

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ДОНБАССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ
АКАДЕМИЯ

На правах рукописи

ХОРОШАЙЛО ВАДИМ ВИКТОРОВИЧ

УДК 621.941.1

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАСТАЧИВАНИЯ ОТВЕРСТИЙ
НА ТОКАРНЫХ СТАНКАХ ПУТЕМ СОЗДАНИЯ
ВИБРОУСТОЙЧИВОЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

Специальность 05.03.01 – процессы механической обработки,
станки и инструменты

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Гузенко Виталий Семенович,
канд. техн. наук, доцент,
ст. науч. сотр.

Краматорск – 2016

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПОВЫШЕНИЯ	
ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РАСТОЧНЫХ РЕЗЦОВ	
1.1 Особенности процесса растачивания на токарных станках	11
1.2 Существующие представления о природе вибраций при обработке металлов резанием.....	13
1.3 Влияние колебаний на точность обработки, шероховатость обработанной поверхности и стойкость инструмента	15
1.4 Способы снижения вибраций инструмента при растачивании.....	24
1.5 Постановка цели и задач исследования	37
РАЗДЕЛ 2. МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	
ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАСТАЧИВАНИЯ.....	
2.1 Общая методика работы и структурная схема исследования	39
2.2 Методика теоретических исследований напряженно- деформированного состояния державки расточного резца.....	42
2.3 Методика теоретического определения собственных частот державки расточного резца.....	46
2.4 Методика исследования характеристик инструментальных систем при помощи стержневых моделей.....	50
2.4.1 Определение деформаций расточного резца при помощи стержневых моделей.....	50
2.4.2 Определение собственных частот при помощи стержневых моделей.....	57
2.5 Методика разработки математической модели колебаний державки расточного резца при динамическом нагружении	59

2.6 Методика проектирования инструментальной системы для растачивания	64
2.6.1 Методика разработки и исследования трехмерных моделей	64
2.6.2 Методика исследования трехмерных моделей при динамическом нагружении	68
2.7 Методика экспериментального исследования характеристик расточных инструментов и систем	70
2.7.1 Методика статических исследований расточных инструментов и систем	70
2.7.2 Методика экспериментального исследования собственных частот расточных инструментов и систем.....	72
2.8 Методика экспериментальных исследований колебаний расточных инструментов и систем	76
2.9 Методика оценки качества и точности обработки при растачивании ..	78
2.9.1 Методика определения шероховатости обработанной поверхности	78
2.9.2 Методика оценки точности обработки при растачивании	79
Выводы по разделу 2.....	81
РАЗДЕЛ 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И СТЕРЖНЕВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСТОЧНЫХ РЕЗЦОВ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ	82
3.1 Математическое моделирование статических прогибов и собственных частот расточных резцов	82
3.2 Исследование статических деформаций инструментальной системы для растачивания при помощи стержневых моделей	85
3.3 Исследование собственных частот при помощи стержневых моделей.....	88
3.4 Исследование динамических характеристик инструментальной системы для растачивания при помощи математических моделей	91
Выводы.....	102

РАЗДЕЛ 4. ИССЛЕДОВАНИЕ РАСТОЧНЫХ РЕЗЦОВ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПОМОЩИ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	103
4.1 Разработка инструментальной системы с подвижной опорой консольной части расточного резца	103
4.2 Трехмерное моделирование инструментальной системы для растачивания	105
4.3 Компьютерное исследование статических характеристик и собственных частот трехмерных моделей	108
4.4 Компьютерное исследование колебаний инструментальной системы для растачивания с помощью трехмерного моделирования	110
Выводы по разделу 4.....	115
РАЗДЕЛ 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАСТАЧИВАНИЯ.....	116
5.1 Экспериментальное исследование податливости державок расточных резцов	116
5.2 Экспериментальное исследование собственных частот консольно закрепленного расточного резца и инструментальной системы.....	118
5.3 Экспериментальные исследования процесса растачивания с применением разработанной инструментальной системы в производственных условиях	120
5.3.1 Исследования колебаний инструментальной системы при растачивании	120
5.3.2 Экспериментальное исследование влияния условий обработки на шероховатость обработанной поверхности.....	132
5.3.3 Экспериментальное исследование точности растачиваемых отверстий.....	137
Выводы по разделу 5.....	139

РАЗДЕЛ 6. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВНЕДРЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ В ПРОИЗВОДСТВО	141
6.1 Рекомендации по эксплуатации инструментальной системы для растачивания отверстий на токарных станках	141
6.2 Анализ результатов использования разработанной инструментальной системы	142
6.2.1 Определение повышения среднего периода стойкости расточных резцов при использовании разработанной инструментальной системы	142
6.2.2 Определение повышения производительности растачивания отверстий на токарных станках при использовании разработанной инструментальной системы	144
Выводы по разделу 6.....	147
ВЫВОДЫ.....	148
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	150
Приложение А. Измерительные устройства и приборы	164
Приложение Б. Моделирование в программном комплексе MATHCAD.....	167
Приложение В. Режимы обработки.....	169
Приложение Г. Патенты на изобретения.....	172
Приложение Д. Акты внедрений	177

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Важнейшей задачей машиностроительного производства является выпуск конкурентной на мировом рынке продукции. К машинам, которые выпускают заводы тяжелого машиностроения, предъявляются высокие требования, а это в свою очередь ставит проблемные задачи в области механической обработки крупногабаритных деталей машин. Анализ обработки резанием деталей прокатного, горнорудного, энергетического оборудования показывает, что эффективная обработка крупногабаритных отверстий в деталях типа втулок и цилиндров является важной задачей. Заготовками для таких деталей являются поковки цельные и с прошитым отверстием, отливки стальные и чугунные, которые изготавливаются с большими припусками под механическую обработку. Процесс обработки отверстий на токарных станках расточными резцами осложняется тем, что возникают неблагоприятные условия резания, связанные с большими вылетами инструмента, что ведет к потере виброустойчивости режущего инструмента. Вышеуказанные проблемы обработки отверстий большого диаметра и длины приводят к значительному снижению параметров точности и качества обрабатываемых поверхностей, а также к снижению износостойкости инструмента и производительности труда. На основании изложенного актуальной является научно-техническая задача, которую можно решить путем разработки специальной инструментальной системы для растачивания отверстий на токарно-винторезных станках.

Связь работы с научными программами кафедры. Выполнение работы осуществлялось в рамках научно-исследовательских тем ДК 08-04 «Усовершенствование технологической среды для автоматизированного производства продукции тяжелого машиностроения» (№ 0105U002445), ДК 01-2014 «Повышение надежности и производительности

компьютеризированных мехатронных станочно-инструментальных систем тяжелого машиностроения» (№ 0114U002757), Д-01-2015 «Повышение эффективности процессов механообработки на основе многокритериальной оптимизации параметров технологических систем тяжелого машиностроения» (№ 0115U003122) кафедры «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии.

Цель и задачи исследований. Целью работы является повышение эффективности обработки отверстий в деталях типа цилиндров и втулок на токарных станках путем разработки виброустойчивой инструментальной системы, применение которой обеспечивает повышение производительности, точности, качества обработки при снижении ее себестоимости.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ условий эксплуатации расточных резцов при обработке отверстий на токарных станках для выявления возможностей повышения эффективности растачивания.

2. Разработать методику теоретических и экспериментальных исследований характеристик расточных резцов и инструментальных систем, которые осуществляют процесс обработки на токарных станках.

3. Разработать математическую модель и структурную схему виброустойчивой инструментальной системы с двухопорным креплением державки расточного резца.

4. Предложить конструкцию виброустойчивой инструментальной системы для растачивания отверстий больших диаметров на токарных станках и провести исследование ее характеристик на трехмерных моделях.

5. Провести экспериментальные исследования характеристик расточных резцов и процесса обработки при консольном и двухопорном креплении инструмента.

6. Разработать рекомендации по повышению производительности и качества обработки отверстий больших диаметров при растачивании на токарных станках.

Объект исследования – процесс растачивания отверстий больших диаметров на токарных станках.

Предмет исследования – функциональные связи между параметрами виброустойчивости расточных резцов и параметрами точности, качества и производительности обработки.

Методы исследований. Теоретические исследования выполнены на основе фундаментальных положений математики, сопротивления материалов, динамики, теории резания, проектирования станков и инструментов. В работе применялось аналитическое и трехмерное моделирование, метод конечных элементов, реализованный в компьютерных системах проектирования и инженерного анализа. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и производственных условиях. Обработка экспериментальных данных осуществлялась с помощью современных методов математической статистики.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель колебаний расточного резца, которая позволяет впервые прогнозировать влияние параметров жесткости инструментальной системы с дополнительной подвижной опорой резца на амплитудные характеристики вибраций в процессе растачивания.

2. Впервые разработана инструментальная система для растачивания на токарных станках, которая обеспечивает повышение виброустойчивости процесса резания за счет двухопорного закрепления инструмента.

3. Разработана трехмерная модель инструментальной системы, которая позволяет оценить влияние упругих деформаций на динамические характеристики инструмента при растачивании.

4. Установлено влияние применения разработанной инструментальной системы для растачивания на повышение точности, качества

и производительности обработки отверстий больших диаметров на токарных станках.

Практическое значение полученных результатов

1. Разработана комплексная методика математического и трехмерного моделирования расточных резцов и инструментальных систем, которая может использоваться при проектировании инструментов на машиностроительных и инструментальных предприятиях.

2. Предложен способ растачивания отверстий больших диаметров на токарных станках с двухопорным закреплением расточного резца.

3. Создана инструментальная система для растачивания, которая обеспечивает повышение эффективности процесса растачивания на токарных станках за счет дополнительной подвижной опоры державки расточного резца.

4. Разработанная инструментальная система для растачивания на токарных станках внедрена на ООО «НИИПТмаш – опытный завод» и ПАО «Новокраматорский машиностроительный завод» с ожидаемым экономическим эффектом 11 000 грн в год.

5. Методика математического и трехмерного моделирования инструментальных систем внедрена в учебный процесс кафедры «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» ДГМА (г. Краматорск).

