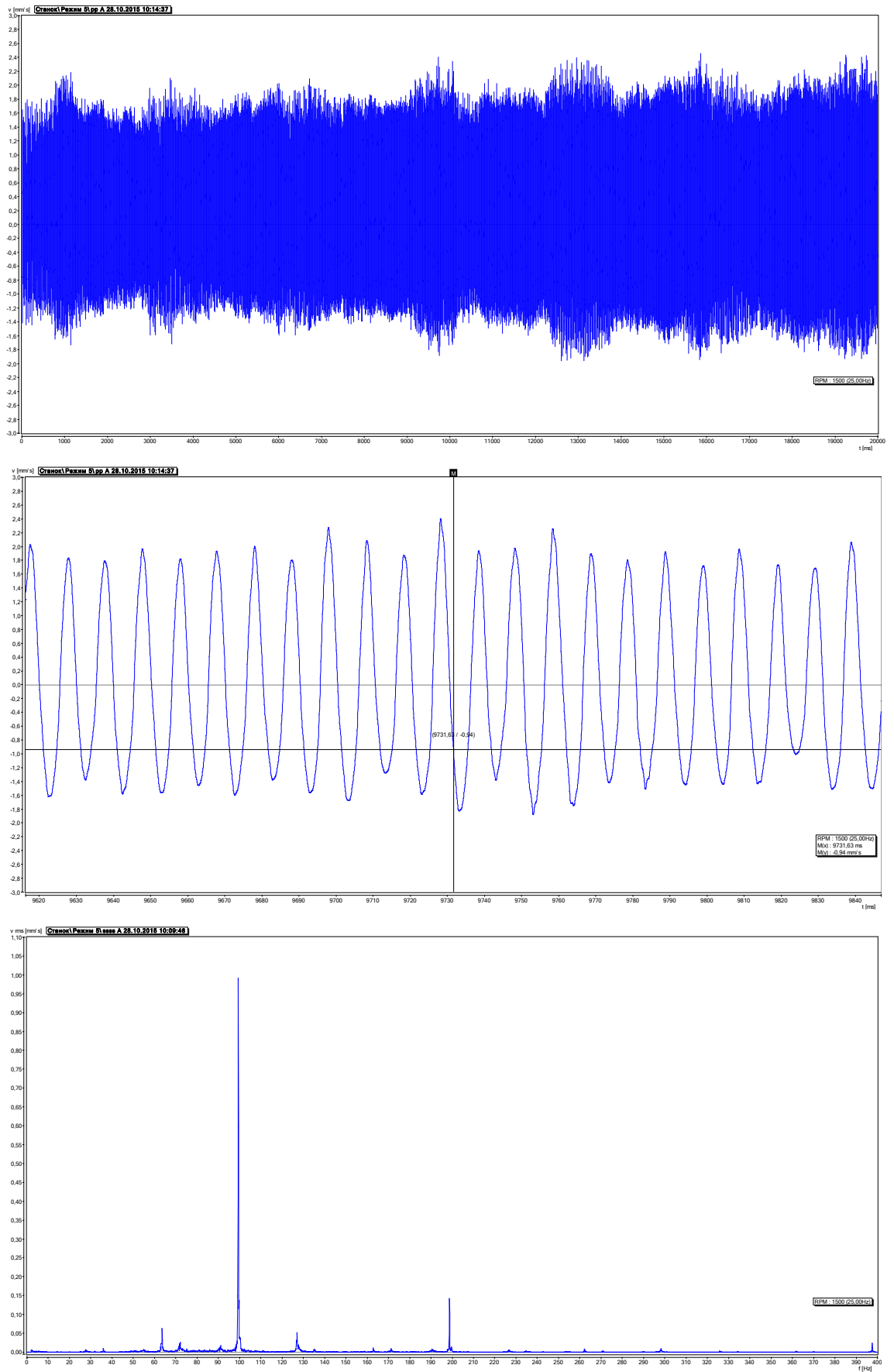
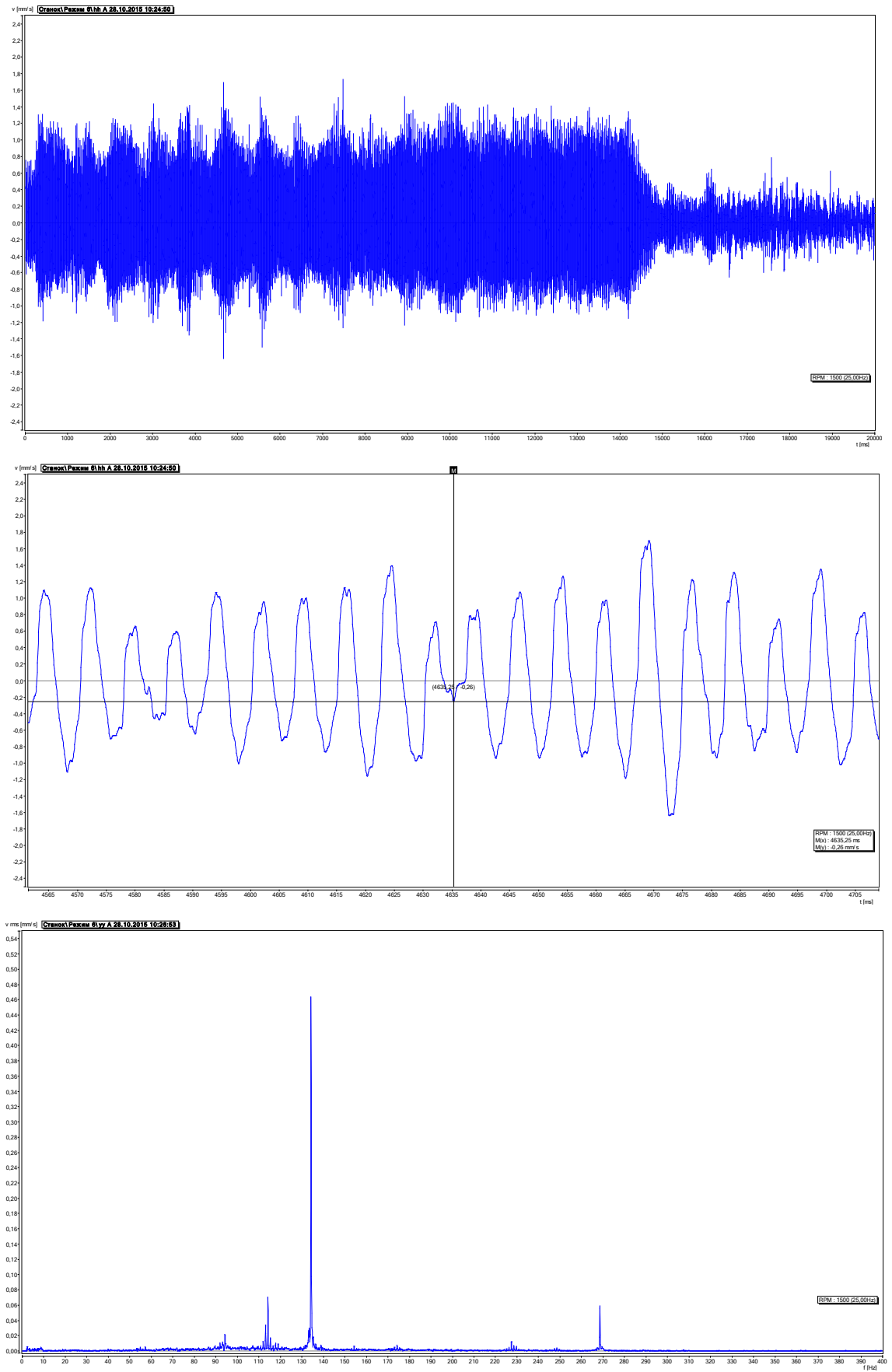


Рис. 3.11. Усилий резания и их спектр при относительной частоте 0,81

Зона «Б», $\omega=0.40$, $\omega=0.44$, $\omega=0.51$, $\omega=0.56$. Спектры на рисунках 3.8, 3.9 и 3.10 отличаются появлением дополнительных областей с существенными амплитудами вибраций в районе относительных частот вращения инструмента 0.5, 1.5, 2.5... при учете механизма запаздывания в математической модели процесса фрезерования. На диаграмме Пуанкаре движение системы имеет чисто вынужденный характер в левой части зоны Б, что можно увидеть по графикам на рисунке 3.19.

Рис. 3.12. Поведение динамической системы при $\omega=1$

Рис. 3.13. Поведение динамической системы при $\omega = 0,4$

В спектре усилий резания присутствует только частота прохождения зубьев фрезы, которая более чем в 2 раза превышает резонансную частоту системы и кратные ей гармоники. Амплитуды вибраций имеют низкие значения, когда коэффициент увеличения силы близок к 1. Делаем вывод, что данный режим хорошо подходит для проведения технологической операции концевой фрезерования. Но при частоте вращения фрезы 0,44 поведение системы принципиально изменяется и принимает автоколебательный характер (рис.3.14) по механизму запаздывания.

За счет наличия запаздывания в спектре появляются дополнительные гармоники, одна из которых близко подходит к резонансной частоте системы, что обуславливает высокую амплитуду вибраций. Данный режим является неустойчивым с точки зрения регулярного резания. Но в системе устанавливается другой стационарный режим движения, сопровождающийся существенно более высокими амплитудами колебаний. Использование частоты 0,44 для процесса концевой фрезерования является нежелательным из-за значительного роста амплитуды колебаний системы и резкого изменения сил резания. Таким образом, между частотами 0,4 и 0,44 проходит граница области устойчивости регулярного резания. При дальнейшем увеличении относительной частоты, вибрации в системе нарастают. Тогда режим обработки становится все менее применимым. Граничный режим соответствует значению 0,51 относительной скорости вращения фрезы. Тогда границей области нестабильных режимов резания заканчивается при значениях $\omega > 0,51$ (рис.3.15). При $\omega > 0,54$ начинается новая область неустойчивости процесса резания, которая соответствует левой части зоны А. Результаты расчета и эксперимента для $\omega = 0,56$ приведены на рисунке 3.16.

С точки зрения динамического поведения системы зоны В и В аналогичны, но при другом соотношении частот инструмента при резании и резонансной частоты системы, механизм запаздывания реализуется по-другому (рис. 3.17 и 3.18).

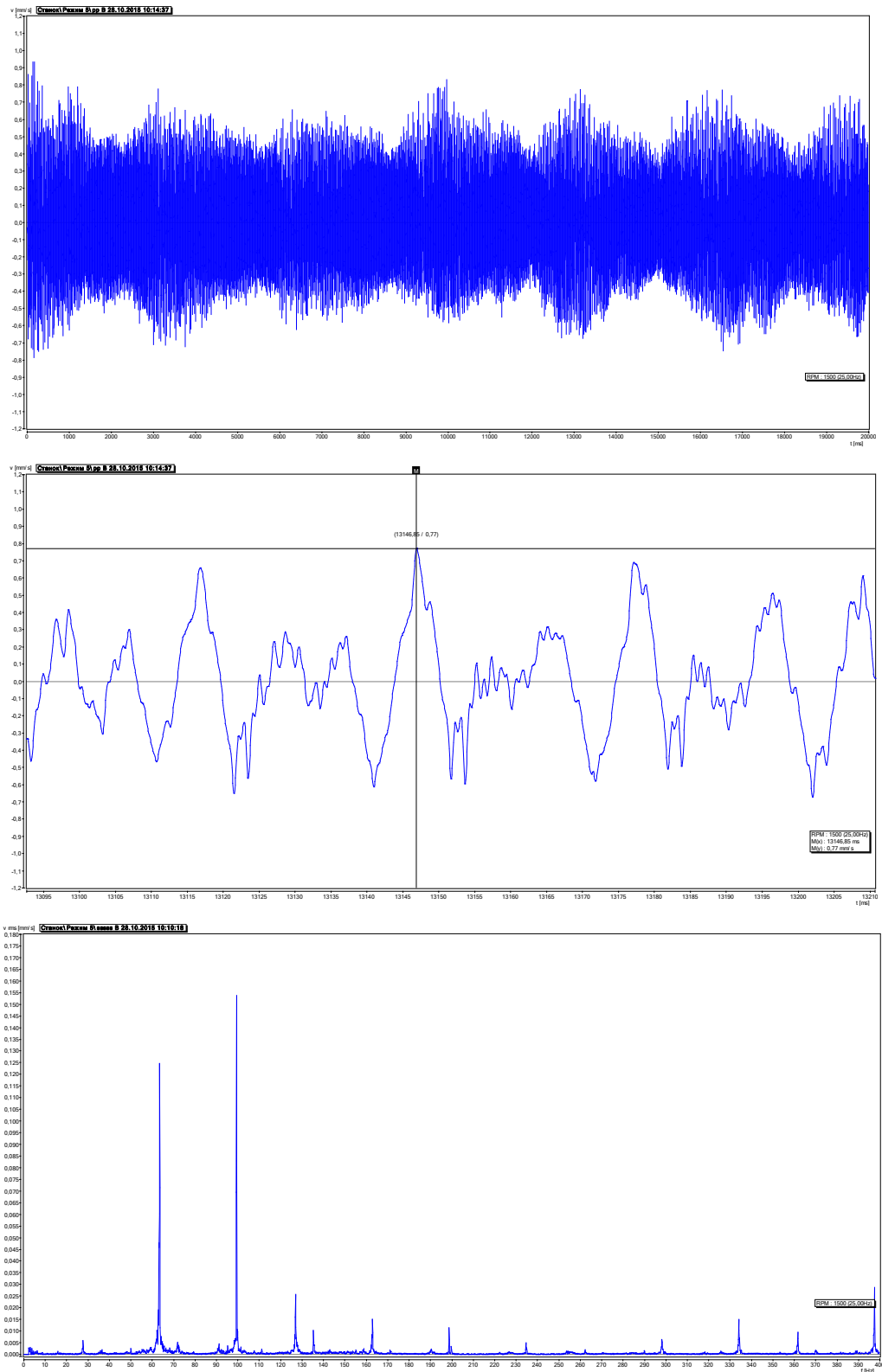


Рис. 3.14. Поведение динамической системы при $\omega=0,44$

Анализ данных исследования показал хорошее соответствие теоретическому расчёту при различных режимах работы системы. Погрешность полученных результатов увеличивается при уменьшении частоты колебаний и

вынужденных колебаний с низкими значениями амплитуды. В этом случае на движение системы могут оказывать значимое влияние более высокие собственные частоты и колебательные процессы, которые намеренно не рассматривались в выбранной схеме расчёта.