Личный вклад соискателя. Автору принадлежат основные положения научной новизны. Теоретические и экспериментальные исследования, которые вошли в диссертацию, выполнены автором самостоятельно. Научный руководитель участвовал в формировании постановки задач и определении возможности их решения.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на научно-технических конференциях: «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (Краматорск, 2006 г., 2013–2015 гг.), Международной научно-практической интернет-конференции «Интеллектуальный потенциал

XXI века» (2015 г.); Международной научно-технической конференции молодых ученых и студентов «Актуальні задачі сучасних технологій» (г. Тернополь, 2015 г), 9th International Conference «Interdisciplinarity in Engineering» (Tirgu – Mures, Romania, 2015).

Публикации. По результатам проведенных исследований опубликовано 14 научных работ, 1 статья, индексируемая в международных наукометрических базах данных, 4 статьи в специализированных изданиях, входящих в перечень ВАК, 1 статья и 6 тезисов в сборниках материалов научно-технических конференций и 2 патента Украины на полезные модели.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, шести разделов, выводов, перечня использованных источников из 135 наименований на 14 страницах, пяти приложений на 17 страницах. Основной текст изложен на 149 страницах, содержит 91 рисунок и 6 таблиц. Общий объем работы составляет 180 страниц.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РАСТОЧНЫХ РЕЗЦОВ

1.1 Особенности процесса растачивания на токарных станках

Повышение эффективности процесса обработки на токарных станках сводится к оптимизации решения задач, которые позволяют увеличить производительность и снизить себестоимость обработки, повысить точность геометрических параметров и качество обрабатываемых поверхностей. Существующие инструментальные системы, которые используются при растачивании отверстий большого диаметра в деталях типа втулок и цилиндров, не позволяют вести обработку на токарных станках при оптимальных режимах обработки. Одной из главных особенностей процесса растачивания является обработка расточным резцом с большим вылетом державки из резцедержателя, что является причиной его большой податливости под действием сил резания. Основной причиной низкой виброустойчивости процесса растачивания следует считать низкую жесткость инструментальной системы, так как жесткость шпиндельного узла и суппорта достаточно высока. При токарной обработке всегда рекомендуется использовать инструмент с минимально возможным вылетом из резцедержателя и максимальным сечением державки для увеличения жесткости. Однако при растачивании вылет обусловлен прежде всего глубиной обрабатываемого отверстия, а увеличение сечения державки ограничено параметрами резцедержателя используемого станка. Следствием указанных особенностей является низкая жесткость инструмента и недостаточная виброустойчивость процесса растачивания, что снижает параметры точности и качества поверхности обрабатываемых отверстий.

При растачивании на токарных станках появляются погрешности формы обрабатываемых отверстий, возникающие вследствие деформаций системы и ее элементов. Погрешности механической обработки возникают в результате деформации элементов технологической системы. Общую податливость технологической системы при растачивании можно определить, суммируя смещение инструмента, вызванное действием сил резания на него как на жестко закрепленную консольную балку и смещения, которые возникают в шпиндельном узле и суппорте [44, 48].

Для определения устойчивости динамической системы следует рассматривать влияние переменных во времени сил резания на динамические деформации технологической системы «станок – приспособление – инструмент – деталь». При растачивании отверстий в деталях достаточно большого диаметра, заготовками для которых являются поковки с прошитым отверстием или отливки с большой неравномерностью припусков, возникает переменность величины и точки приложения силы резания. Переменные во времени деформации зачастую невозможно компенсировать соответствующей размерной наладкой или подналадкой.

В работах [4, 20, 75, 93] приведены исследования влияния жесткости технологической системы «станок – приспособление – инструмент – деталь» на виброустойчивость процесса резания, проанализированы проблемы, возникающие при работе инструментов с большим вылетом, связанные с дисбалансом и упругими деформациями.

Помимо жесткости технологической системы, непосредственное влияние на интенсивность колебаний при растачивании оказывают режимы обработки [4, 44]. При точении и растачивании при постоянных условиях и режимах обработки наблюдаются значительные по величине периодические и случайные изменения составляющих силы резания. Установлено, что диапазон этих отклонений составляет 20–30 % от средних значений составляющих силы резания [26].

При повышенном износе инструмента эти величины возрастают в 1,2–1,4 раза. Значительные изменения силы резания обуславливают увеличение волнистости и шероховатости обрабатываемой поверхности, понижают стойкость режущего инструмента.

При обработке расточными резцами в процессе резания участвует только одно лезвие и поэтому возникающие упругие перемещения инструмента не приводят к превышению диаметра отверстия. В этом состоит принципиальное отличие в формировании погрешности по сравнению с обработкой мерными инструментами [86].

В существующих исследованиях уделено недостаточно внимания анализу динамических характеристик процесса растачивания на токарных станках и их влиянию на эффективность обработки отверстий. Анализ литературных источников показал, что существует необходимость дополнительных исследований влияния колебаний, возникающих в процессе обработки растачиванием на качество обработанной поверхности, точность изготавливаемых деталей и износ инструмента. На основании исследования условий эксплуатации расточных резцов для токарных станков можно заключить, что для эффективной обработки растачиванием требуются усовершенствования, прежде всего, в подсистеме инструмента.

1.2 Существующие представления о природе вибраций при обработке металлов резанием

Одними из первых теоретических исследований динамических процессов при резании металлов являются работы Тейлора и Штейнберга, которые были связаны с изучением вынужденных колебаний системы «станок – инструмент – приспособление – деталь» под действием периодически изменяющейся силы резания. Н. А. Дроздов был одним из тех,

кто впервые обратил внимание на автоколебательный характер вибраций, возникающих в процессе резания. А. И. Каширин разработал теорию, согласно которой причиной автоколебаний является падающая зависимость «сила – скорость». В основу этой теории была положена статическая характеристика резания, выражающая зависимость установившейся силы резания от скорости резания. Зависимость составляющих силы резания от изменяющейся во времени толщины среза в условиях автоколебаний была экспериментально установлена А. П. Соколовским, который объясняет неоднозначность зависимости «сила – толщина среза» тем, что при врезании резец снимает нетронутые слои металла, а при отталкивании – уже наклёпанные слои металла, что вызывает мгновенное увеличение силы резания. Теоретические положения А. П. Соколовского нашли свое подтверждение в экспериментальных исследованиях И. С. Амосова [14, 24, 45].

Явление запаздывания силы резания по отношению к перемещению резца по нормали к обрабатываемой поверхности и запаздывания силы трения по отношению к силе резания положено в основу теории автоколебаний, которую разработал М. Е. Эльясберг. Причиной автоколебаний М. Е. Эльясберг называет сам механизм стружкообразования, в основе которого, по мнению автора, лежит явление образования опережающей трещины, возникающей при воздействии на обрабатываемый металл лезвия режущей кромки инструмента. В качестве экспериментального подтверждения этой теории в работе [119] приведены результаты исследования процесса стружкообразования. Однако исследования сливных стружек, выполненные Н. Н. Зоревым, Т. Н. Лоладзе и другими исследователями, показали, что явление опережающей трещины при образовании сливной стружки не наблюдается [52, 82].

Н. И. Ташлицким было выполнено экспериментальное исследование изменений радиальной и тангенциальной составляющих сил резания при изменяющейся ширине контакта стружки с передней поверхностью

резца в процессе точения эксцентричных заготовок из стали 40Х. Было установлено, что при резании с возрастающей толщиной среза силы резания будут обычно меньше, а при резании с уменьшающейся толщиной среза – больше, чем должно быть, если бы срезаемая в каждый определенный момент времени толщина среза была постоянной [105].

В работе В. А. Кудинова [48] технологическая система «станок – приспособление – инструмент – деталь» представлена как замкнутая динамическая система с наличием координатной связи. В. А. Кудиновым было введено понятие эквивалентной упругой системы станка, связанной с процессом резания.

Исследования особенностей динамической характеристики процесса резания доказывают, что обработка как правило, сопровождается наличием автоколебаний. Исследования причин возникновения автоколебаний в процессе резания представлены в работах многих авторов.

По мнению большинства исследователей, первичные воздействия выводят из равновесия упругую технологическую систему и приводят к изменению толщины среза. Наличие отставания изменения силы резания от изменения сечения толщины среза приводит к незатухающим автоколебаниям. При этом возникающие вибрационные следы от предыдущих оборотов детали или инструмента добавляют дополнительную энергию в колебательную систему.

1.3 Влияние колебаний на точность обработки, шероховатость обработанной поверхности и стойкость инструмента

Качество механизмов и машин определяется качеством входящих в них деталей. В свою очередь качество деталей зависит от геометрических отклонений различных поверхностей, поэтому возникает проблема

нахождения методов их уменьшения. Исследования, связанные с изучением колебаний, возникающих в процессе резания и их влиянием на стойкость и прочность инструмента, качество обработанной поверхности и точность, обработки, являются актуальной задачей. Геометрия реальной поверхности любой детали, даже тщательно обработанной, в значительной мере отличается от идеальной, на ней имеются макро- и микронеровности различной величины. Известно, что профиль детали в продольном направлении представляет собой сложное сочетание конических поверхностей с наложением на них седлообразных, бочкообразных, волнистых поверхностей. Первостепенное же значение имеют отклонения формы отверстий в деталях, которые являются ответственными в сборке, например детали с отверстиями для установки подшипников качения или скольжения. В производстве большое значение придают геометрическим отклонениям формы отверстий в деталях, в частности отклонению от круглости. Эти отклонения непосредственно сказываются на качестве соединений, имеющих цилиндрические поверхности. Анализ и исследованию факторов, оказывающих влияние на отклонение формы отверстий при растачивании, и методов их уменьшения посвящены работы многих авторов [44, 54, 60, 90, 106, 112]. Геометрические отклонения в поперечных и продольных сечениях всегда формируются из-за несовершенства процесса механообработки. Отклонения реальной поверхности от идеальной при определенных условиях могут быть малы, однако, если отклонения больше допустимых, необходимо принимать меры к тому, чтобы технологическая система обеспечивала бы достаточную точность обработки.

Существует достаточно большое количество факторов, которые влияют на качество обработанной поверхности отверстия. Эти факторы относятся ко всем звеньям технологической системы и связаны между собой тем, что являются следствием жесткостных упругих отжатий звеньев системы. Силы резания вызывают упругие деформации элементов

технологической системы «станок – приспособление – инструмент – деталь», а колебания сил резания приводят к постоянному изменению этих отжатий [110]. В ходе технологической операции растачивания доминирующими являются упругие перемещения и колебания режущего инструмента относительно заготовки, что и приводит к постоянному изменению толщины среза. Отжим инструмента от детали в процессе обработки обуславливает погрешности обработки, при этом их величины вызывают отклонение от идеальной траектории режущей кромки инструмента, что влияет на форму обрабатываемых деталей. Величины ошибок обработки в значительной степени зависят от пространственной жесткости упругой технологической системы, в частности от эллипсоидов жесткости подсистемы инструмента и детали [102, 116].