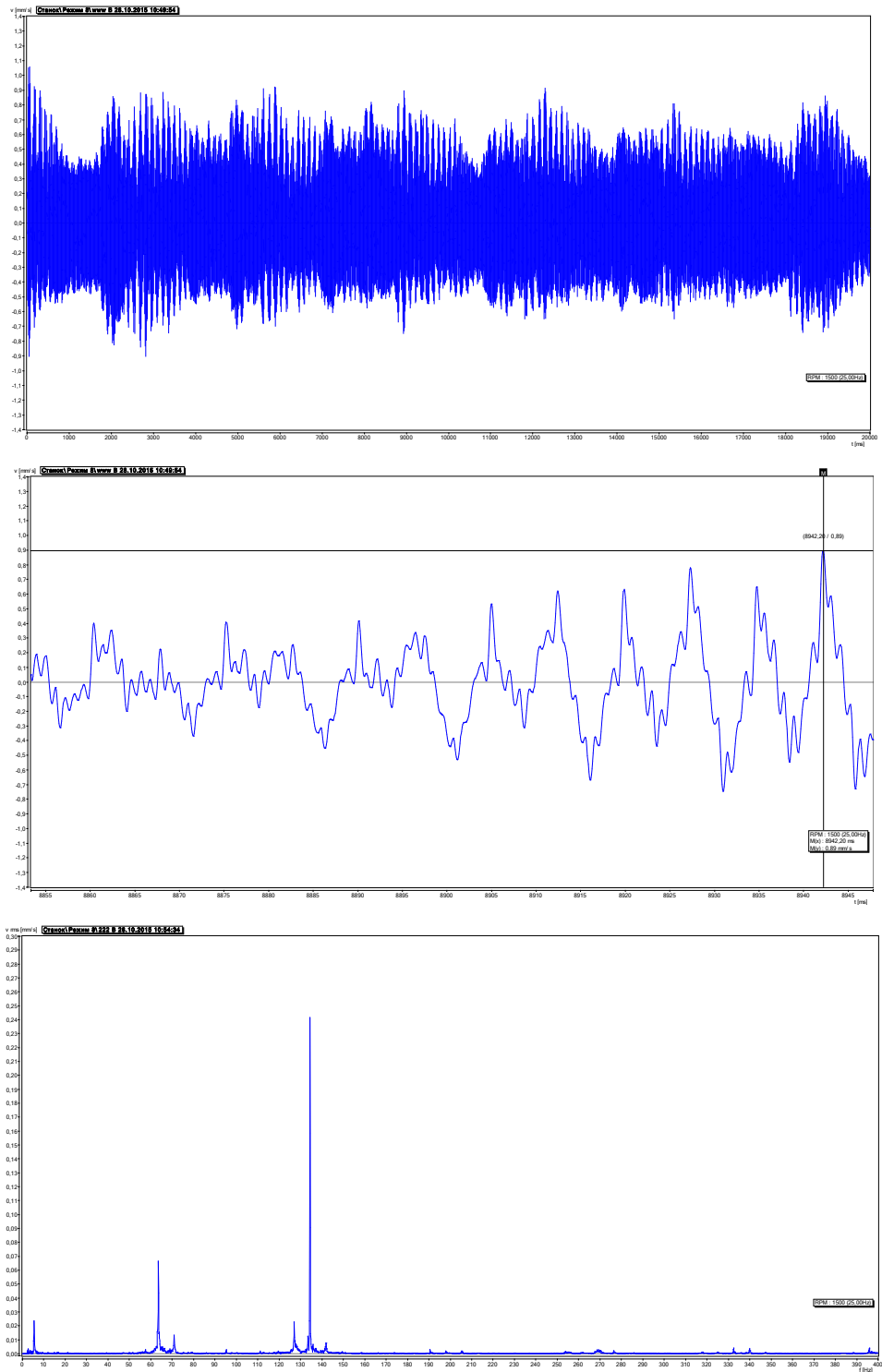


Рис. 3.15. Поведение динамической системы при $\omega=0,51$

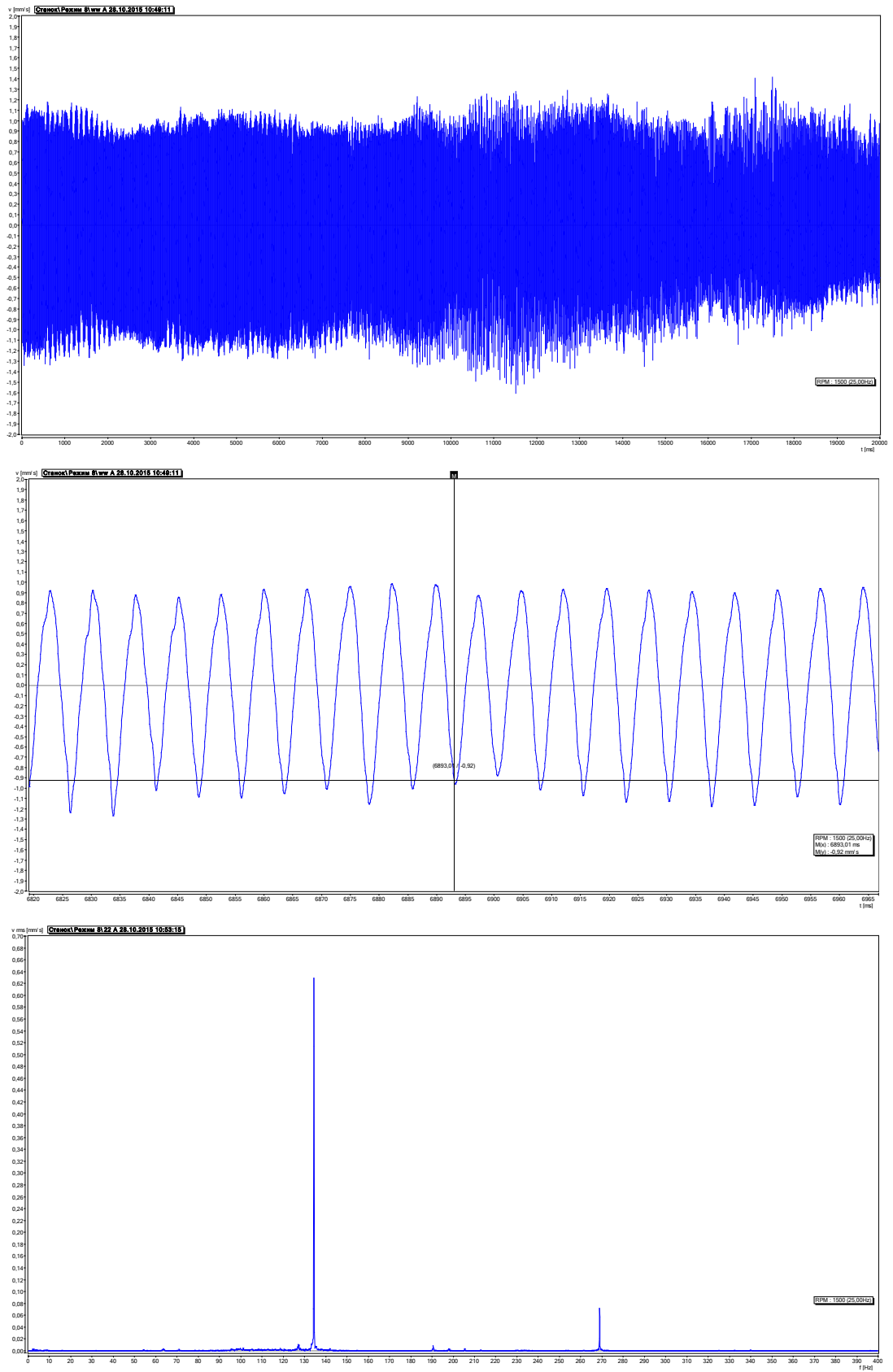


Рис. 3.16. Поведение динамической системы при $\omega=0,56$

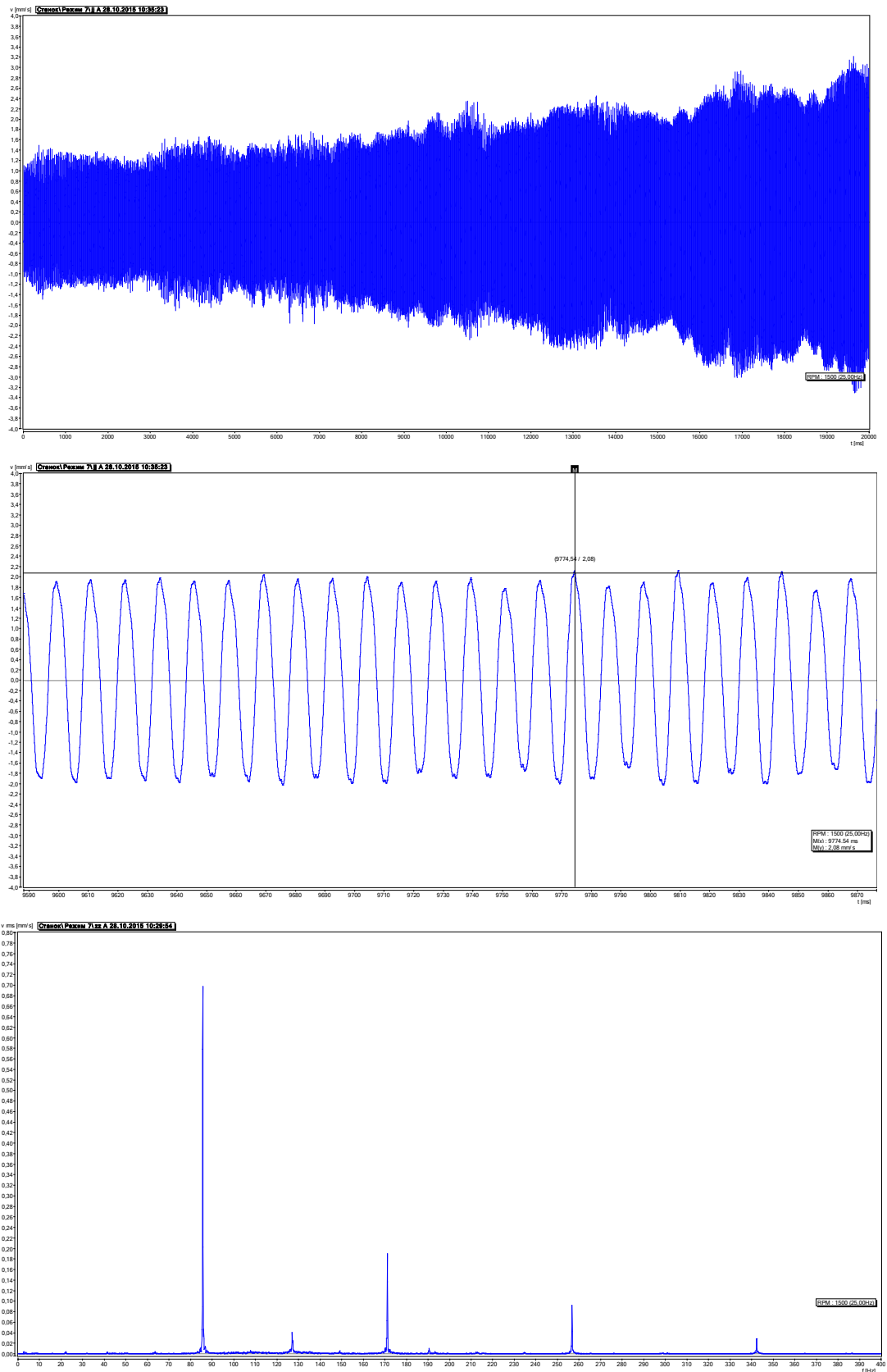


Рис. 3.17. Поведение динамической системы при $\omega=1,30$

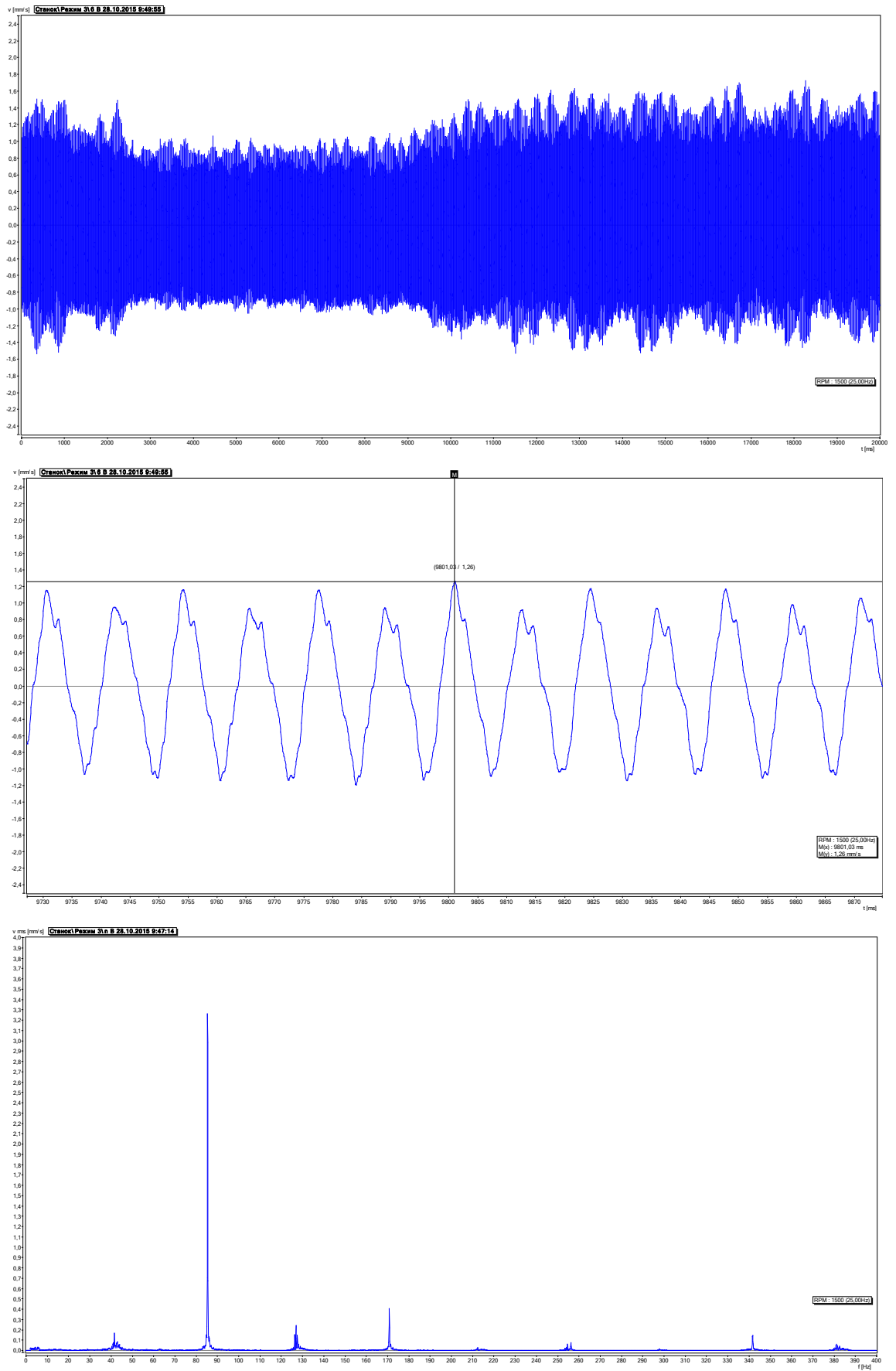


Рис. 3.18. Поведение динамической системы при $\omega=1,6$

Пример высокочастотных колебаний можно видеть в спектрах ускорения системы для частот 0,4 и 0,51. При построении осциллограмм не учитывалось радиальное биение фрезы (глава 2). На низких амплитудах колебаний существенную погрешность в измерения вносит датчик перемещений, который в соответствие с паспортными данными имеет точность 5 мкм, в то же время, например, для режима 0,51 размах колебаний не превышает 20 мкм. При анализе формы колебаний можно с допустимой погрешностью предсказать их характер: вынужденные, с низкой амплитудой.

Погрешность результатов исследования может быть проверена на других режимах, где амплитуды вибраций более соответствуют диапазону работы измерительного прибора. Точность измерения можно назвать удовлетворительной.

По результатам анализа спектров колебаний делаем вывод, что для процесса концевой фрезерования лучше всего использовать режимы с значениями виброскорости из диапазона $<0,4$. Эти режимы сопровождаются регулярным характером резания. Проблемой применения данного диапазона является необходимость проведения обработки на высоких скоростях вращения инструмента. Чем больше значение резонансной частоты системы, для которой проектируется техпроцесс, тем больше значение частоты вращения. Диапазоны виброскорости (1,1...1,28) и (2,1...2,2) также являются пригодными для обработки, несмотря на значительный уровень вибраций, поскольку колебания носят вынужденный характер, резание происходит регулярно и коэффициент увеличения силы близок к единице. Когда нет возможности использовать указанные режимы, можно применить режимы в диапазонах виброскорости (0,5...0,65) и (1,45...1,6). На этих режимах в системе возбуждаются вибрации по механизму автоколебаний, которые имеют ограниченную амплитуду, а коэффициент увеличения силы не превышает $k_f = 2,5$. Применение последних двух диапазонов виброскорости допустимо только в крайнем случае, поскольку качество обработки и стойкость инструмента будет ниже, чем при режимах с первыми диапазонами виброскорости.

На рисунках 3.19 и 3.20 показаны диаграммы, полученные в результате исследования динамического поведения системы для процесса концевго фрезерования на маложестком оборудовании при различных частотах вращения инструмента.

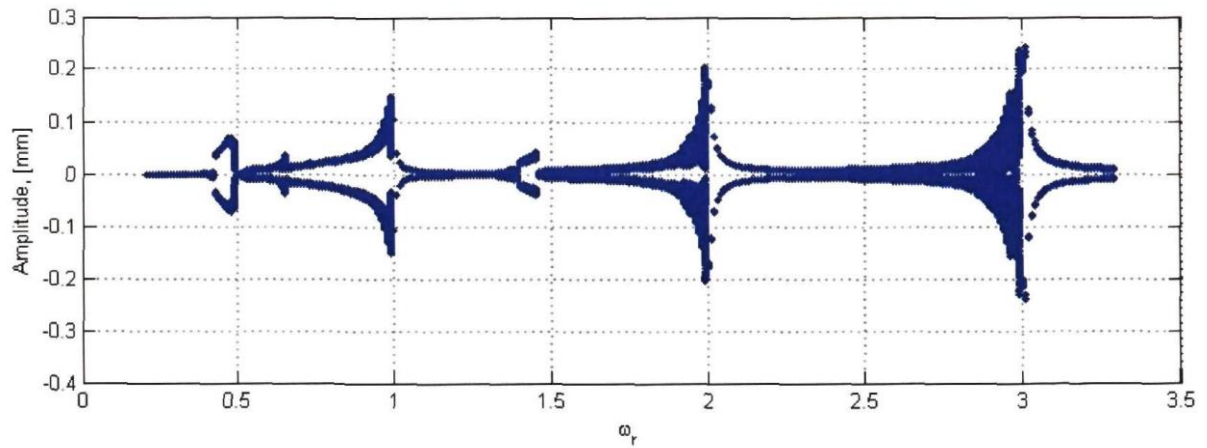


Рис. 3.20. Диаграмма Пуанкаре при возбуждении поперечных вибраций

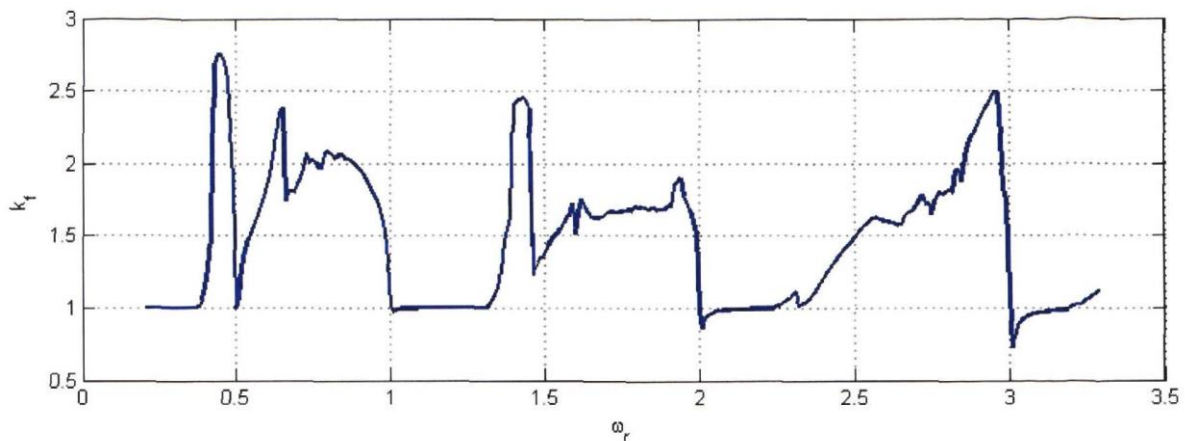


Рис. 3.27. Изменение силы резания при поперечных колебаниях

Режимы с характерными автоколебаниями сопровождаются существенными упругими деформациями и значительной высотой неровностей поверхности. Режимы из правой половины области *A* на диаграмме Пуанкаре создают значительные деформации, но дают возможность получить низкие значения шероховатости. Минимальные значения упругих деформаций и высокое качество поверхности возможно получить при виброскорости $< 0,4$, но использование этих режимов связано с множеством трудностей. При

вынужденном характере вибраций упругие деформации инструмента имеют положительное значение, когда удаляемый припуск оказывается меньше заданного. При автоколебаниях они имеют отрицательное значение, когда удаляемый припуск больше заданного. Такой эффект будет при обработке деталей со сложной геометрией.