В работе Ю. П. Холмогорцева [112] отмечается, что точность обработки отверстий в значительной степени определяется поперечной жесткостью и связанными с нею поперечными смещениями инструмента в процессе работы. Наиболее существенное влияние на поперечное смещение оказывают силовые факторы, действующие в плоскости, перпендикулярной оси инструмента, и в первую очередь неуравновешенная радиальная сила P_y , а влиянием осевой составляющей силы резания P_x и крутящего момента M_k можно пренебречь.

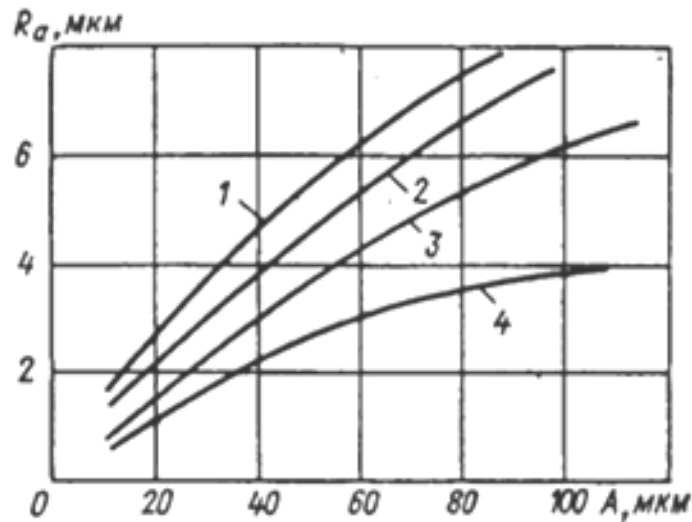
Обработка заготовок на станках токарной группы характеризуется периодическим смещением инструмента относительно детали, при этом на обработанной поверхности образуется шероховатость, которая представляет собой геометрический след инструмента. Наибольший интерес при токарной обработке представляют поперечные колебания заготовки и режущего инструмента относительно друг друга в точке приложения силы резания. Причем доминирующей системой может быть как заготовка, например, при обтачивании нежестких валов, так и инструмент при выполнении операции растачивания. Наиболее значимыми являются

колебания задающей системы с низшей (основной) частотой первой гармоники [1].

Профиль геометрического следа зависит от геометрии инструмента, режимов резания, относительных колебаний заготовки и лезвия инструмента и упругопластической деформации в зоне резания. В зависимости от соотношения указанных факторов и их случайных отклонений окончательно формируется микропрофиль шероховатости поверхности. В современных условиях рыночной экономики требования к качеству и надежности выпускаемой продукции становятся определяющими. Качество обработанной поверхности определяет многие эксплуатационные свойства деталей, узлов, машин, приборов и аппаратов. Одной из важнейших характеристик качества обработанной поверхности является ее шероховатость. Параметры микронеровностей поверхности зависят от множества факторов и оказывают значительное влияние на эксплуатационные свойства деталей [97].

С увеличением амплитуд автоколебаний пропорционально ухудшаются параметры шероховатости, растет высота волнистости обработанной поверхности. В работе [27] И. Г. Жаркова для выяснения зависимости шероховатости обработанной поверхности от интенсивности автоколебаний приведены результаты экспериментальных исследований процесса точения (рис. 1.1). Отмечается, что обработка проводилась в условиях, когда доминирующей колебательной системой являлась система инструмента. Амплитуда колебаний изменялась в зависимости от изменяемых параметров жесткости инструмента. Во всех опытах наблюдается общая тенденция увеличения шероховатости при повышении амплитуд колебаний.

По результатам многочисленных экспериментальных исследований И. Г. Жарковым были получены эмпирические зависимости величины шероховатости от элементов режима резания, геометрии инструмента и амплитуды колебаний при точении.



1 – стали 08X15H5Д2Т; 2 – стали 12X18H9Т; 3 – титанового сплава ВТ9;
 1–3 – при частоте колебаний 140–190 Гц; 4 – стали 08X15H5Д2Т при частоте колебаний 500–600 Гц

Рисунок 1.1 – Графики зависимости шероховатости от амплитуды автоколебаний при точении

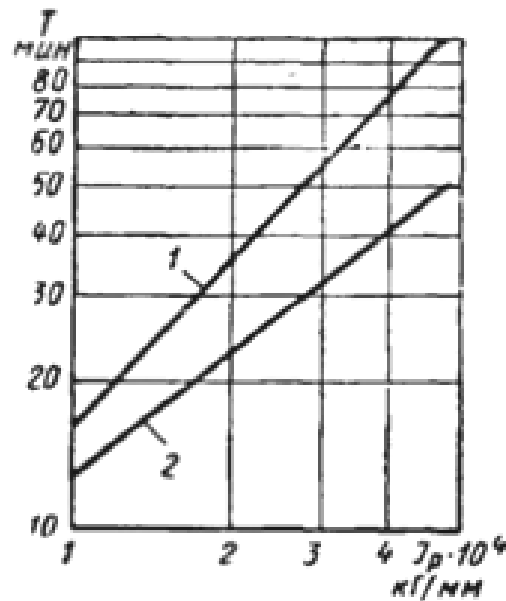
Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что воздействие вибраций оказывает существенное влияние на шероховатость и точность обрабатываемых отверстий.

Основной причиной снижения периода стойкости инструмента при колебаниях является изменение сил, действующих на режущую кромку. Процесс резания металлов при любых условиях обработки сопровождается наличием колебаний, и периодически повторяющиеся силовые нагрузки существенно снижают период стойкости режущих инструментов [15, 121].

Изменение условий обработки меняет лишь характер спектра колебаний технологической системы и уровень ее отдельных частотных составляющих. Изучению колебаний при резании металлов и их влиянию на стойкость режущего инструмента посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ, выполненных А. И. Кашириным, В. А. Остафьевым, А. Д. Макаровым, В. А. Кудиновым, Г. С. Лазаревым,

И. Г. Жарковым, Б. П. Барминым, В. Н. Подураевым, Ю. Н. Внуковым, В.А. Залогой, А.Д. Шустиковым, Т. Н. Лоладзе и др.

В работе [4] приведены зависимости жесткости резца от вылета и зависимости периода стойкости от жесткости при точении для определенных условий обработки (рис. 1.2).



1 – сталь 30ХГСА; 2 – сталь 22ХН11В2Г

Рисунок 1.2 – Графики зависимости среднего периода стойкости от жесткости резца:

В работе [12] было установлено, что увеличение отношения вылета резца к высоте его державки приводит к увеличению переменной составляющей силы резания, что сопровождается увеличением износа h_3 по задней поверхности инструмента. Резкое снижение периода стойкости инструмента наблюдается при увеличении амплитуд колебаний в области низких частот.

В. А. Остафьев в работе [76] рассматривает прочность инструментального материала в условиях сложного напряженного состояния, возникающего при нагружении инструмента силами резания, применяя метод конечных элементов. Им установлено, что увеличение амплитуды и частоты колебаний

при прочих равных условиях сокращает время до разрушения режущей части. При этом отмечается, что частота и амплитуда колебаний определяется жесткостными характеристиками инструмента.

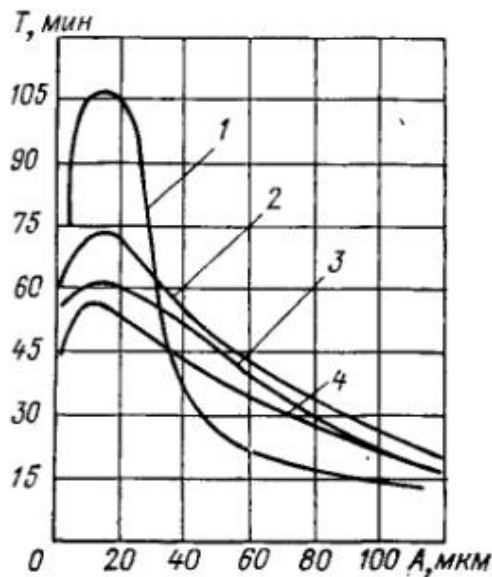
Ряд исследований качества и надежности режущих инструментов выполнен в Краматорском индустриальном институте под руководством Г. Л. Хаета. Результаты этих исследований наиболее полно представлены в работе [111]. Г. Л. Хает приводит уравнение, связывающее период стойкости инструмента до разрушения с механическими свойствами инструментального материала и характеристикой циклического нагружения режущей кромки при колебаниях, экспериментальная проверка которого была выполнена при работе отрезными резцами с различной жесткостью и вылетом. Установлено, что амплитуда колебаний оказывает на стойкость большее влияние, чем частота, а также то, что колебания низкой частоты способствуют разрушению режущей части резцов.

В работе И. Г. Жаркова [27] экспериментально установлено, что низкочастотные колебания с амплитудой до 25 мкм оказывают незначительное влияние на износ твердосплавного инструмента. При увеличении амплитуды колебаний до 35 мкм наблюдается заметное увеличение линейного относительного износа.

И. Г. Жарков отмечает, что наибольшая величина периода стойкости токарных резцов достигается при амплитуде колебаний от 8 до 20 мкм, частоте автоколебаний 150–1000 Гц. Такой уровень автоколебаний улучшает обрабатываемость и способствует повышению стойкости инструмента. В работе [27] приведены графики зависимости величины среднего периода стойкости токарных резцов от амплитуд автоколебаний при точении труднообрабатываемых материалов (рис. 1.3). Повышение амплитуд выше этих значений приводит к резкому снижению среднего периода стойкости.

Для каждого значения частоты колебаний существует определенное значение критической амплитуды, превышение которого приводит к резкому увеличению удельного износа данного режущего инструмента, причем

колебания в тангенциальном направлении в большей степени влияют на износ инструмента, чем колебания в радиальном направлении.



- 1 – проходной резец ВК8, обрабатываемый материал 08Х15Н5Д2Т;
 2 – проходной резец ВК8, обрабатываемый материал 12Х18Н9Т;
 3 – проходной резец ВК8, обрабатываемый материал ВТ9; 4 – проходной резец ВК60М, обрабатываемый материал 08Х15Н5Д2Т

Рисунок 1.3 – Графики зависимости стойкости инструмента от амплитуды автоколебаний при точении

Основные зависимости, полученные при точении проходными резцами, практически сохраняют свой вид и в условиях растачивания. Для процесса растачивания близость отдельных частот технологической системы может иметь большую значимость, чем для процесса точения, особенно при работе с большим вылетом расточного резца.

В работе [39] отмечается, что с увеличением динамической нагрузки на инструмент увеличивается коэффициент вариации стойкости, что приводит к расширению диапазона его рассеяния.

А. Д. Шустиковым предложена стойкостная модель, которая характеризует влияние эквивалентной упругой системы при обработке

резанием на стойкость инструмента. Доказано, что стойкость инструмента при колебаниях зависит от действующих переменных нагрузок, коэффициента трения и от закона изменения этих параметров. Зависимость стойкости инструмента от динамического состояния технологической системы может иметь экстремальный характер в зависимости от параметров колебаний [118].

В работе А. Д. Макарова [54] исследовалось влияние жесткости расточного резца на величину его размерного износа. Были проведены эксперименты по определению оптимального износа и оптимальных скоростей резания при различной жесткости расточных резцов, которая менялась при изменении вылета инструмента. Анализируя полученные зависимости, приведенные на рис. 1.4, можно сделать вывод о том, что лучшие показатели по износостойкости при больших скоростях резания имеют резцы с большей жесткостью.

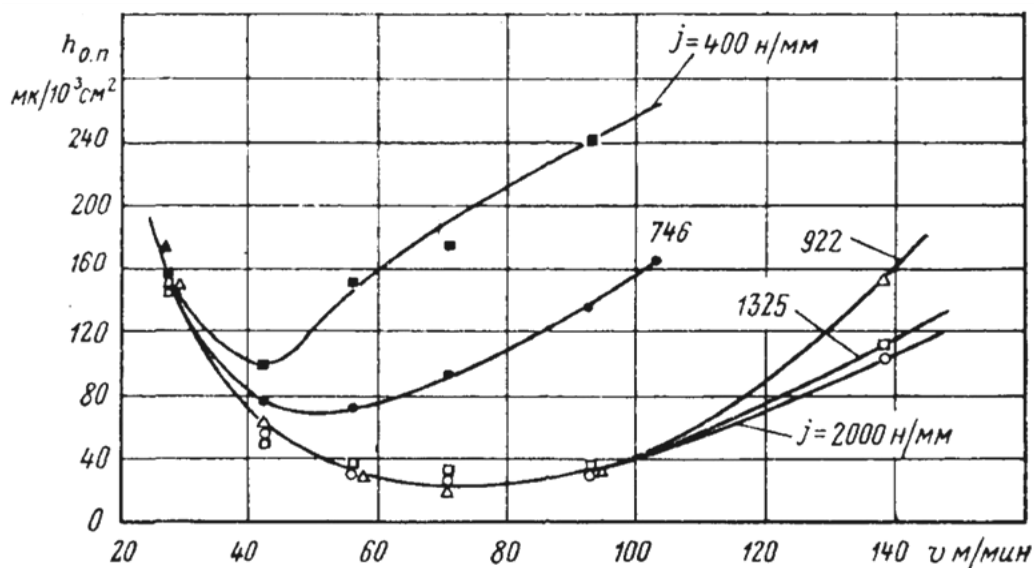


Рисунок 1.4 – Графики влияния скорости резания на износ режущей кромки при различной жесткости расточного резца с материалом режущей части ВК6 при обработке стали 1Х18Н9Т при $t = 0,3 \text{ мм}$ и $s = 0,06 \text{ мм}/\text{об}$

На основании анализа литературных источников можно утверждать, что для решения задачи повышения эффективности процесса растачивания

на токарных станках требуются исследования, касающиеся влияния динамических характеристик инструмента на параметры производительности, качества, точности обработки и износостойкости инструмента.

1.4 Способы снижения вибраций режущего инструмента при растачивании

Повышению виброустойчивости элементов технологической системы способствует создание более жестких узлов станка, приспособлений и инструментов. Режущий инструмент для операции растачивания должен обеспечивать высокие и стабильные режущие характеристики; благоприятное формирование и отвод стружки; достижение заданных показателей точности и шероховатости обработки; универсальность применения для типовых обрабатываемых поверхностей различных деталей на разных моделях станков; быстросменность при износе или переналадке на другую обрабатываемую деталь. Сборный инструмент с механическим креплением режущих пластин в наиболее полной мере отвечает этим требованиям.

А. Я. Малкин разработал систему показателей качества режущего инструмента [56], в которую входят показатели динамического качества режущего инструмента, влияющие на динамику процессов в технологической системе, стойкость режущего инструмента и производительность обработки. Основными параметрами динамического качества инструмента являются частоты собственных колебаний, жесткость, коэффициент демпфирования, способность инструментального материала выдерживать циклические напряжения при действии переменной составляющей силы резания.

Стабильность работы сборного инструмента зависит от всех его составных частей, в том числе и державки как наибольшей его части. В связи

с тем, что при растачивании инструмент производит обработку с большим вылетом державки из резцедержателя, задача повышения виброустойчивости инструмента является особенно актуальной [11].

Для уменьшения отклонения вершины резца от положения статического равновесия прежде всего следует увеличить жесткость путем увеличения размеров поперечного сечения державки и уменьшения ее вылета из резцедержателя, однако максимальные размеры сечения державки ограничены конструктивными параметрами резцедержателя станка, а вылет при внутренней обработке определяется конструктивными параметрами детали.

Одним из путей повышения виброустойчивости режущего инструмента является оптимальная ориентация осей жесткости технологической системы для компенсации упругих перемещений инструмента под действием переменных сил резания [47, 71, 117].

Для растачивания отверстий токарь-изобретатель В. К. Семинский разработал конструкцию расточного резца, оснащенного пластинкой из твердого сплава (рис. 1.5). Стержень резца имеет квадратное сечение по всей длине, рабочая часть резца повернута путем скручивания при изготовлении на угол 45° относительно опорной части. Такой резец отличается благоприятной ориентацией осей жесткости по сравнению с обычным расточным резцом, что обеспечивает большее сопротивление силам резания. При работе таким резцом уменьшается уровень вибраций при значительном вылете державки резца.

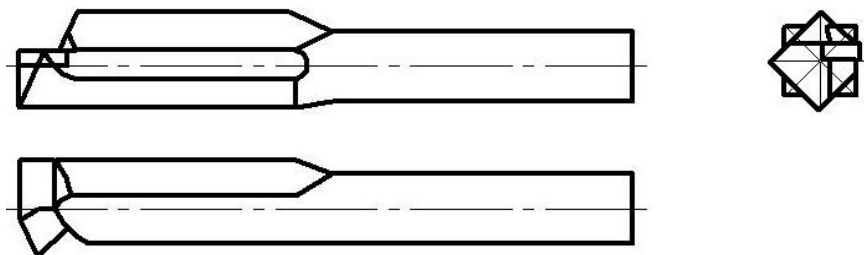


Рисунок 1.5 – Скрученный расточный резец конструкции В. К. Семинского

Также возможно применение нескрученного резца В. К. Семинского, установленного под углом 45° в специальных призмах, закрепленных в резцедержателе (рис. 1.6), причем вылет резца регулируют выдвижением из призм. Ребра державки обеспечивают жесткость при действии изгибающих сил.

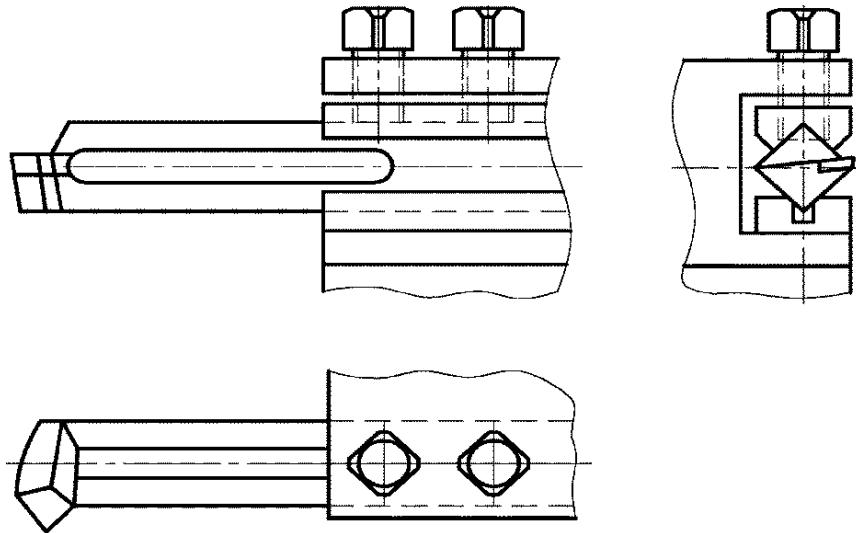


Рисунок 1.6 – Нескрученный расточный резец конструкции В. К. Семинского, установленный с помощью приспособления в резцедержателе

Снижение интенсивности колебаний технологической системы при растачивании происходит также при использовании виброустойчивых резцов с применением виброгасящей фаски и с лункой на передней поверхности. Токарь-изобретатель К. В. Лакур предложил конструкцию расточного резца с главной режущей кромкой, расположенной на уровне нейтральной оси державки [4].

Фирма Mitsubishi разработала при помощи методов компьютерного моделирования специальное сечение державок Dimple bar расточных резцов [68] для повышения жесткостных параметров (рис. 1.7).