Резонансные или околорезонансные процессы из-за совпадения собственной частоты системы и частоты вынужденных колебаний способствуют увеличению уровня вибрации при возмущениях по следу. Полученные результаты показали: параметром, влияющим на уровень колебаний, является сдвиг фаз в начальный момент резания по следу. При начальном сдвиге, равном $\pi/2$ наблюдается минимальный уровень колебаний, а максимальный – при $-\pi/2$. Колебания достаточно быстро затухают, если начальный сдвиг фаз отличен от $-\pi/2$, так как часть энергии колебательного процесса расходуется на сохранение равновесия системы. Если же начальный сдвиг фаз равен $-\pi/2$, система сразу же перестраивается на необходимый сдвиг фаз, в результате чего возникают установившиеся колебания. Таким образом, подтверждается теория о возможности создания в технологической системе мобильного оборудования условий для эффекта самонастройки.

3.4. Выводы по главе

1. При равенстве собственной и вынуждающей частот сдвиг фаз может быть равен только $-\pi/2$. Что позволяет использовать дополнительный управляемый источник колебаний в технологической системе в качестве демпфирующего устройства.

2. Подтверждено, что при сдвиге фаз на $-\pi/2$ происходит самонастройка системы, в результате которой расходуется часть энергии колебательных процессов, и общий уровень колебаний снизится. Если много энергии потратится на приведение системы в положение равновесия, то на возбуждение колебаний её останется недостаточно. Резонанса не будет, если период волны на поверхности резания не будет совпадать с периодом собственных частот и уровень колебаний будет минимальным.

ГЛАВА 4. Исследование внешнего воздействия на динамику системы

4.1. Разработка демпфирующего устройства

Чтобы получить эффект самонастройки технологической системы, рассмотренный в главе 3, необходимо ввести в неё дополнительный источник колебаний. Значит, в существующую конструкцию мобильного металлорежущего оборудования будет добавлено демпфирующее устройство, являющееся дополнительным источником энергии, на преобразование которой будет расходоваться колебательная энергия технологической системы. При этом становится возможным устранить резонансные колебания с большими амплитудами на заданных частотах. Таким образом, следующей задачей для достижения цели научного исследования является разработка конструкции демпфирующего устройства.

Проектируемая конструкция должна обладать определенными свойствами:

1. Генерация колебаний с заданными параметрами.
2. Точная настройка относительно параметров технологической системы металлорежущего оборудования.
3. Компактность.
4. Универсальность.
5. Безопасность.

Исходя из сделанных расчётов в главе 3 и анализа патентов различных демпфирующих устройств и вибрационных гасителей, предложена принципиальная конструкция демпфирующего устройства на основе принципа электромагнита с применением магнитореологического материала (рис. 4.1).

Магнитореологические материалы – это материалы, способные быстро и обратимо изменять свои физические свойства под действием внешнего магнитного поля. Они способны изменять свои параметры (вязкость, упругость, модуль сдвига) под действием внешнего магнитного поля. Благодаря этому

магнитореологические материалы нашли широкое применение в различных демпфирующих устройствах и автомобилестроении. Магнитореологические материалы представляют собой слабомагнитную матрицу (жидкость, полимер, гель и т.д.), в которую добавлены магнитные частицы. Наиболее распространены магнитореологические жидкости и эластомеры. Их свойства на данный момент достаточно хорошо изучены.

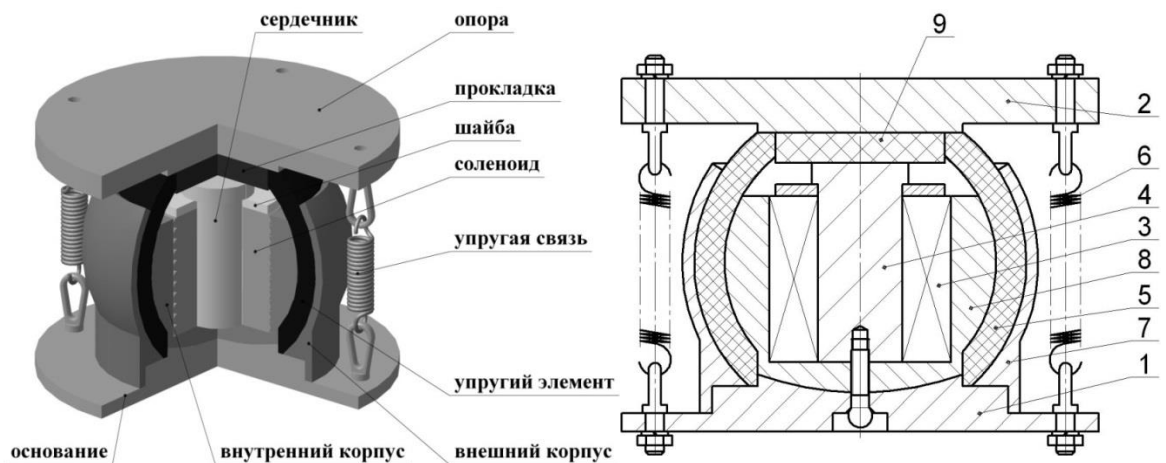


Рис. 4.1. Принципиальная схема демпфирующего устройства

За счет подачи на соленоид напряжения различной силы тока изменяется жесткость упругого элемента, что позволяет при подключении устройства к системе управления обеспечить управляемое гашение колебаний. Соленоид 3 охватывает упругий элемент 5, изготовленный из магнитореологического материала и имеющий сферическую форму, контактирующий с противоположных сторон с основанием 1 и опорной частью 2, которые поджаты в направлении друг к другу связывающими упругими элементами 6 в виде витых пружин, сопротивляющихся растяжению. Упругий элемент 5 снаружи охватывает внешний корпус 7, а между упругим элементом 5 и соленоидом 3 установлен внутренний корпус 8. Между опорной частью 2 и сердечником 4 установлен дополнительный упругий элемент 9 из магнитореологического материала.

На соленоид 3 подается электрический ток определенной величины, вследствие чего в магнитопроводе, состоящем из сердечника 4, основания 1, основного упругого элемента 5, опорной части 2 и дополнительного упругого элемента 9, возникает замкнутое магнитное поле. При этом в основном упругом элементе 5 формируется преимущественно осевое магнитное поле. Заключенные в упругую матрицу магнитные частицы упругого элемента 5 ориентируются вдоль линий магнитного поля, смещаются в направлении наибольшей индукции, изменяя геометрические размеры упругого элемента 5, его модуль упругости и вязкость, в результате чего опорная часть 2 перемещается по вертикальной оси. За счет регулирования величины электрического тока, которое обеспечивает автоматическая система, происходит эффективное демпфирование колебаний от внешних возмущающих воздействий.

Корпуса 7 и 8, изготовленные из немагнитного материала с малым трением скольжения, обеспечивают радиальную жесткость основного упругого элемента 5. Связывающие упругие элементы 6 в виде витых пружин обеспечивают прижим элементов магнитопровода, то есть сердечника 4, основания 1, основного упругого элемента 5, опорной части 2 и дополнительного упругого элемента 9, друг к другу в продольном направлении и устраняют люфты между ними. Дополнительный упругий элемент 9 работает аналогично основному упругому элементу 5 в согласованном с ним режиме, позволяя увеличить нагрузочную способность управляемой опоры, поскольку в сравнении с основным упругим элементом имеет меньшую длину на свободных участках боковой поверхности.

Чтобы обеспечить работоспособность и безопасную эксплуатацию устройства необходимо рассчитать обмотку электромагнита. Значения намагничивающей силы IW , магнитного потока Φ_m и напряжение сети U являются исходными данными для расчёта обмотки электромагнита.

Напряжение сети уравнивается активным и реактивным падениями напряжения:

$$U^2 = (R \cdot I)^2 + (4.44 \cdot f \cdot W \cdot \Phi_m)^2,$$

где U и I – действующие значения напряжения и тока.

Так как $R \ll \omega L$, то в начале расчета положим $R=0$. Тогда число витков обмотки

$$W = \frac{U}{4.44 \cdot f \cdot \Phi_m},$$

Так как при расчете числа витков пренебрегли активным сопротивлением R , то действительное число витков должно быть меньше:

$$W_p = \frac{K_R \cdot U_{min}}{4.44 \cdot f \cdot \Phi_m},$$

где K_R – коэффициент, учитывающий падение напряжения на активном сопротивлении, $K_R=0,8 \dots 0,95$; U_{min} – минимальное значение напряжения питания.

Ток I , А, определяется по намагничивающей силе:

$$I = \frac{I_m \cdot W}{\sqrt{2} \cdot W_p},$$

Задавшись плотностью тока (для длительного режима $J=2 \dots 3$ А/мм²), определим сечение $S_{пр}$, м², и диаметр $d_{пр}$, м, провода:

$$d_{пр} = 2 \sqrt{\frac{S_{пр}}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{I}{\pi \cdot J}}$$

Выбрав способ укладки и коэффициент заполнения, находим площадь окна обмотки $S_{ок}$, м²:

$$S_{ок} = \frac{W_p \cdot \pi \cdot d_{пр}^2}{4 \cdot K_3}.$$

Задавшись отношением длины катушки l_0 и ее толщины h_0 , определяем размеры катушки. Затем определяем среднюю длину витка $l_{ср}$ и активное сопротивление обмотки R , Ом:

$$R = \rho \cdot \frac{l_{ср} \cdot W_p}{S_{пр}}.$$

Значение намагничивающей силы и напряжения выбирается по справочным данным в зависимости от мощности приводов металлорежущего оборудования и режимов резания.

Технический результат заключается в решении управляемой опорой задачи активного демпфирования, регулировки и стабилизации виброскорости объекта в автоматическом режиме, в фазе внешним возмущающим колебаниям с минимальным временем переходных процессов и с обеспечением возможности перемещения объекта в заданном направлении. Изменяя значения амплитуды и частоты колебаний демпфирующего устройства можно добиться как снижения уровня колебаний в технологической системе и выравнивании нагрузки на инструмент, что открывает возможности для повышения эффективности процесса фрезерования деталей со сложной геометрией. На конструкцию демпфера получен патент РФ №150688 «Устройство демпфирующее».

Настройка демпфирующего устройства осуществляется на основе параметров металлорежущего оборудования и условий обработки. Для упрощения расчётов вводим несколько безразмерных коэффициентов, характеризующих взаимосвязь параметров оборудования и демпфера.

$$\beta = \frac{m_2}{m_1}.$$

Данный коэффициент показывает соотношение колеблющейся массы m_2 и массы технологической системы m_1 (металлорежущего оборудования). Он используется в дальнейших расчётах для определения массы соленоида и параметров колебаний демпфера.

Безразмерная частота демпфирования:

$$\delta = \frac{n_2}{\omega_0} = \frac{\sqrt{c_2/m_2}}{\omega_0},$$

где m_2 – масса демпфера, кг; c_2 – жёсткость демпфера; ω_0 – собственная частота колебаний станка, 1/с; n_2 – парциальная частота гасителя, 1/с.

Безразмерная частота возмущающей силы:

$$\gamma = \frac{p}{\omega_0},$$

где p – частота вынуждающей силы, 1/с; ω_0 – собственная частота колебаний станка, 1/с.

Коэффициент вязкого сопротивления:

$$\eta = \frac{h}{2m_2\omega_0},$$

где m_2 – масса гасителя, кг; h – коэффициент вязкого сопротивления демпфера, кг/с; ω_0 – собственная частота колебаний станка, 1/с; n_2 – парциальная частота гасителя, 1/с.

Жесткость демпфера во многом определяется конструкцией упругого элемента. Амплитуду колебаний демпфера находим из уравнения (3.25) с учётом введенных коэффициентов:

$$A_1 = \sqrt{\frac{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4\eta^2\gamma^2}{\theta^2 + 4\eta^2\gamma^2(1 - \gamma^2 - \beta\gamma^2)^2}}$$

где $\theta = (1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \beta\delta^2\gamma^2$, m_1 – масса системы, кг; m_2 – масса гасителя, кг; c_1 – жесткость системы, c_2 – жёсткость демпфера, h – коэффициент вязкого сопротивления; ω_0 – собственная частота колебаний станка, 1/с; n_2 – парциальная частота гасителя, 1/с.

Чтобы облегчить расчёт конструкции демпфирующего устройства (под конкретное оборудование) создано специальное программное обеспечение (рис. 4.2, свидетельство РФ о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030 «Расчёт параметров динамического гасителя колебаний»).

Для обеспечения точной настройки демпфера необходимо его подключение к ЭВМ и управления им на основе обратной связи. Для этой цели применяем типовой усилитель сигнала на микросхеме TDA2030 (рис.4.3). Применение такого усилителя важно еще и для защиты от перегрева, т.к. часть энергии будет преобразовываться в тепло.

ВВЕДИТЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ		
Колеблущаяся масса	120	КГ
Масса гасителя	1,7	КГ
Жесткость оборудования	50	КГ / с ²
Жесткость гасителя	2	КГ / с ²
Возбуждающая сила	3000	Н
Виброскорость объекта	0,0024	М / с
Коэффициент вязкого сопротивления	1,37	

ДАЛЕЕ

Рис.4.2. Окно ввода исходных данных в программе «Расчёт параметров динамического гасителя колебаний»

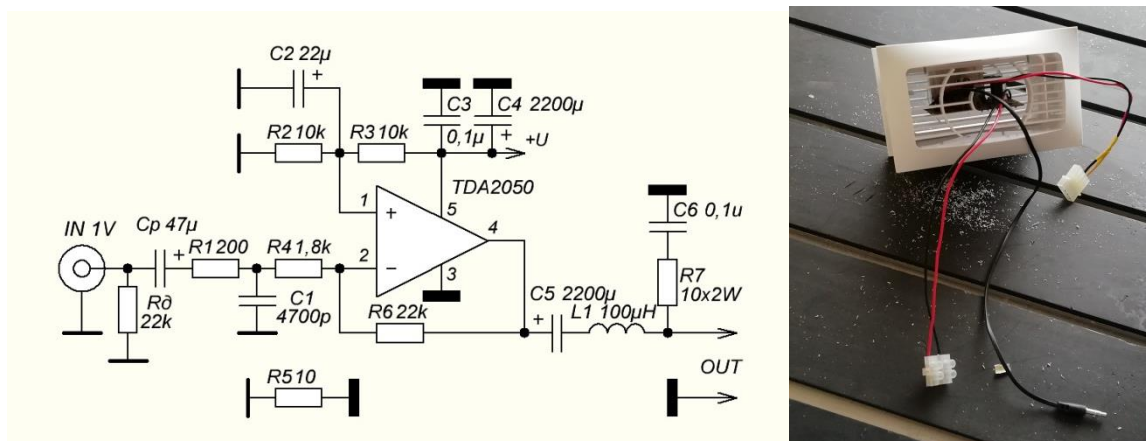


Рис. 4.3. Принципиальная схема платы (усилителя) для обработки сигнала в системе управления демпфером.

Несмотря на широкое применение в технике магнитореологические материалы сложно найти в свободной торговле. Поэтому для модулирования вибраций в прототипе демпфирующем устройстве использовалась мембрана от акустического прибора (динамика) вместе с плоским упругим элементом. В качестве корпусных деталей для опытных образцов (рис.4.4) применялись как готовые корзины от динамиков, так и изделия, полученные с помощью технологии 3D-печати.



Рис. 4.4. Опытные образцы демпфирующего устройства

Стоит отметить, что демпфирующее устройство проектируется под конкретную модель металлорежущего оборудования, а параметры настройки уже определяются исходя из условий обработки. Такое устройство устанавливается в опорных элементах металлорежущего оборудования (места установки подшипников). Оно будет создавать дополнительные колебания, является управляемой опорой и может быть включено в автоматизированную систему для активного демпфирования вибрации и стабилизации элементов металлорежущего оборудования.

При наличии демпфера полное гашение колебаний становится невозможным, поскольку он оказывает дополнительное воздействие на технологическую систему. Но демпфер позволяет при рациональном подборе параметров гасителя получить ограниченную амплитуду колебаний системы на

всём диапазоне частот. Это создаёт условия для самонастройки колебательной системы.

Заявленное демпфирующее устройство может быть использовано в различном портативном металлорежущем оборудовании, к которому предъявляются жесткие требования к системам перемещения и виброизоляции. В мобильном металлорежущем оборудовании уровень вибрации является основным фактором, влияющим на эффективность процесса обработки, следовательно, на качество получаемых изделий.

4.2. Анализ применения демпфирующего устройства на мобильном фрезерном оборудовании

Данная работа была выполнена на кафедре технологии машиностроения Липецкого государственного технического университета в рамках сотрудничества с предприятием АО «Энергия» г. Елец.

Для исследования влияния демпфирующего устройства использовался мобильный фрезерный станок SBJ1400 с системой ЧПУ (рис.4.5). Данное оборудование предназначено для обработки алюминиевых сплавов. Технические характеристики оборудования приведены в приложении 3. Задача исследования заключалась в определении уровня колебательной активности системы при расширении технологических возможностей оборудования. Применялись одноступенчатые фрезы диаметром 8 мм с числом зубьев – 5. В качестве заготовок использовались алюминиевые и стальные (09Г2С) пластины.



Рис. 4.5. Оборудование для апробации применения демпфера

Таблица 4.1. Режимы резания и результаты измерения виброскорости при испытании опытного образца демпфирующего устройства.