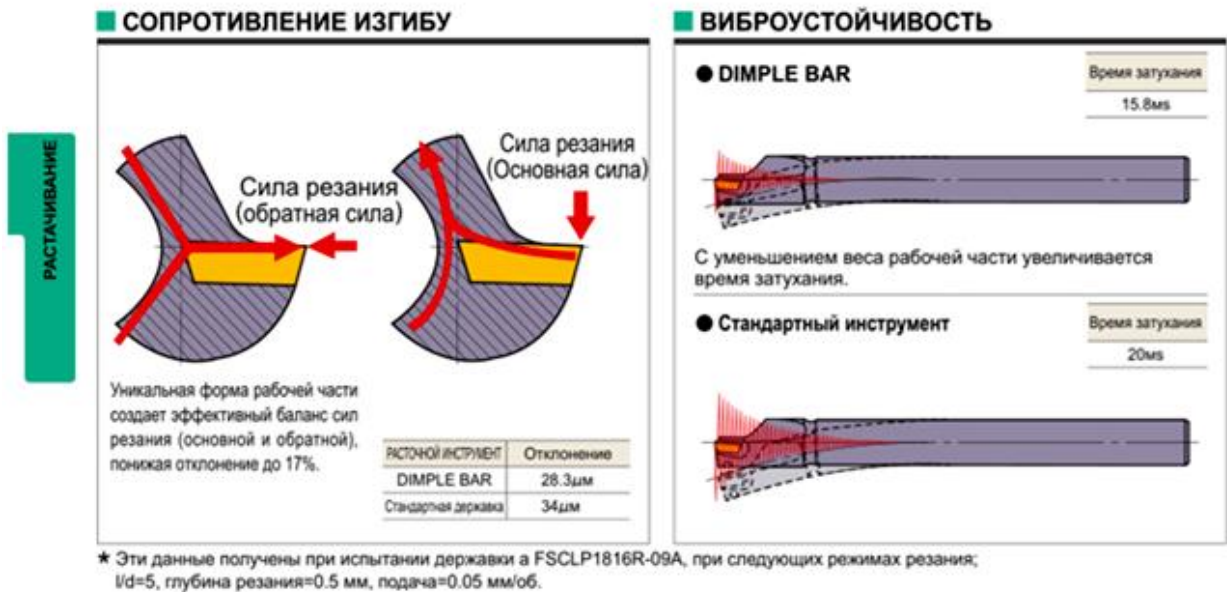


Рисунок 1.7 – Форма сечения державки, характеристики и результаты повышения жесткости и виброустойчивости при растачивании

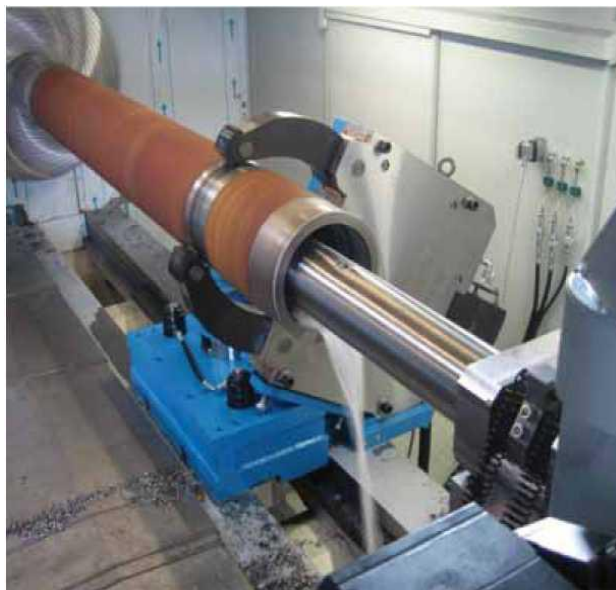
Для уменьшения вибраций применяют пружинные резцы с регулируемой жесткостью, резцы с тарельчатыми пружинами с расположением пружин в вертикальной и горизонтальной плоскостях для гашения низкочастотных вибраций, резцы с державкой, оснащенной двумя режущими головками с разными углами наклона режущих кромок для уменьшения колебаний силы резания [44].

Известна конструкция резца, в державке которого выполнена полость и размещен стержень с резьбой для создания предварительного натяжения. Это позволяет регулировать жесткостные характеристики при помощи размещенной в державке инертной массы путем создания предварительного напряжения сжатия или растяжения. В результате этого частично компенсируются напряжения, которые вызываются силами резания, что дает возможность уменьшить деформацию державки [85].

Динамические характеристики процесса резания можно изменять, используя различные устройства для снижения амплитуды колебаний. Эти устройства позволяют снизить амплитуды смещений в технологической

системе. По принципу действия они могут быть разделены на устройства, увеличивающие демпфирование в основной системе, и устройства, создающие усилия, противоположно направленные возмущающим силам или основанные на комбинации этих двух методов. Устройства могут быть реализованы в двух вариантах: пассивном, то есть без дополнительного источника энергии, и активном – с собственным источником энергии. По объекту применения различают устройства для снижения колебаний детали, инструмента или узлов станка.

Американская компания KENNAMETAL разработала для расточных работ устройства люнетного типа, которые обеспечивают повышение жесткости как самой детали (рис. 1.8, а), так и расточного инструмента (рис.1.8 б).



а)



б)

Рисунок 1.8 – Оборудование компании KENNAMETAL для растачивания

Как уже было отмечено, при растачивании отверстий одной из главных причин, вызывающих вибрации, является низкая жесткость консольного инструмента.

Для консольного растачивания отверстий М. А. Ларионовым было разработано устройство, принципиальная схема которого изображена на рис. 1.9.

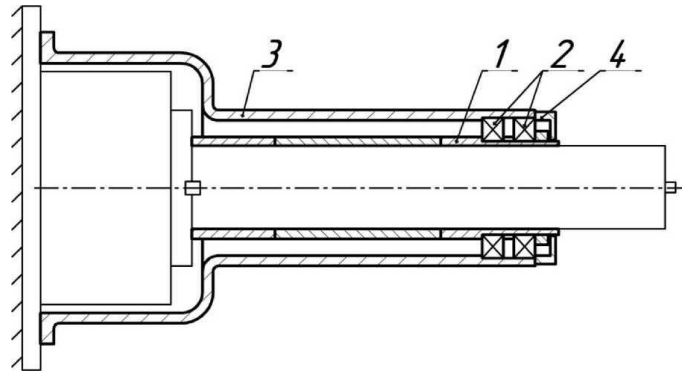


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема устройства для консольного растачивания

В этом устройстве внутренняя втулка 1, состоящая из трех частей, устанавливается в корпусе 3 с подшипниками 2 и крышкой 4. Подшипники создают шпинделю дополнительную подвижную опору, уменьшая его консольную часть. Элементы втулки соединены между собой при помощи специальных зажимов и винтов.

Чтобы обеспечить требуемую точность, можно изменить режим резания: расточку производить за несколько проходов. Однако это значительно снижает производительность труда. Сократить основное технологическое время и повысить производительность обработки можно, применив многорезцовую обработку.

Известна конструкция расточной оправки, которая позволяет растачивать отверстие одновременно двумя резцами за один проход (рис. 1.10) [78]. Оправка состоит из втулки 1 и расположенного внутри нее стержня 2. Первый резец крепится на втулке, второй – на стержне. Между втулкой и стержнем имеется зазор. Прогиб оправки под действием силы резания, действующей на первый резец, не влияет на прогиб стержня 2, так что вибрации трубы и стержня не влияют друг на друга.

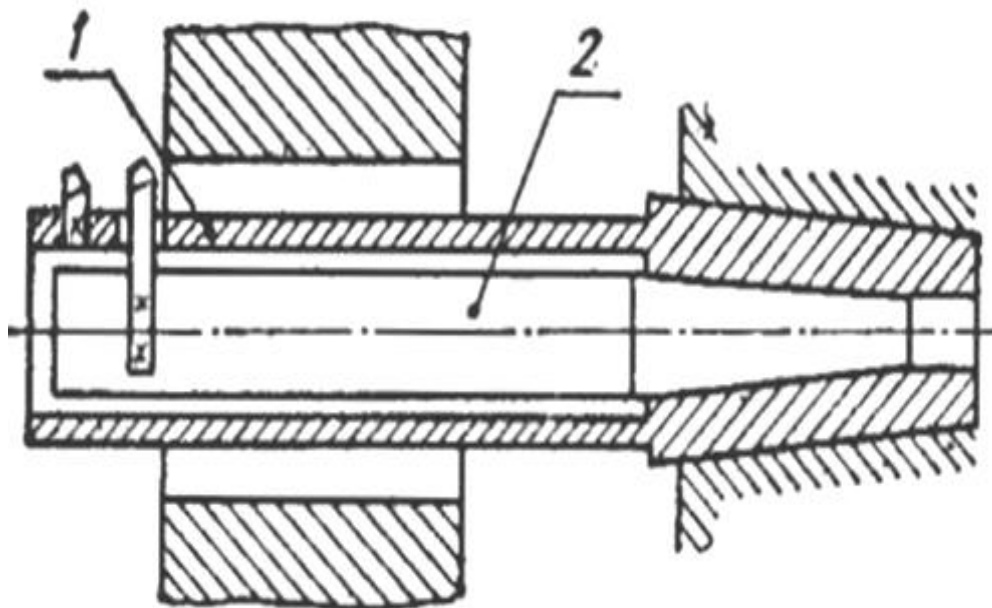


Рисунок 1.10 – Специальная расточная оправка

Снижения уровня колебаний в процессе резания можно достичь за счет применения виброгасителей, которые можно использовать на имеющемся оборудовании при работе на любых режимах резания. Конструкции первых гасителей были разработаны А. П. Соколовским, Д. И. Рыжковым, А.С. Кондратьевым, Л. К. Кучмой. В частности, были сконструированы, изготовлены и испытаны гидравлические виброгасители. Действие гидравлических виброгасителей основано на том, что при протекании жидкости через малое отверстие сопротивление различно при разных скоростях течения жидкости: при небольших скоростях сопротивление мало, при большой скорости протекания жидкости из-за интенсивных вибраций, толчков это сопротивление возрастает.

Гидравлический виброгаситель принципиально отличается от люнета, так как он гасит вибрации, не увеличивая жесткость технологической системы «станок – приспособление – инструмент – деталь». Были разработаны конструкции одноплунжерного фрикционного гасителя колебаний, закрепляемого на суппорте токарного станка, двухплунжерного

с гидравлическим приводом и трехплунжерного фрикционного виброгасителя с пневматическим или пневмогидравлическим приводом рабочих головок.

Гидравлические виброгасители имеют сложные конструкции. Для их использования требуется использование сложной гидравлической системы, что вызывает определенные трудности при их внедрении в производство.

Повышения виброустойчивости инструмента можно достичь за счет создания пассивных или активных устройств различных конструкций.