№ режима	$n, \text{мин}^{-1}$	$S, \text{мм/мин}$	Виброскорость пик, мм/с		Частота пика, Гц
1	6000	200	9,8	0,95	98,75
2	7800	200	5,5	1,15	134,63
3	5300	200	8,4	4,61	85,38
4	6000	360	3,01	0,38	99
5	6000	100	2,04	0,18	99,38
6	7800	360	1,45	0,08	134,25
7	5300	100	1,11	0,59	85,5
8	7800	100	1,06	0,57	134,5
9	5300	360	1,77	1,14	85,6
10	20000	2000	0,77	0,77	337

В таблице 4.1 приведены типовые режимы для апробации результатов применения демпфирующего устройства и результаты измерения виброскорости. Измерение виброскорости проводили по той же методике, что и

в главе 3. Демпфирующее устройство устанавливались на корпусах подшипниковых узлов (рис. 4.6), максимально близко к приводам (рис.4.7).

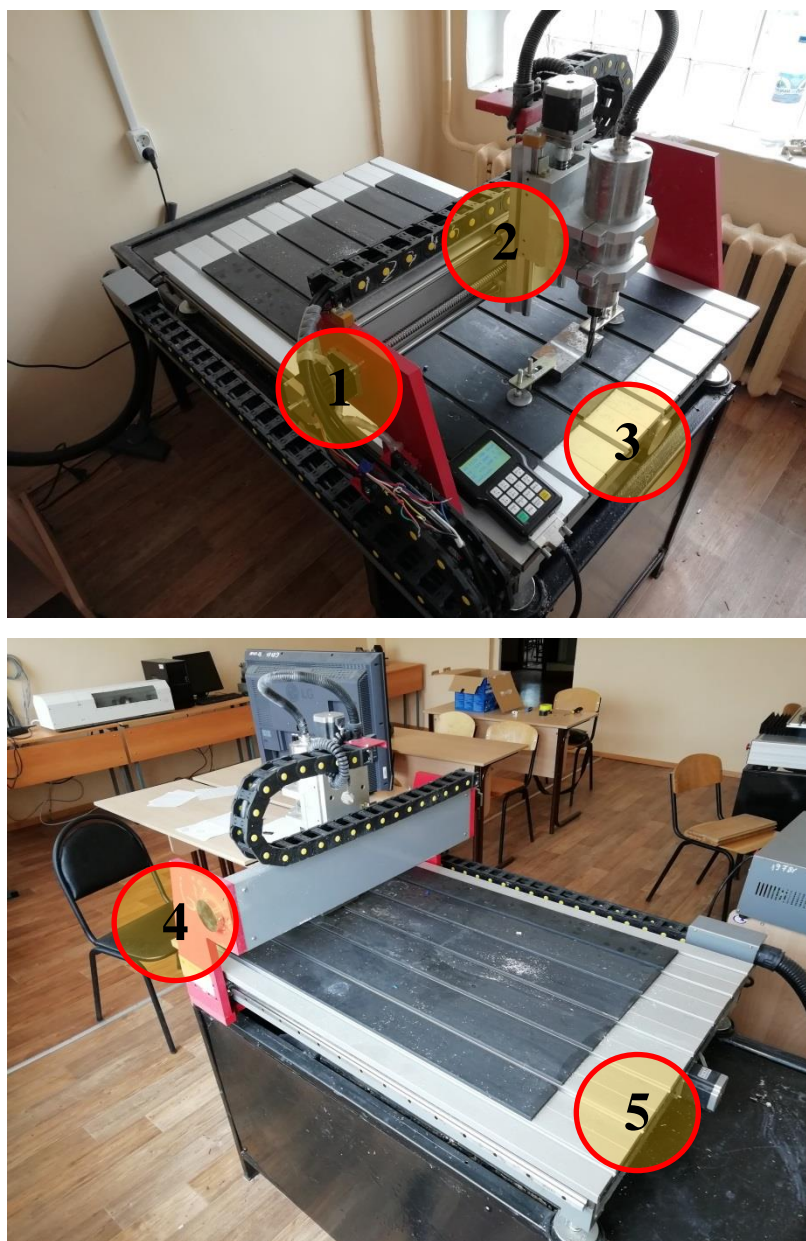


Рис. 4.6. Места установки демпфирующего устройства

Управление демпфирующим устройством осуществлялось при помощи ЭВМ через программу – генератор сигнала (рис.4.8) и программы управления, отслеживающей сигнал обратную связь. Устройство было подключено к ЭВМ через плату – усилитель сигнала, с учётом обратной связи (схема платы рассмотрена в разделе 4.1).

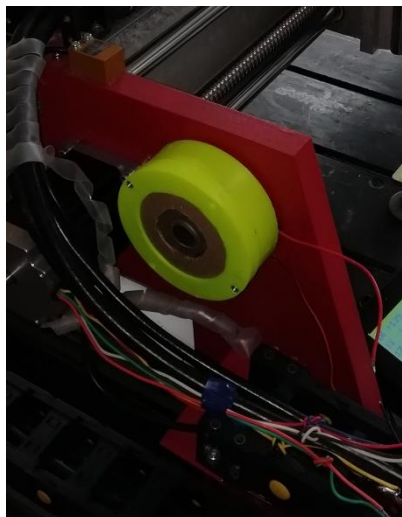
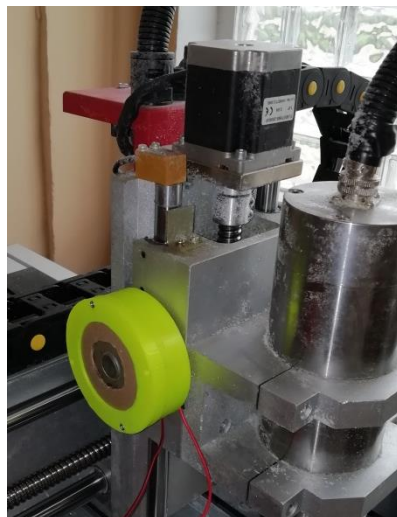
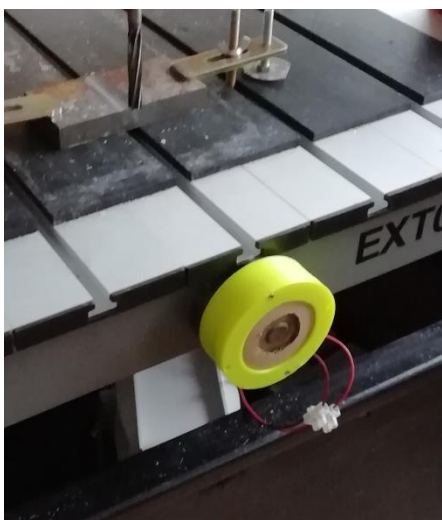
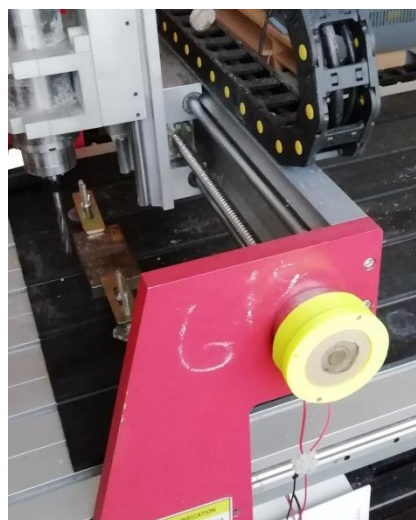
Место 1**Место 2****Место 3****Место 4****Место 5**

Рис. 4.7. Демпфер, установленный на оборудование согласно нумерации на рис.4.6

Результаты измерений показали, что ряд режимов, например, №10 (табл. 4.1) можно использовать при обработке концевыми фрезами, так как спектре колебаний (рис.4.9) отсутствуют околорезонансные частоты. При этом общий уровень колебаний (среднеквадратичное значение виброскорости) остался практически на том же уровне, что и при обработке без демпфера.

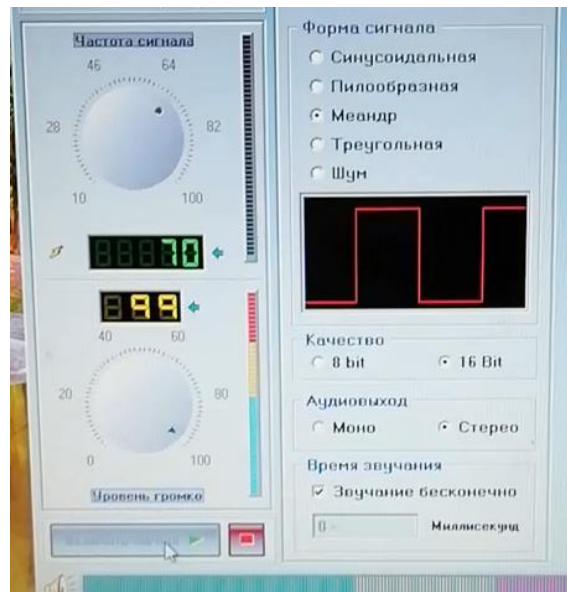


Рис. 4.8. Рабочее окно программы генератора сигнала

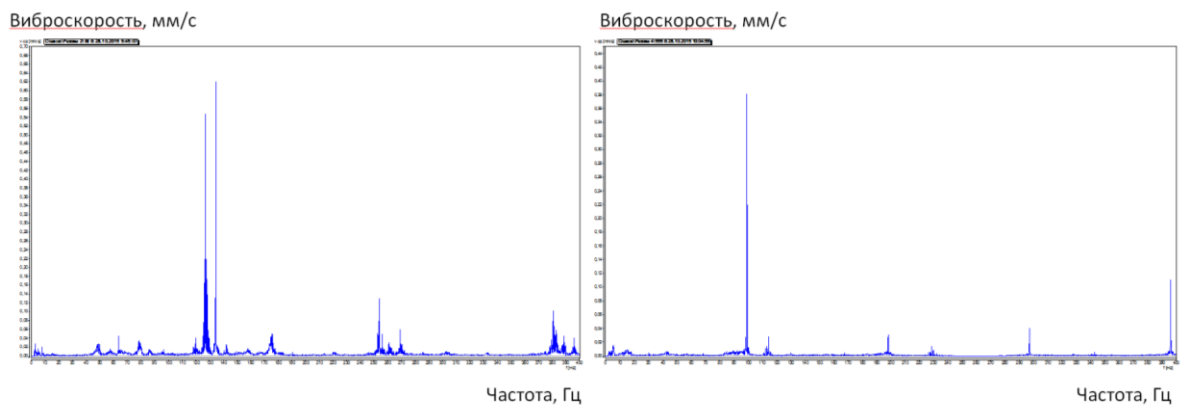


Рис. 4.9. Спектры колебаний технологической системы на режиме $n=7800$ мин⁻¹, $S=200$ мм/мин до и после установки демпфера

По анализу графиков изменения виброскорости (форма волны, рис.4.10) видно, что пиковые нагрузки отсутствуют. Это означает, что технологическая система на данном режиме устойчива и условие самонастройки выполняется.

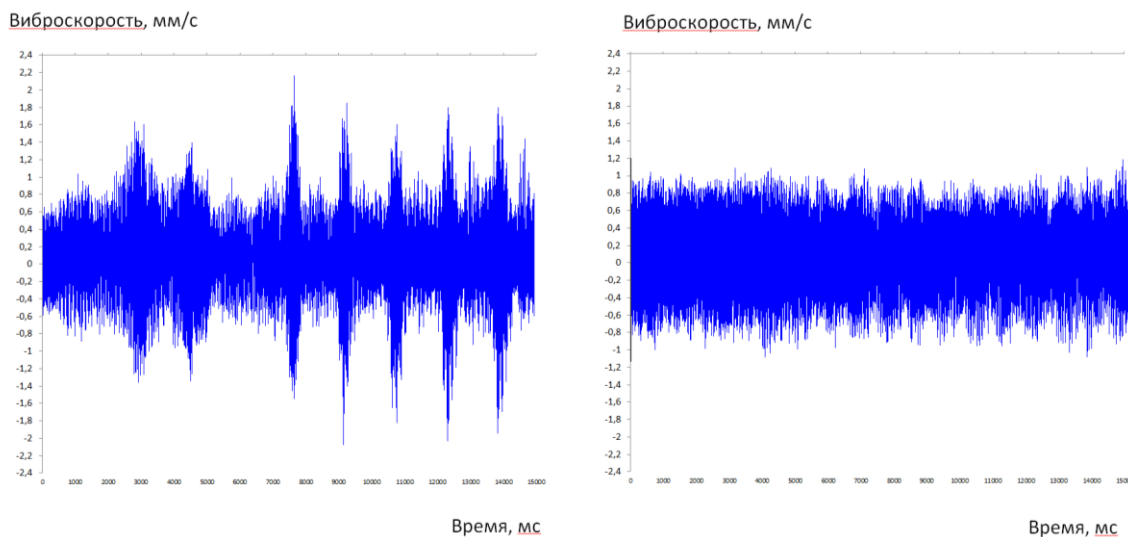


Рис.4.10. Изменение виброскорости на режиме $n=7800$ мин-1, $S=200$ мм/мин до и после установки демпфера

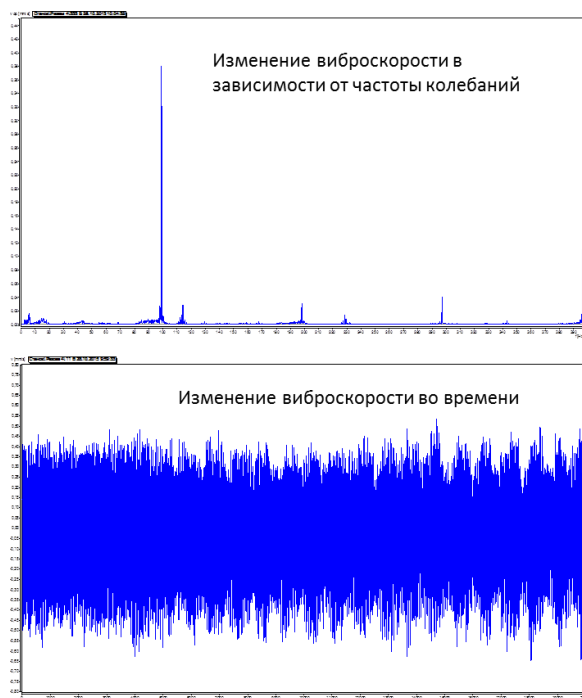


Рис. 4.11. Обработка стальной пластины на мобильном фрезерном оборудовании, предназначенном для алюминиевых сплавов

В применимом режиме резания при упругих деформациях инструмента, нагрузка на каждый его зуб при каждом проходе распределена равномерно. Движение системы оборудования происходит в автоколебательном режиме за счет механизма запаздывания. При использовании демпфирующего устройства,

вызванные принудительно колебания способствуют тому, что каждый зуб фрезы срезает необходимый объём материала. Инструмент при активном демпфировании равномерно нагружен, общий уровень колебаний системы снижается, в результате появляется возможность интенсифицировать процесс резания без роста уровня вибрации. Это позволяет, как повысить производительность процесса, так и обрабатывать более твёрдые материалы (рис.4.11).