При растачивании отверстий наибольшее распространение получили пассивные устройства для уменьшения амплитуды колебаний инструмента, встраиваемые в расточные оправки. Среди них можно выделить многомассовые демпферы, в которых рассеивание энергии колебаний осуществляется за счет трения и соударения отдельных элементов, и динамические гасители колебаний, принцип действия которых основан на использовании явлений антирезонанса. Мномомассовые демпферы могут применяться для гашения как крутильных, так и изгибных колебаний. Они представляют собой набор инерционных дисков, расположенных в корпусе оправки. При колебании оправки во время резания диски перемещаются в поперечном направлении и, соударяясь со стенками корпуса, рассеивают энергию колебаний. За счет этого меняется амплитудно-частотная характеристика и сглаживаются резонансные пики [71, 80].

На рис. 1.11 показана конструкция расточной борштанги с виброгасителем ударного действия. На конце борштанги в осевое отверстие помещен цилиндрический груз с зазором, который определяют по расчетному значению амплитуды колебаний борштанги. Массу груза m определяют, исходя из массы оправки M и расчета динамических параметров упругой системы.

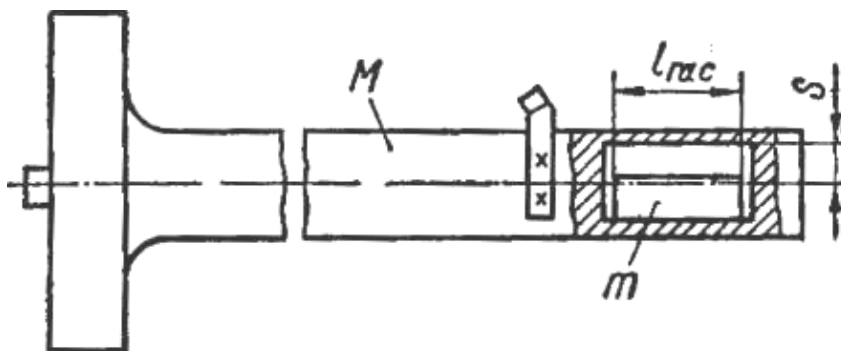


Рисунок 1.11 – Расточная борштанга с ударным гасителем колебаний

Все известные устройства гасителей ударного действия принципиально довольно схожи и представляют собой дополнительную массу в виде цилиндра, кольца, встраиваемых с некоторым зазором в подверженную колебаниям или способную колебаться систему.

Ударные виброгасители по простоте конструкции, надежности работы, удобству в эксплуатации превосходят многие другие известные устройства для гашения вибраций рассеиванием энергии колебаний.

Известен виброгаситель конструкции Д. И. Рыжкова (рис. 1.12).

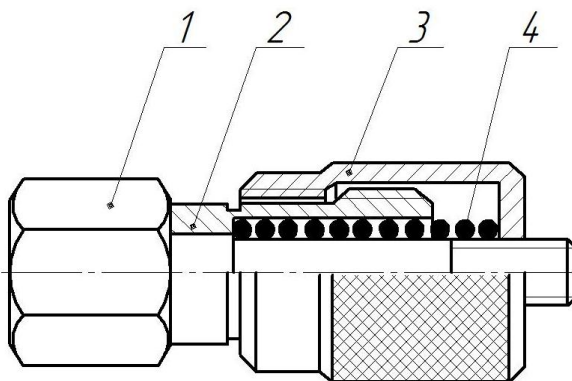


Рисунок 1.12 – Виброгаситель Д. И. Рыжкова

Энергия колебаний резца поглощается виброгасителем, во-первых, соударением корпуса 2 с элементом системы 1 (при незатянута соединении пары 1–2), во-вторых, соударением крышки 3 с корпусом 2. При использовании виброгасителя крышка накручена на корпус, который

соединен резцом с зазором в резьбовом соединении. Зазор обеспечивается сжатием пружины 4. Поскольку крышка колеблется с запаздыванием по фазе, близким по отношению к колеблющемуся элементу системы, виброгашение является достаточно существенным [90].

Виброгаситель способен гасить вибрации как низкой, так и высокой частот.

При точении наружных поверхностей возможна установка такого виброгасителя при помощи накидной скобы, а для обработки внутренних поверхностей виброгаситель устанавливается в резьбовое отверстие резца или оправки (рис. 1.12).

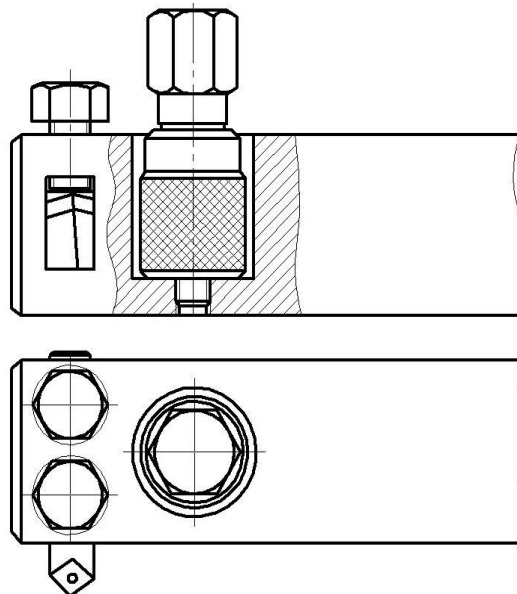


Рисунок 1.13 – Виброгаситель Д. И. Рыжова, установленный в корпусе расточной оправки

Известны конструкции виброгасителей А. С. Кондратьева, в которых в качестве демпфирующего элемента используется резиновая прокладка или пружина. На рис. 1.14 показаны разновидности виброгасителей А. С. Кондратьева, в которых между гайками 1, соединенными штоком 2, расположена пружина 3, у другого между пружиной и гайками помещен груз 4.

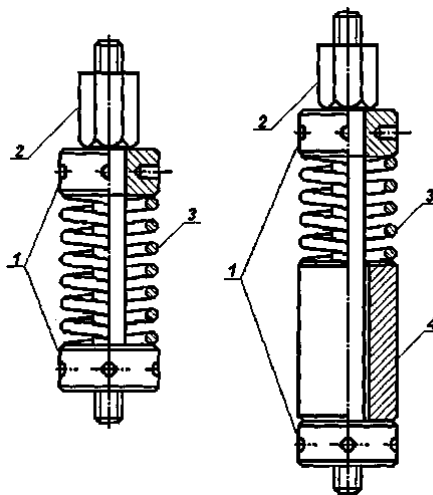


Рисунок 1.14 – Разновидности виброгасителя А. С. Кондратьева

Известен пружинный сборный резец-виброгаситель Б. В Леонтьева, который позволяет регулировать его динамические параметры.

Частоту и амплитуду колебаний вершины резца, которую можно регулировать, создав в державке резца устройство, имеющее перемещаемую инертную массу, передвигаемое дальше или ближе к головке резца. Перераспределение массы, происходящее при этом, позволяет изменять частоту и амплитуду колебания режущей кромки резца [90].

На рис. 1.15. показана расточная оправка 1 с закрепленным резцом 4 со стержневым виброгасителем 2 с регулировкой натяга в резьбовом соединении при помощи пружины 3. Так как виброгаситель не жестко связан с расточной оправкой, он является инертной массой в теле оправки, которая способна гасить вибрации.

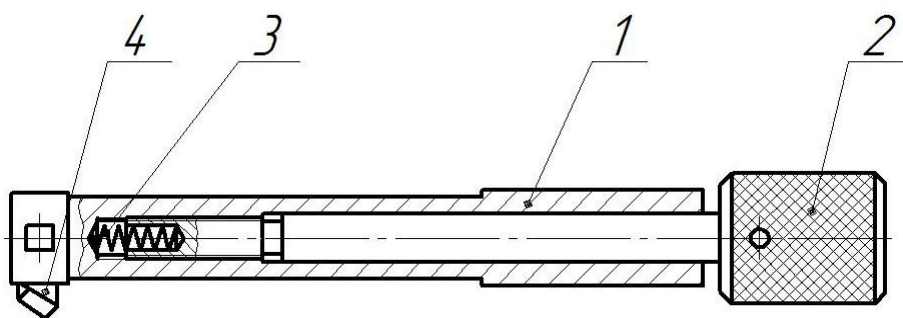


Рисунок 1.15 – Расточная оправка со стержневым виброгасителем

По исследованиям фирмы Sandvik Coromant, при отношении вылета к диаметру сечения резца $L/d < 3$ возможно применение стальных державок, при $L/d = 3-6$ рекомендуется применять твердосплавные державки, которые имеют больший модуль упругости. При увеличении относительного вылета до более высоких значений предлагается использовать специальные антивибрационные оправки [79].

Компания Sandvik Coromant разработала линейку режущих инструментов модульного типа, которые совместимы с антивибрационными оправками Silent Tools, которые гасят вибрации при помощи инертных масс, находящихся в специальной вязкой жидкости (рис. 1.16) [79].



Рисунок 1.16 – Модульный расточной инструмент с антивибрационной оправкой Silent Tools

Перспективным является использование при изготовлении державок резцов из материалов с высокими диссипативными свойствами. Добиться весьма значительного эффекта позволяет комбинирование материалов, обладающих высокой демпфирующей способностью, с мероприятиями, направленными на увеличение жесткости технологической системы.

Результаты исследований показали эффективность использования опытных инструментов с державками из полимербетона на операциях

чистой и получистой обработки металлов. При этом было обнаружено значительное (в 1,2–1,3 раза) снижение волнистости и шероховатости обработанной поверхности по сравнению с обработкой традиционными резцами при прочих равных условиях. Этот эффект объясняется высокими демпфирующими свойствами полимербетонов, обуславливающими эффективное гашение вибрации в зоне резания в процессе обработки [8, 12, 84].

Применение композиционных материалов для изготовления державок режущих инструментов является перспективным для решения проблемы повышения демпфирующих характеристик резцов. Проектирование подобных инструментов требует системного подхода к выбору их конструкции на основе изучения их динамических и физико-механических характеристик.

Использование державок, которые сочетают в себе композиционные материалы и традиционно применяемые металлы, дает возможность уменьшить массу инструмента, получая при этом хорошие демпфирующие характеристики. Однако применение композиционных материалов для производства инструментов, работающих с большим вылетом, затруднено в силу их недостаточной жесткости.