В результате применения демпфера стало возможным обработать стальные заготовки на мобильном фрезерном оборудовании, предназначенном для алюминиевых сплавов. С применением демпфера удалось уменьшить пиковые значения виброскорости на 60%, что выразилось в снижении динамической нагрузки на технологическую систему в целом и более стабильному прохождению процесса резания. В результате стало возможным увеличить режимы резания в ряде случаев. Обработка велась на режиме резания с увеличенной в два раза подачей, относительно рекомендованного режима ($n=6000 \text{ мин}^{-1}$, $S=200 \text{ мм/мин}$).

4.3. Практическая реализация результатов исследования

Основная продукция предприятия АО «Энергия» – это химические источники тока, дополнительно предприятие выпускает кассовые боксы для крупных торговых сетей, а также выполняет различные заказы по металлообработке, в том числе по изготовлению технологической оснастки с поверхностями сложной формы.

Для выпуска кассовых боксов (рис.4.12), была разработана пресс-форма и технологический процесс её изготовления сложной формы.

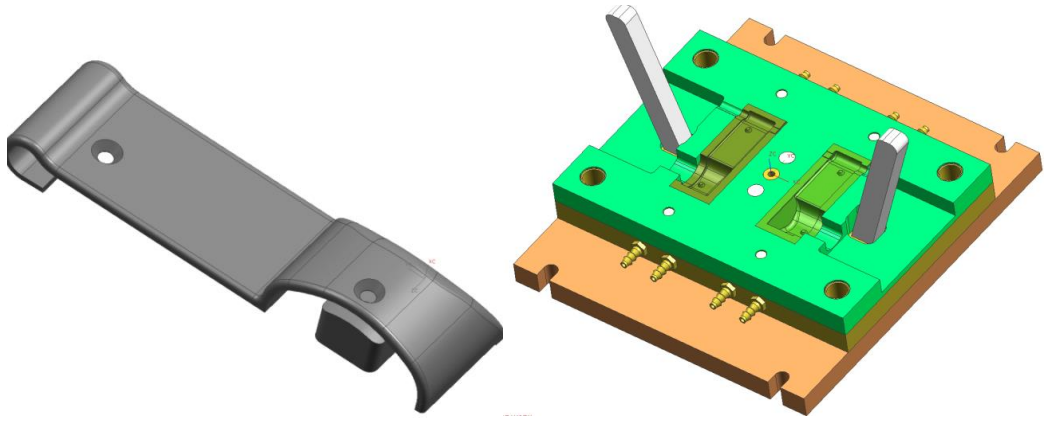


Рис. 4.12. Деталь кассового аппарата и пресс-форма для её изготовления

Деталь имеет вогнутые сферические поверхности с требованиями к точности изготовления по 8-му качеству (рис.4.13). Станок имеет систему ЧПУ, но управляющая программа должна содержать обратную связь для обработки сигнала.

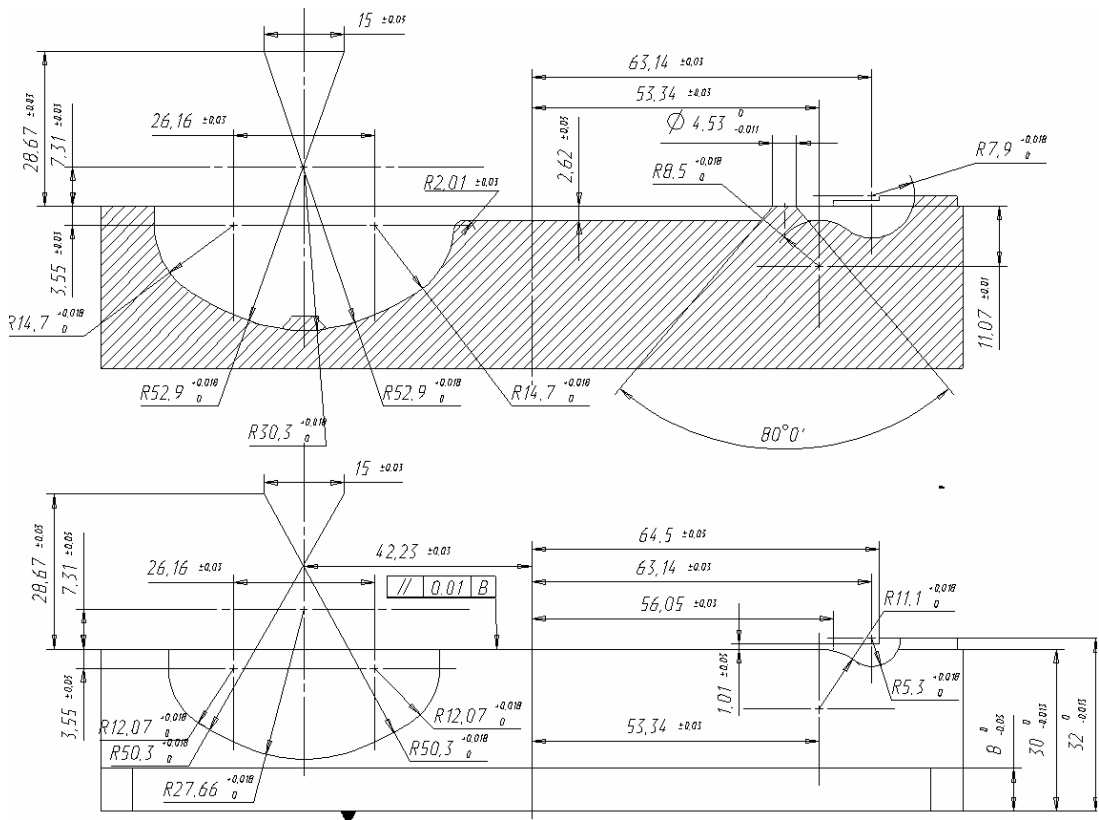


Рис. 4.13. Эскиз матрицы для детали

Если поверхности выполнить с зазором более 0,04 мм, то на изготавливаемом пластмассовом изделии образуются заусенцы, что недопустимо по эстетическим требованиям, кроме того, подлив материала может привести к поломке оснастки. Если эти поверхности изготовить с припуском, то необходимо будет произвести пригонку поверхностей, которая выполняется слесарем высокой квалификации, при этом время на подгонку может превышать время механической обработки. В этой связи механическую обработку сопрягаемых поверхностей необходимо выполнить с максимальным приближением к требованию чертежа.

Радиусными поверхностями (рис.4.14) матрица сопрягается с пуансоном и подвижным знаком, поэтому к точности исполнения данных поверхностей предъявляются высокие требования – 8 квалитет. Схема обработки представлена на рисунке ниже.

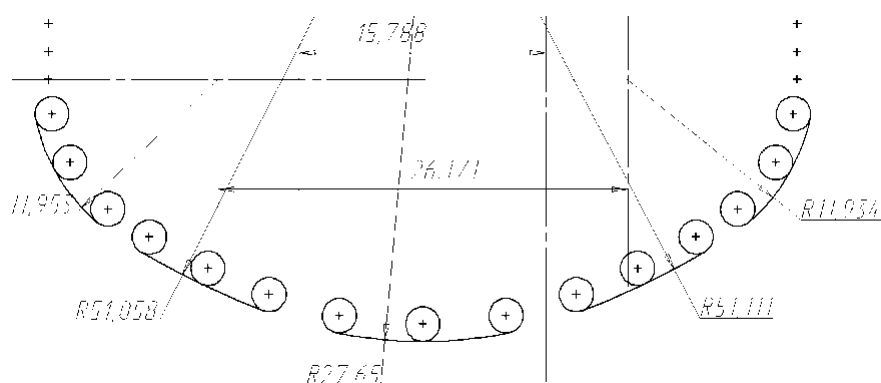


Рис. 4.14. Схема обработки детали

Сначала выполняется предварительная черновая обработка формообразующих поверхностей. Затем фрезеруют окончательно, после термической обработки.

Предварительная обработка вогнутой сопрягаемой поверхности R12,07...R50,3...R27,66...R50,3...R12,07, производилась цилиндрической фрезой фирмы HANITA Ø10мм. Предварительный припуск $T_{ст.}=0,25$ мм, припуск ранее необработанной зоны $T_{дно.}=0,72$ мм, твердость HRC 40...45.

Окончательная обработка производилась фрезой фирмы HANITA Ø10мм со сферическим торцом R 5мм по нормали к обработанной поверхности. Так как в пресс-форме имеются две одинаковых матрицы, то были опробованы два метода обработки, в первом случае, сопрягаемая поверхность обрабатывалась без применения демпфирующего устройства, а вторая с ним. Результаты соответствия деталей чертежу приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. Сравнение геометрических параметров деталей, обработанных с демпфером и без него.

№	Номер точки	Параметр по чертежу, мм		Фактический параметр, мм	
		max	min	Без демпфера	С демпфером
1	1	-	-	-	-
	2				
	3				
2	4	12,088	12,07	11,953	12,087
	5				
	6				
3	7	50,318	50,3	51,058	50,309
	8				
	9				
4	10	27,678	27,66	27,65	27,678
	11				
	12				
5	13	50,318	50,3	51,111	50,269
	14				
	15				
6	16	12,088	12,07	11,934	12,081
	17				
	18				
7	19	-	-	-	-
	20				
	21				

Обработка велась на режиме резания с увеличенной в два раза подачей, относительно рекомендованного режима ($n=6000 \text{ мин}^{-1}$, $S=200 \text{ мм/мин}$). С применением демпфера удалось уменьшить пиковые значения виброскорости, что выразилось в росте производительности процесса резания (подтверждено актом внедрения).

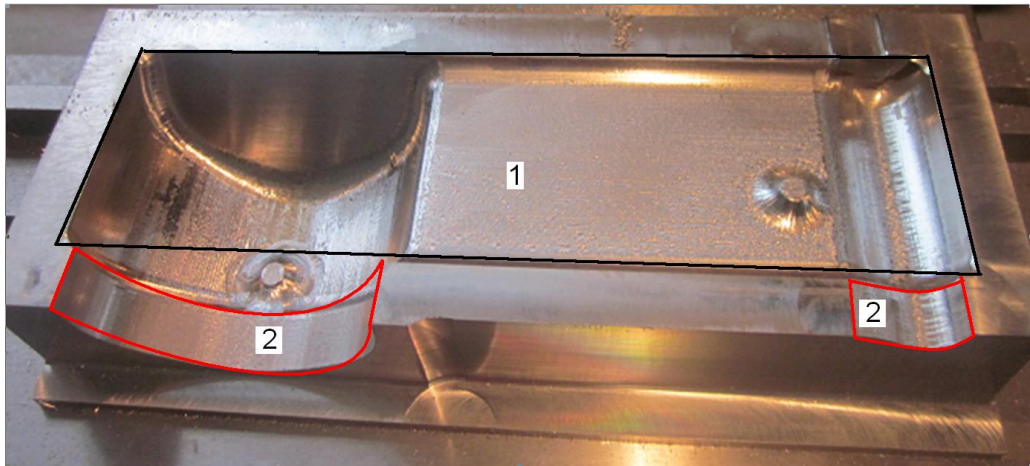


Рис. 4.15. Матрица, обработанная на настольном станке

Таким образом, разработанная методика демпфирования позволяет повысить производительность обработки концевым инструментом на мобильном фрезерном оборудовании за счёт снижения общего уровня колебаний металлорежущего оборудования и применения более производительных режимов обработки.

4.4. Перспективы практического применения

Дальнейшим направлением развития научного исследования является механическая обработка станин прокатных станов с помощью портативного фрезерного оборудования. Т.к. установка металлорежущего оборудования производится непосредственно на станину, то технологическая система так же не обладает достаточной жесткостью для процесса фрезерования.

С точки зрения механической обработки наиболее трудоемкими являются станины прокатных станов. Наиболее распространены станины рабочих клеток с горизонтальными валками, оси которых расположены в одной вертикальной плоскости. По особенности конструкции их можно разделить на станины закрытого и открытого типа.

Станины открытого типа в производстве встречаются редко. Их льют без верхней поперечины, и из-за чего у них нет достаточной жесткостью при

механической обработке. Для увеличения жесткости в проем окна вваривают распорки или сверху приваривают швеллера. В станине монтируют ряд узлов. Точность положения узлов зависит от точности взаимного расположения опорных поверхностей на станине и от этого, в конечном итоге, зависит точность работы всей машины.