Гашение вибраций также возможно при помощи применения систем автоматического управления процессом резания. В работе [53] предложена система автоматического управления с адаптивной кинематической связью, которая основана на применении датчиков, измеряющих относительное смещение инструмента и заготовки в поперечном сечении. При разработке систем автоматического управления для снижения уровня вибраций возникают трудности, обусловленные необходимостью создания исполнительных механизмов, позволяющих осуществить малые перемещения с высокой точностью и быстродействием. В работе [21] описана система компенсации упругих смещений вершины резца в процессе обработки. В качестве привода исполнительного устройства в ней

использован пьезоэлектрический электромеханический преобразователь. Кроме систем автоматического регулирования, где измерение смещения вершины резца и компенсация этого смещения производятся в процессе обработки, существуют системы с контролем траектории движения вершины резца. В такой системе распределение припуска по сечению отверстия заготовки перед обработкой измеряется и записывается в блок памяти, а при обработке искажение траектории движения инструмента формируется с учетом характеристик процесса резания и технологической системы «станок – приспособление – инструмент – деталь». Приемлемая для промышленного использования система автоматического управления должна быть автономной и устанавливаться на станке без его модернизации, иметь относительно простую конструкцию и высокую эффективность. Все это приводит ко многим ограничениям для применения систем автоматизированного управления в производственных условиях [41].

Обзор данных показал, что в большинстве случаев используются два основных направления исследований по снижению уровня вибраций при обработке растачиванием: повышение жесткости звеньев, входящих в технологическую систему, и увеличение демпфирующих характеристик элементов системы. При этом методы снижения уровня колебаний инструмента путем создания виброустойчивых систем исследованы недостаточно.

1.5 Постановка цели и задач исследования

На основе вышеизложенного сформулированы цель и задачи исследования.

Цель работы – повышение эффективности обработки отверстий в деталях типа цилиндров и втулок на токарных станках путем разработки

виброустойчивой инструментальной системы, применение которой обеспечивает повышение производительности, точности, качества обработки при снижении ее себестоимости.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ условий эксплуатации расточных резцов при обработке отверстий на токарных станках для выявления возможностей повышения эффективности растачивания.

2. Разработать методику теоретических и экспериментальных исследований характеристик расточных резцов и инструментальных систем, которые осуществляют процесс обработки на токарных станках.

3. Разработать математическую модель и структурную схему виброустойчивой инструментальной системы с двухопорным закреплением державки расточного резца.

4. Предложить конструкцию виброустойчивой инструментальной системы для растачивания отверстий больших диаметров на токарных станках и провести исследование ее характеристик на трехмерных моделях.

5. Провести экспериментальные исследования характеристик расточных резцов и процесса обработки при консольном и двухопорном закреплении инструмента.

6. Разработать рекомендации по повышению производительности и качества обработки отверстий больших диаметров при растачивании на токарных станках.

РАЗДЕЛ 2

МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАСТАЧИВАНИЯ

2.1 Общая методика работы и структурная схема исследования

Рассматривая процесс обработки как связующее звено между первичными и вторичными параметрами механической обработки, можно заключить, что на результаты механообработки влияет достаточно большое количество факторов [77]. Исходя из того, что первичные параметры обработки во многом являются определяющими, нужно тщательно проанализировать каждый и найти возможность для усовершенствования одного или нескольких из них. Общая схема механической обработки приведена на рис. 2.1.

Необходимость углубления знаний о процессах статических и динамических деформаций режущего инструмента в процессе резания как элемента замкнутой системы «станок – приспособление – режущий инструмент – деталь» определяется тем, что именно режущий инструмент непосредственно контактирует с зоной стружкообразования и через него и посредством него силовые, тепловые и другие эффекты воздействуют на поведение всей системы. Одним из основных методологических принципов системного подхода является адекватное определение входов, выходов и состояний каждого из исследуемых процессов и схемы их взаимодействия [31].

Среди первичных факторов в работе исследуется влияние жесткости инструментальной системы на процесс резания. В частности, рассматриваются следующие составляющие процесса резания: динамические характеристики

инструментальной системы, напряженное состояние в зоне резания, пластические деформации и разрушение в зоне резания, трение на контактных поверхностях, силы резания и вибрации, обусловленные процессом резания.



Рисунок 2.1 – Структурная схема механической обработки

Среди вторичных параметров обработки рассматриваются такие показатели ее эффективности, как точность, качество обработанной поверхности, производительность и экономичность.

Исходя из поставленных задач и анализа условий эксплуатации расточных резцов на токарных станках, в работе обоснована возможность создания инструментальной системы для повышения жесткости режущего инструмента и разработана методика теоретических исследований, математического и трехмерного моделирования с применением современных программных средств. При этом моделирование рассматривается как первый этап для создания опытной конструкции инструментальной системы. Также разработана методика проведения экспериментальных исследований в

лабораторных и производственных условиях для оценки эффективности применения разработанной инструментальной системы для растачивания.

Структурная схема исследования представлена на рисунке 2.2.

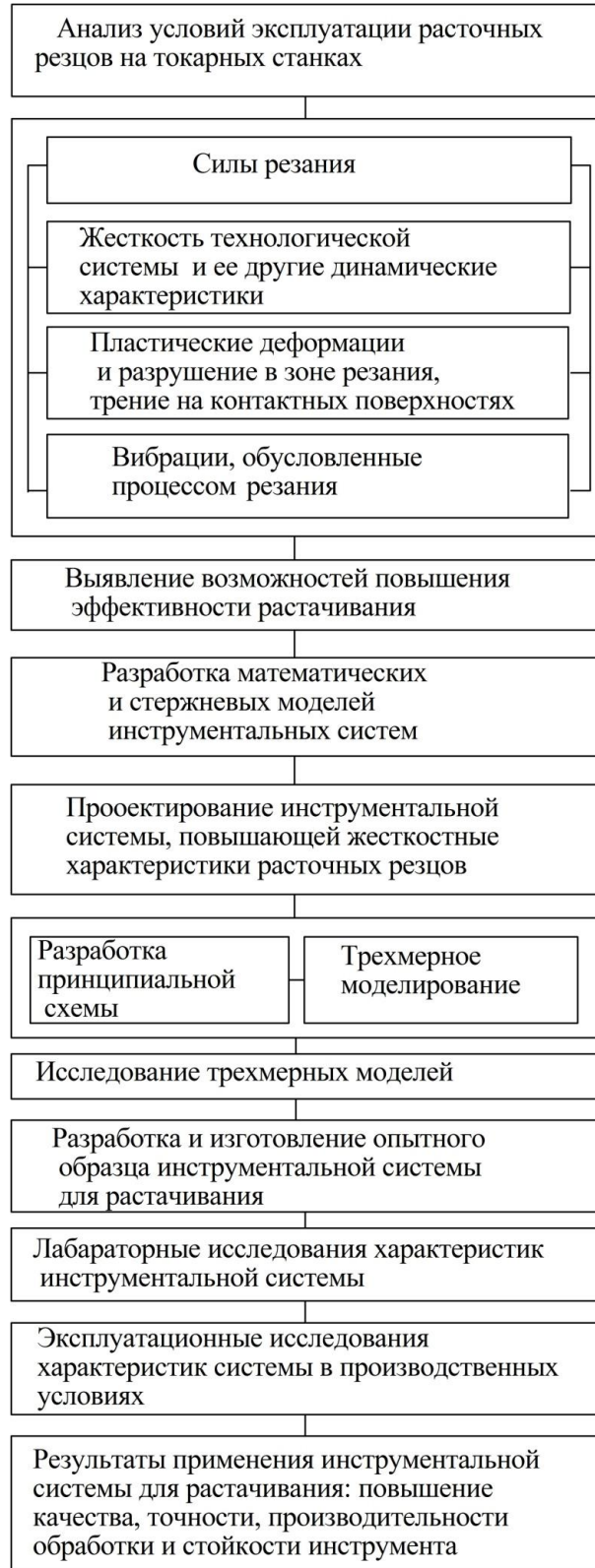


Рисунок 2.2 – Структурная схема исследования

2.2 Методика теоретических исследований напряженно-деформированного состояния державки расточного резца

Теоретической основой исследования является то, что в процессе резания расточной резец испытывает пространственную деформацию в результате действия составляющих сил резания: тангенциальной P_z , радиальной P_y и осевой P_x . Для статического расчёта достаточно учитывать две основные составляющие силы резания: тангенциальную и радиальную, по которым и определяется изгибающая равнодействующая сила резания. Указанные составляющие являются доминирующими не только по абсолютному значению, но также в силу того, что в плоскости YZ , перпендикулярной оси детали, определяются параметры точности обработки. Радиальное перемещение непосредственно влияет на точность обработки, так как изменяет статическую настройку станка. Тангенциальное перемещение оказывает влияние на геометрические параметры резца, и при обработке отверстий это влияние оказывается существенным на качество обработки и стойкость инструмента.

Если рассматривать контакт резца с резцедержателем как жесткую заделку, считая, что в этом месте отсутствует вертикальное перемещение и угол поворота сечения державки, то можно применить известные формулы теории упругости для консольно закрепленных стержней.

Для расчета упругой линии державки резца применимы формулы (2.1)–(2.7) теории упругости для стержня с прямоугольным сечением [76].

Для расчета упругой линии в плоскости XU применяется формула (2.1), в плоскости XZ – формула (2.2):

$$y_i = P_y \times l \times x_i^2 \times \left(3 - \frac{x_i}{l} \right) \times \frac{1}{6 \times E \times J_z}, \quad (2.1)$$

$$z_i = P_z \times l \times x_i^2 \times \left(3 - \frac{x_i}{l}\right) \times \frac{1}{6 \times E \times J_y}, \quad (2.2)$$

где l – вылет державки резца, мм;

x_i – расстояние i -го сечения от заделки, мм;

z_i – перемещение i -го сечения в направлении оси Y , мм;

y_i – перемещение i -го сечения в направлении оси Z , мм;

P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н;

P_y – радиальная составляющая силы резания, Н;

E – модуль упругости материала державки, Н/мм²;

J_y – момент инерции сечения державки относительно оси Z , мм⁴;

J_z – момент инерции сечения державки относительно оси Y , мм⁴.