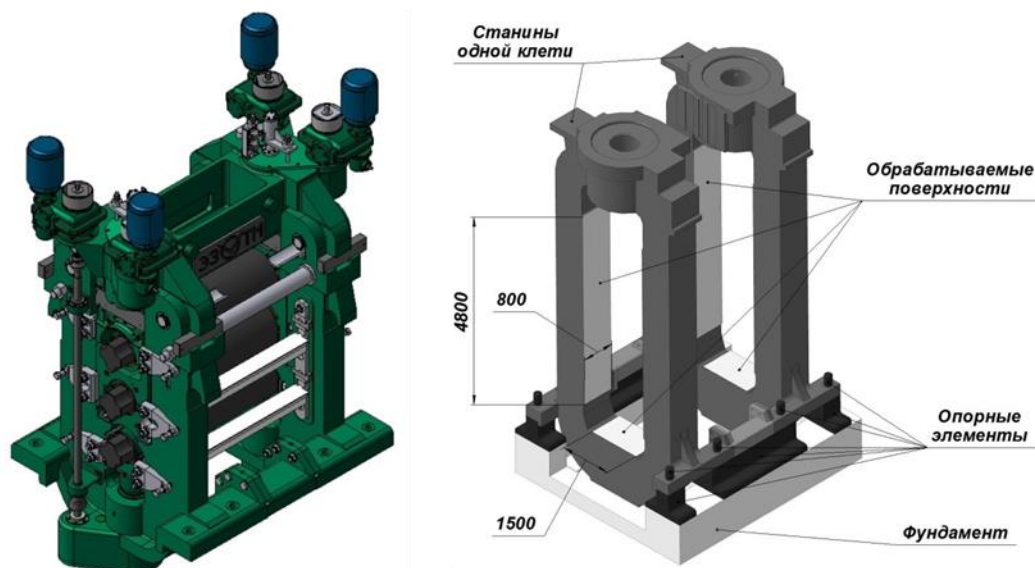


Рис. 4.16. Станина прокатного стана

Основные места обработки у станин — опоры, сопрягаемые поверхности, опорные плоскости разъема (рис. 4.16). В общем случае технологический процесс обработки станины состоит из следующих основных этапов: разметка; обработка нижней части; обработка плоскости разъема; обработка окна; обработка верхней части; обработка отверстий и пазов.

Основной задачей при обработке станин является достижение заданной точности взаимного расположения опорных и установочных поверхностей. К таким поверхностям относятся направляющие окна и поверхности под переходные планки подушек валков. Поэтому полученные в данном исследовании результаты могут быть применены в указанном направлении и являются актуальными для ряда металлургических предприятий, в том числе для ПАО «НЛМК».

4.5. Выводы по главе

1. Разработана конструкция демпфирующего устройства (патент РФ №150688 «Устройство демпфирующее») и предложен алгоритм его настройки (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030 «Расчёт параметров динамического гасителя колебаний»), которое позволяет вести обработку концевым инструментом на более производительных режимах или обрабатывать более прочные материалы.

2. Разработана методика демпфирования, позволяющая повысить на 25% производительность обработки концевым инструментом на мобильном оборудовании с соблюдением требуемой точности за счёт снижения общего уровня колебаний технологической системы малой жёсткости и применения более производительных режимов обработки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Мобильное металлорежущее оборудование в ряде случаев не имеет достаточной жесткости для использования производительных режимов резания, из-за интенсивно развивающейся вибрации. Для расширения его технологических возможностей требуется система с повышенным демпфированием и саморегуляцией параметров колебаний в соответствии с условиями резания металла.

Предложен метод воздействия на колебательный процесс при фрезеровании с помощью введения в технологическую систему дополнительной колеблющейся массы, параметрами колебаний которой можно управлять независимо от режимов резания. Возникший колебательный процесс будет оказывать влияние на вибрации во всей системе, колеблясь с ними с определённой разностью фаз. В результате система становится устойчивой даже при использовании производительных режимов обработки и появляется возможность использования в конструкции портативного станка более мощного привода.

При этом источник колебаний находится не на шпинделе станка, а в его опорных элементах. Устройство, которое будет создавать дополнительные колебания, является управляемой опорой и может быть использована для активного автоматического демпфирования вибрации и стабилизации элементов мобильного металлорежущего оборудования в процессе фрезерования.

Выводы:

1. На основании теоретических и экспериментальных исследований установлена закономерность развития вибраций технологической системы портативного фрезерного оборудования при наличии демпфера с заданными параметрами колебаний, что позволяет повысить производительность обработки.

2. Разработано математическое описание компонент вибрации для концевой фрезеровки портативным оборудованием, которое позволяет определить требуемую виброскорость демпфера для конкретных условий обработки (включая характеристики мобильного оборудования).

3. Установлено, что при сдвиге фаз на $-\pi/2$ происходит самонастройка системы, в результате которой расходуется часть энергии колебательных процессов, и общий уровень колебаний уменьшается, что способствует интенсификации и повышению эффективности процесса резания.

4. Разработана конструкция демпфирующего устройства (патент РФ №150688 «Устройство демпфирующее») и предложен алгоритм его настройки (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2015614030 «Расчёт параметров динамического гасителя колебаний»), которое позволяет вести обработку концевым инструментом на более производительных режимах или обрабатывать более прочные материалы.

5. Разработана методика демпфирования, позволяющая повысить на 25% производительность обработки концевым инструментом на мобильном оборудовании с соблюдением требуемой точности за счёт снижения общего уровня колебаний технологической системы малой жёсткости и применения более производительных режимов обработки (подтверждено актом внедрения).

ЛИТЕРАТУРА

1. Авдонин Г.Т., Алексеев А.В. Влияние колебаний технологической системы на эксплуатационные характеристики обрабатываемых деталей// Технология машиностроения. – 2001. – №3. – С. 12-13.
2. Аврамчук, Е.Ф. Технология системного моделирования / Е.Ф. Аврамчук, А.А. Вавилов, С.В. Емельянов. - М.: Машиностроение; Берлин: Техник, 1988.-520 с.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1976. – 279 с.
4. Айзерман, М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман - М.:Наука, 1980.-368 с.
5. Антонюк В.Е., Дечко Э.М. Технологическая оснастка – Минск: ГревцовПаблицер, 2011. – 376 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т., Т.2. – М.: Машиностроение, 2003. – 557 с.
7. Арнольд, В.И. Математические методы классической механики / В.И. Арнольд - М.: Наука, 1979. - 432 с.
8. Бабичев А. Физико-технологические основы методов обработки – Ростов-на-Дону: Феникс, 2006. – 409 с.
9. Бармин Б.П. Вибрации и режимы резания. – М.: Машиностроение, 1972. – 56 с.
10. Батуев В.А., Гузеева В.И., Сурков И.В. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: справочник. 2-е издание. / Под ред. Гузеева В.И. – М.: Машиностроение, 2007. – 368 с.
11. Безьязычный, В.Ф. Технологическое обеспечение обработки деталей на станках с ЧПУ. / В.Ф. Безьязычный, А.В. Лобанов // Рыбинск: РГАТА. – 1994. – 89 с.

12. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов/ В.Л. Бидерман. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.
13. Блюменштейн В.Ю., Клепцов А.А. Проектирование технологической оснастки. Учебное пособие – 2-е издание – Санкт-Петербург: Лань, 2011. – 224 с.
14. Васин С.А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании. – М.: Машиностроение, 2006. – 384 с.
15. Васин С.А., Шадский Г.В., Кошелева А.А. Виброустойчивость резцов переменной жесткости при нестабильных режимах обработки // Технология мех.обр-ки и сборки: Сб. науч. тр. – Тула, 1996. – С. 89-97.
16. Вереина Л.И. Фрезеровщик: Технология обработки – М.: Академия (Academia), 2009. – 64 с.
17. Верещака А.С., Кушнер В.С. Резание материалов. Учебник. – М.: Высшая школа, 2009. – 535 с.
18. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. / Т.З. – Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Диментберга и Колесникова Л.С. – М.: Машиностроение, 1980. – 344 с.
19. Власов В.И., Шарипов О.А. Управление физическими процессами обработки. Учебное пособие. – М.: ИЦ МГТУ «Станкин», 2005. – 100 с.
20. Головин А.А., Костиков Ю.В., Красовский А.Б. Динамика механизмов. 2-е издание / Под ред. Головина А.А. – изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2006. – 160 с.
21. Городецкий Ю.И. Фундаментальные проблемы нелинейной динамики станков. Динамика технологических систем: Сб.тр. VII Междунар. н.-т. конф. – Саратов: СГТУ, 2004. – С. 161-165.
22. Городецкий Ю.И., Стребуляев С.Н., Майорова Ю.Е. Исследование автоколебаний динамической системы фрезерного станка с нелинейным элементом / Вестник научно-технического развития. Национальная Технологическая Группа. № 9 (25), 2009. – С. 91-95.

23. Горошко В.Ф., Козловский Н.А. Виброустойчивость приводов подач фрезерных станков при различных режимах резания// Машиностроение, 1988. – №13. – С. 114-119.
24. Гришандин В.Ф., Климовский В.В. Влияние главного привода на виброустойчивость фрезерных станков // Станки и инструмент. – 1985.– №1. – С. 24-26.
25. Емельяненко, С. С. Повышение эффективности процесса концевой фрезерования путем обеспечения динамической устойчивости технологической системы : дисс. канд. техн. наук: 05.03.01/ Емельяненко Сергей Сергеевич. -Х., 2008. -140 с.
26. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – М.: Машиностроение, 1986. – 184 с.
27. Жесткость, точность и вибрации при механической обработке / Под ред. В.А. Скрагана: Машгиз, 1956. – 194 с.
28. Зайцев Г.Н., Федюкин В.К., Любомудров С.А. Нормирование точности геометрических параметров машин. / Под ред. Федюкина В.К. – М.: Академия (Academia). 2008. – 368 с.
29. Зорев Н.Н., Фетисова З.М. Обработка резанием тугоплавких сплавов. – М.: Машиностроение, 1966. – 227 с.
30. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов. – М.: Машгиз, 1956. – 368 с.
31. Израилович М.Я., Обухов А.Н. Параметрическое управление автоколебаниями. – М.: Либроком, 2010. – 160 с.
32. Иориш, Ю.И. Виброметрия. Измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы / Ю.И. Иориш - М.: Изд-во машиностроительной литературы, 1963. – 772 с.
33. Иремадзе М.Е. Повышение стабильности процесса торцового фрезерования путем оптимизации технологических параметров обработки: Дис. канд. техн. наук.-Москва, 1990. – 142 с.

34. Исаченко, В. П. Теплопередача: Учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. -3 изд., доп. - М.: Энергия, 1975. -488 с.
35. Карунин А.Л., Дащенко А.И., Гладков В.И. Технология двигателестроения. / Под ред. Дащенко А.И. – М.: Высшая школа, 2006. – 608 с.
36. Касимов И.Н., Праведников И.С. Технология формирования поверхностного слоя деталей. – Уфа, 1999. – 131 с.
37. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
38. Келдыш, М.В. Механика, Избранные труды / М.В. Келдыш - М.:Наука, 1985. - 567 с.
39. Ким Д.П. Теория автоматического управления. Т.2. Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы: Учеб. Пособие. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 464 с.
40. Кирилин Ю.В., Табаков В.П., Ерёмин Н.В. Исследование динамических характеристик несущей системы бесконсольного вертикально-фрезерного станка / Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения. Сб. трудов Международной научно-технической интернет-конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения». – Орел, 2002. – С.311–314.
41. Кирилин Ю.В., Табаков В.П., Ерёмин Н.В. Аналитическое исследование динамических характеристик рельсофрезерного станка / Сб. трудов Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологии». – Иваново, 2003. – С.89-91.
42. Кирилин Ю.В. Методика расчета характеристики процесса резания // СТН. – 2005. – №4. – С.8-12.
43. Кирющенко Е.В., Козлов А.М. Технологическое обеспечение точности фрезерной обработки крупногабаритных деталей // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 3. С. 65 – 73.

44. Кирющенко Е.В. Моделирование динамики технологической системы при фрезеровании / Е.В. Кирющенко // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2012. Т. 8. № 10. С. 87 – 93.
45. Клебанов М.К., Муравьев Ю.Д. Динамическая устойчивость вертикально-фрезерного станка // Станки и инструмент. – 1973. – №10. – С.20-21.
46. Козловский Н.А., Заикин М.П. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков. -М.: Машиностроение, 1986. – 215 с.
47. Колесов К.Н. Компьютерная модель торцового фрезерования // Справочник. Инженерный журнал. 2008. – №11. – С.21-24.
48. Компьютерное моделирование и оптимизация процессов резания: учеб.пособие / С.И. Пестрецов. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 104 с.
49. Кондратов С.Г. Гашение вибраций путем взаимной компенсации автоколебаний // Резание и инструмент – 1989. – №42. – С 93-99.
50. Корсаков, В.С. Точность механической обработки. – М.: Машгиз, 1961. – 379 с.
51. Корниевич М.А., Фельдштейн Е.Э. Автоматизация производственных процессов в машиностроении. Учебное пособие. – М.: Инфра-М, 2011. – 265 с.
52. Косшова, А.Г. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении. / А.Г. Косилова, Р.К. Мещериков, М.А. Калинин. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
53. Криворученко А.В. Компоненты и технологии // Бесконтактные датчики положения. Проблема выбора и практика применения. – 2007. – №1 – С.32–35.
54. Кудинов В.А., Чумбуридзе Г.Я., Хлебалов Е.В. Крутильные изгибные колебания элементов передач и несущей системы при обработке дисковыми фрезами // Кн.:Передачи и опоры. – М.: МосСтанкин, 1974. – 181 – 196 с.

55. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
56. Куфарев Г.Л., Океанов К.Б., Говорухин В.А. Стружкообразование и качество обработанной поверхности при свободном резании. – Фрунзе: Мектеп, 1970. – 170 с.
57. Лазарев, Ю. Моделирование процессов и систем в MATLAB Текст.: учеб.курс / Ю. Лазарев. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2005. – 512 с.
58. Линчевский П.А. Управление процессом предварительной лезвийной обработки деталей с использованием динамической модели предельного износа режущего инструмента / ВісникСевНТУ. Вип. 107: Машиноприладобудування та транспорт: зб. наук.пр. – Севастополь: ВидвоСевНТУ, 2010. – С.47-51.
59. Лищинский Н.Я., Круцило В.Г, Скачков А.Н. Исследование ударных нагрузок при торцовом фрезеровании// Физические процессы при резании металлов: Межвуз. сб. науч. тр. – Волгоград: ВолгПИ. – 1993. – С.62-66.
60. Макаров, А.Д. Оптимизация процессов резания / А.Д. Макаров – М.: Машиностроение, 1976. – 278 с.
61. Маркович Л.Ц., Радомысельский С.И., Шулус П.П. Некоторые результаты исследования колебаний в главных приводах консольно-фрезерных станков // Станкостроение Литвы. – 1971 – №4 – С.35-47.
62. Маталин А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов. / А.А. Маталин. – Л.: Машиностроение, 1985. – 320 с.
63. Маталин А.А. Технология машиностроения. – 3-е издание – Санкт-Петербург: Лань, 2010. – 512 с.
64. Махнёв В.М., Мишанкин В.Е. Исследование станка модели 6Н13Г32 на виброустойчивость при резании // Исслед. металлореж. станков и процесса резания металлов: сб. статей кафедр металлореж. станков и

технологии машиностр. под ред. Махнева В.М. – Иркутск: СКМР статуправления Чит. области. – 1983. – С.78-88.

65. Медведев Ф.В., Пономарёв Б.Б., Черемных Е.А. Моделирование динамики концевго фрезерования. Международная научно-техническая электронная интернет-конференция «Технология машиностроения 2009» [Электронный ресурс]: Труды электронных интернет-конференций. – Электр.журн. – Иркутск: ИрГТУ, 2009, – С.139–142.

66. Методы исследования нестационарных и адаптивных систем. Текст.: меж.вуз сб. науч. тр. Воронеж, гос. университета: редкол. С.В. Бухарин (отв. ред.). – Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1989. – 176 с.

67. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник// Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

68. Михайлюк Э.А., Солер Я.И., Коляка В.С. Влияние вибраций на обрабатываемость высокопрочных материалов при концевом фрезеровании// Иссл. обр. жаропрочных и титановых сплавов. – Вып. 4. – Куйбышев: КуАИ, 1976. – С.129-135.

69. Михайлюк Э.А., Солер Я.И. Фрезерование с вынужденными колебаниями низкой частоты // Машиностроитель, 1979. - №12. – С.22-24.

70. Мороз К.А. Влияние запаздывающего аргумента на динамические свойства процесса обработки многолезвийными инструментами // Изв. Вузов. Сев.-Кавк. регион. Тех. науки. 2005. – №1. – С.69-73.

71. Мурашкин Л.С., Мурашкин С.Л. Прикладная нелинейная механика станков. – Л.: Машиностроение, 1977. – 192 с.

72. Мычко В.С. Программирование технологических процессов на станках с программным управлением. Учебное пособие. – Минск: Вышэйшая школа, 2010. – 287 с.

73. Николаев А. SURFCAM 2002 plus. // Что нового? САПР и графика. – 2003. – № 6. – С. 43-47.

74. Общемашиностроительные нормативы режимов резания: Справочник: В 2-х т. Т.1./ А.Д. Локтев, И.Ф. Гуцин, В.А. Батуев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 640 с.
75. Опитц Г. Современная техника производства. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.
76. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов / М.Л. Орликов – Киев.: Вища школа, 1980. – 256 с.
77. Основы технологии машиностроения / Под ред. В.С. Корсакова – Изд. 3-е, доп. и перераб. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1977. – 416 с.
78. Остафьев, В.А. Диагностика процесса металлообработки. / В.А. Остафьев, В.С. Антонюк, Г.С. Тысячник. Киев: Техшка, 1991. – 151 с.
79. Островский М.С., Мнацаканян В.У., Тимирязев В.А. Программирование обработки деталей горных машин на станках с ЧПУ – М.: Московский государственный горный университет / Горная книга. 2009. – 227 с.
80. Панов, А.А. Обработка металлов резанием: справ, технолога / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм, В.Ф. Безъязычный // М.: Машиностроение. – 2004. – 784 с.
81. Петрашина Л.Н. Интенсивность автоколебаний технологической системы металлорежущих станков при низкочастотном периодическом воздействии: Дис. канд. техн. наук. - Ленинград, 1982. - 322с.
82. Петрова А.М., Афонин А.М., Царегородцев Ю.Н. Теоретические основы разработки и моделирования систем автоматизации. Учебное пособие. – М.: Форум, 2011. – 192 с.
83. Погоним А.А., Чепчуров М.С. Выбор параметров управления технологическим процессом при обработке нестационарным станочным модулем. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2003. – № 2. – С. 21- 23.

84. Подураев, В.Н., Малыгин В.И., Кремлева Л.В. Динамическая модель элементов технологической системы с учетом кинематической неустойчивости процесса резания // Вестник машиностроения. 1996. – №6. – С.18-23.
85. Пуховский Е.С, Таурит Г.Э., Лещенко М.И. Безвибрационное многолезвийное резание. // Кн.:Технпса, 1982. – 147 с.
86. Пуш А.В. Моделирование и мониторинг станков и станочных систем // СТИН. 2000. № 9. – С.12-20.
87. Пуш А.В. Моделирование станков и станочных систем // Конструкторско-технологическая информатика 2000: тр. 4-го Междунар.388 конгресса. М.: Станкин, 2000. С.114-119.
88. Пуш В.Э. Металлорежущие станки и инструмент / В.Э. Пуш М.: Машиностроение, 1985. – 390 с.
89. Раменская Е.В. Анализ вибрационных компонент металлорежущих станков / Е.В. Раменская // Решетневские чтения: материалы X Междунар. науч. конф./ СибГАУ. - Красноярск, 2006. – С. 187-188. – 414 с.
90. Решетов, Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман// М.: Машиностроение. – 1986. – 336 с.
91. Свинин В. М. Гашение регенеративных автоколебаний при фрезеровании // Книга по Требованию, 2011. – 264 с.
92. Свинин В.М. Исследование регенеративных автоколебаний при многолезвийной обработке /В.М. Свинин //Обработка металлов. – 2005. – №3.(28) – С.28-30.
93. Свинин В.М. Самоорганизация вторичных автоколебаний при лезвийной обработке //СТИН. – 2006. – №1 – С.7-13.
94. Свинин В.М. Имитационное моделирование колебаний технологической системы при торцовом фрезеровании с модулированной скоростью резания // Высокие технологии в машиностроении мат-лыВсероснаучн-технконф – Самара, 2007 – С.187–189.

95. Синопальников В.А., Григорьев С.Н. Надежность и диагностика технологических систем. – М.: Высшая школа, 2005. – 343 с.
96. Соломенцев Ю.М., Митрофанов В.Г., Протопопов С.П. Адаптивное управление технологическими процессами. М.: Машиностроение, 1980. –326 с.
97. Суслов А.Г., Дальский А.Г. Научные основы технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 2002. – 684 с.
98. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
99. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 2000. – 167 с.
100. Схиртладзе А.Г., Кузьмин В.В. Математическое моделирование технологических процессов сборки и механической обработки изделий машиностроения. – М.: Высшая школа, 2008. – 279 с.
101. Схиртладзе А.Г., Юркевич В.В. Надежность и диагностика технологических систем. Учебник для студентов высших учебных заведений. – М.: Академия (Academia), 2011. – 304 с.
102. Тарасов В.А. Методы анализа в технологии машиностроения. Аналитическое моделирование динамических процессов обработки материалов Текст.: учеб.пособие для студентов ВУЗОВ / В. А. Тарасов. М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 1996. – 188 с.
103. Тимошенко, С.П. Колебания в инженерном деле : пер. с англ. / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
104. Фельдштейн Е.Э. Металлорежущие инструменты: справочник конструктора / Е.Э. Фельдштейн, М.А. Корниевич. – Минск: Новое знание, 2009 – 1039 с.
105. Фигатнер А.М. Расчет и конструирование шпиндельных узлов и подшипников качения МРС / А.М. Фигатнер - М.: НИИмаш, 1971. – 196 с.
106. Филиппов Ю.А. Моделирование виброактивности проектируемых технологических машин. / Ю.А. Филиппов; Е.В. Раменская, Л.В.Ручкин //

Проблемы механики современных машин: Материалы третьей международной конференции. Т.3 /ВСГТУ. - Улан-Удэ, 2006. – С. 3 – 6.

107. Флек М.Б. Технологичность и технология механической обработки деталей вертолётов. Ростов н/Д: «Терра», 2004. – 224 с.

108. Хлебалов Е.В., Левинсонас В.Л. Динамический расчет вертикально-протяжных и бесконсольно-фрезерного станков // Станки и инструмент, 1971. – №11. – С.20-23.

109. Цзе Ф.С. Механические колебания / Ф.С. Цзе. - М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.

110. Чемборисов Н.А. Процессы и операции формообразования. – М.: Академия (Academia), 2012. – 320 с.

111. Чепчуров, М.С. Контроль и регистрация параметров обработки крупногабаритных деталей Текст.: монография/ М.С. Чепчуров. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2008. – 232 с.

112. Черепяхин А.А. Технология обработки материалов. – М.: Академия (Academia), 2012. – 266 с.

113. Шелег В.К., Присевок А.Ф., Клавсуть П.Н. Технологическое обеспечение параметров точности и качества сложнопрофильных деталей при высокоскоростной многокоординатной обработке. Вестник БНТУ, №5, 2009. – С.23-27.

114. Эльясберг М.Е. Автоколебания металлорежущих станков. М С.-Пб.: ОКБС, 1993. – 180 с.

115. Юдина Н.С. Определение условий динамического моделирования процесса резания материалов /Научный потенциал студенчества – будущему России / Материалы Всероссийской научной студенческой конференции. Ставрополь: СевКавГТУ, 2006. – 212 с.

116. Altintas Y. Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations,and CNC Design, Cambridge University Press, 2000, 286 p.

117. Dong-hui Wen. Modelling and calculation of forces of cutting at virtual processing / Wen Dong-hui, Lui Xian-li, Wang Min-jie Dalian Univ. Technol. 2003.43. №1. – pp. 65-69.
118. Fu H. J. A Dynamic Modeling Approach to the Optimal Design of Nonuniform Chip Loading in Face Milling: Ph. D. Thesis, University of Illinois at Urbane-Champaign, 1985. – 215 p.
119. Heisel, U. Cause Analysis of Errors in FE Prediction Orthogonal Cutting Performances / U. Heisel, D. V. Krivoruchko, V. A. Zaloha, M. Storchak //Proceedings of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. -Calabria, 2007. -C. 141- 148.
120. Improving Product Quality by Preventing Defects. Edited by Nikkan Kogyo Shimbun, Ltd/ /Factory Magazine, Prodyctivity Press, Cambridge, Massachusetts, 1988, p.282
121. J. Christopher Jones. Design methods. - New York Toronto Chichester Brisbane, 1982,p.325.
122. Jemielniak K., Widota A. Suppression of Self-excited Vibration by the Spindle Speed Variation Method// Int. J. Mach. Tool Des. Res., 1984.– vol. 24. – pp. 207-214.
123. Radulescu R. A General Cutting Process Model for High Speed Machining Dynamic and Thermal Considerations: PhD Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1993. – 175 c.
124. Weck M., Brecher C. Werkzeugmaschinen 3. Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose. – Germany: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. – 421 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 150688

УСТРОЙСТВО ДЕМПИРУЮЩЕЕ

Патентообладатель(ли): **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Липецкий государственный технический университет" (ЛГТУ) (RU)**

Автор(ы): **см. на обороте**

Заявка № **2014136031**

Приоритет полезной модели **03 сентября 2014 г.**

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации **23 января 2015 г.**

Срок действия патента истекает **03 сентября 2024 г.**

Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2015614030

«Расчёт параметров динамического гасителя колебаний»

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Липецкий государственный технический университет» (ЛГТУ) (RU)*

Авторы: *Кирющенко Евгений Владимирович (RU),
Кузнецов Сергей Фёдорович (RU)*

Заявка № 2014663178

Дата поступления 17 декабря 2014 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 03 апреля 2015 г.



Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий

УТВЕРЖДАЮ
Ген. директор АО «Энергия»


В.М. Иванов
« » 2018 г.



АКТ

внедрения результатов диссертационного исследования

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационного исследования Кузнецова Сергея Фёдоровича на тему: «Обеспечение устойчивости процесса фрезерования в условиях технологической системы мобильного оборудования», внедрены и используются в АО «Энергия». Применение результатов исследования позволило повысить на 25% производительность обработки концевыми фрезами пресс-форм для изделий из пластмасс на мобильном оборудовании.

Начальник ОПТО АО «Энергия»



Г.Е. Малютин