При максимальной координате $i_{го}$ центра сечения державки расточного резца x_i , равной вылету резца, то есть длине незакрепленной его части, прогиб Δ_y у режущей кромки резца относительно резцедержателя вдоль оси Y определяется по формуле (2.3):

$$\Delta_y = \frac{P_y \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_z}. \quad (2.3)$$

Для определения прогиба Δ_z у режущей кромки резца относительно резцедержателя вдоль оси Z применяется формула (2.4):

$$\Delta_z = \frac{P_z \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_y}. \quad (2.4)$$

С учетом того, что результирующий вектор силы P от составляющих сил резания наклонен под некоторым углом α по отношению к вертикальной оси Z , для определения перемещения крайней точки режущей кромки

z – проекция направления полного прогиба Δ на ось Z ;

ξ_1 – проекция направления полного прогиба Δ на ось минимальной жесткости C_1 ;

ξ_2 – проекция направления полного прогиба Δ на ось максимальной жесткости C_2 ;

ψ – угол между направлением деформации и осью максимальной жесткости C_2 ;

α – угол между осью Z и направлением действия результирующей силы P ;

β – угол между направлением оси максимальной жесткости C_2 и направлением действия результирующей силы P ;

φ – угол между направлением деформации Δ и осью Z ;

θ – угол между направлением оси минимальной жесткости C_2 и осью Z .

Полное перемещение $i_{го}$ центра сечения державки, как следует из принципа независимости действия сил и представления косоугольного изгиба в виде комбинации двух плоских изгибов, равно геометрической сумме перемещений, вызванных каждым из указанных плоских изгибов в отдельности:

$$\Delta_y = \frac{P \cdot \sin \alpha}{3 \cdot E \cdot J_z} l^3, \quad (2.5)$$

$$\Delta_z = \frac{P \cdot \cos \alpha}{3 \cdot E \cdot J_y} l^3, \quad (2.6)$$

$$\Delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2}, \quad (2.7)$$

Угол направления полного прогиба можно определить по формуле (2.8) или (2.9):

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Delta_z}{\Delta_y}, \quad (2.8)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{J_z}{J_y} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.9)$$

Следует отметить, что направление полного прогиба при косом изгибе не совпадает с направлением действия результирующей силы.

Зная величины статических деформаций, можно получить значения жесткости по радиальному и тангенциальному направлениям, а также жесткость в направлении результирующего перемещения. Величина жесткости определяется отношением величины приложенной силы к перемещению под ее действием.

На основе статических параметров исследуются динамические характеристики режущего инструмента, которые во многом определяют процесс резания и такие выходные параметры его, как точность, качество обработанной поверхности и стойкость режущего инструмента.

2.3 Методика теоретического определения собственных частот державки расточного резца

Одной из важнейших характеристик инструментальной системы является ее собственная частота, т. е. частота свободных затухающих колебаний, так как частота автоколебаний, которые возникают в процессе резания, близка к собственной частоте системы.

Теоретический анализ колебаний державки значительно упрощается при рассмотрении только формы колебаний, которая соответствует первой гармонике собственных колебаний. Этот подход оправдан, так как на второй гармонике возникает форма колебаний, при которой незакрепленный конец державки, то есть место установки режущей пластины, не имеет перемещений, а собственная частота колебаний на более высоких гармониках значительно превышает частоту колебаний на первой гармонике.

При анализе были приняты следующие допущения, соответствующие большинству встречающихся на производстве резцов:

- державка резца представляет собой брус прямоугольного сечения;
- сечение державки постоянно по длине;
- масса державки равномерно распределена по его длине.

В соответствии с принятыми допущениями, при рассмотрении первой гармоники колебаний державки резца, то есть формы колебаний, соответствующей упругой линии при статическом нагружении, а именно на этой гармонике, как правило, и возникают наибольшие амплитуды относительных колебаний, которые влияют на шероховатость обработанной поверхности и стойкость инструмента. Динамическую систему державки можно привести к модели, для чего заменим реальную державку с равномерно распределенной по длине массой, расчетной одномассовой системой в виде невесомой упругой балки с сосредоточенной приведенной массой M на ее конце. При этом длина расчетной балки и ее жесткость остаются равными по длине и жесткости реальной державки. Расчетная схема показана на рис. 2.4.

Произведем расчет приведенной массы державки из условия равенства кинетических энергий в колебательном движении реальной державки и расчетной модели:

$$\frac{M_{np} \cdot \dot{z}_L^2}{2} = \int_0^L \frac{b \cdot h \cdot \gamma \cdot \dot{z}^2(x) \cdot dx}{2}, \quad (2.10)$$

где M_{np} – приведенная масса державки, кг;

\dot{z}_L – скорость крайней точки державки при колебаниях, мм/с,

b – ширина сечения державки, мм;

h – высота сечения державки, мм;

γ – плотность материала державки, кг/мм³;

$z(x)$ – скорость участка dx в колебательном процессе, мм/с.

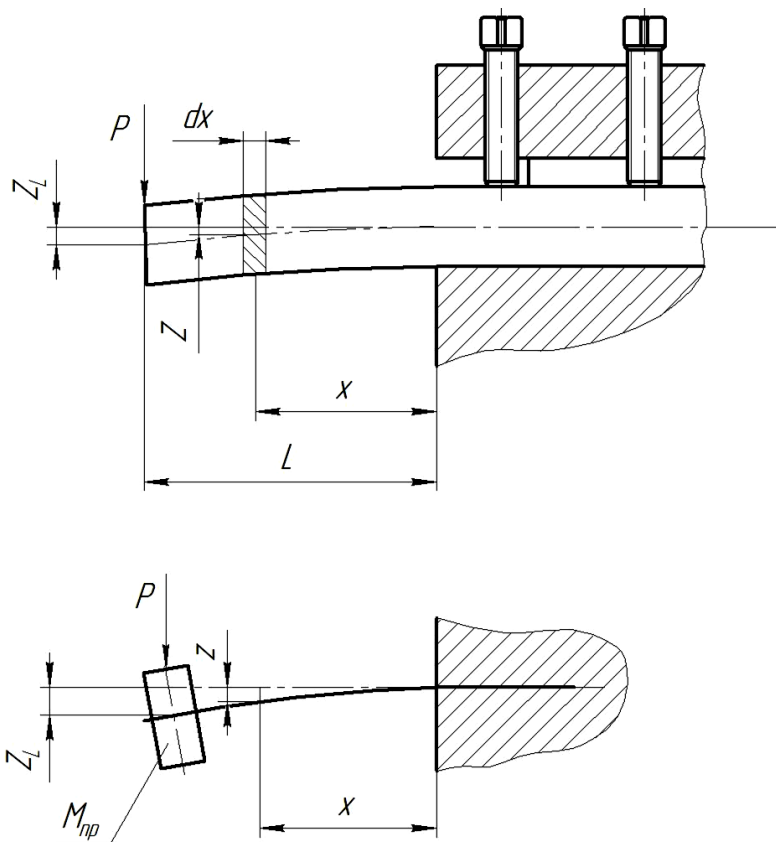


Рисунок – 2.4 Схема перехода от реальной державки к одномассовой динамической модели

Так как частоты собственных колебаний ω_0 реальной державки и расчетной системы по условию равны, можно записать для амплитудных значений скорости:

$$\dot{z}(x)^2 = z(x)^2 \cdot \omega_0^2 \quad \text{и} \quad \dot{z}_L^2 = z_L^2 \cdot \omega_0^2. \quad (2.11)$$

Заменяя интегрирование суммированием по малым участкам Δx , после соответствующих преобразований получим:

$$M_{np} = \int_0^L \frac{b \cdot h \cdot \gamma \cdot z^2(x) \cdot dx}{z_L^2} = M_\delta \cdot \sum_{i=1}^n \frac{z_i^2}{z_L^2 \cdot n}, \quad (2.12)$$

где M_δ – масса незакрепленной (консольной) части державки длиной L , то есть $M_\delta = b \cdot h \cdot L \cdot \gamma$;

z_i – перемещение середины i -го участка Δx сечения державки;

n – число расчетных участков державки ($n = L / \Delta x$).

Выполняя подстановку, получаем следующее выражение:

$$M_{np} = \frac{M_\delta}{4 \cdot L^5} \int_0^L (3 \cdot z^2 - z^3 / L)^2 dx. \quad (2.13)$$

Проводя интегрирование, получаем, что

$$M_{np} = 0,24 \cdot M_\delta. \quad (2.14)$$

Частота собственных колебаний для одномассовой системы с линейной жесткостью определяется по формуле (2.15) [1]:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{z}}, \quad (2.15)$$

где z – перемещение крайней точки свободного конца при действии единичной силы P .

Используя формулы (2.4), (2.14), (2.15), можно записать:

$$\begin{aligned} f &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{z}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot 3E \cdot I_z}{P \cdot L^3}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot 3E \cdot I_z}{M_{np} \cdot g \cdot L^3}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{3E \cdot I_z}{0,24 \cdot b \cdot h \cdot L \cdot \gamma \cdot L^3}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{3E \cdot b \cdot h^3}{0,24 \cdot 12 \cdot b \cdot h \cdot L^4 \cdot \gamma}} = \frac{1,03 \cdot h}{\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\gamma}}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Полученное выражение для расчета частоты первой гармоники собственных поперечных колебаний призматического стержня более удобно для использования, чем ранее приводимые в литературе другими авторами.

2.4 Методика исследования характеристик инструментальных систем при помощи стержневых моделей

2.4.1 Определение деформаций расточного резца при помощи стержневых моделей

При создании машиностроительных конструкций возникает необходимость проведения их статического и динамического анализа уже на стадии проектирования.

Системный подход требует, чтобы не только объект проектирования, но и процесс его создания был достаточно полной системой, обеспечивающей достижение поставленной цели, на основе предпроектного анализа [65].

Модели реальных конструкций можно создавать при помощи стержневых систем общего вида, которые образованы из стержней, присоединенных к узлам либо жестко, либо с помощью шарниров. Для успешной реализации прочностных расчетов конструкций обычно отказываются от попыток расчета реальной конструкции с учетом всех ее конструктивных особенностей и начинают процесс проектирования с анализа упрощенной схемы.

В процессе проектирования при решении практической задачи необходимо учитывать геометрические аспекты исследуемой модели и математическое описание модели с учетом факторов, которые влияют на нее. Также необходимо учитывать возможность применения

автоматизированных расчетных методов. Практикой доказано, что метод конечных элементов представляет эффективный числовой метод решения сложных технических задач [40, 62, 63, 69].

Методика моделирования напряжений, деформаций и частот собственных колебаний державкой резцов разрабатывалась с использованием модулей APM Structure 3D и APM Studio входящих в состав CAD/CAM/CAE/PDM системы APM WinMachine.

Модуль APM Structure 3D представляет собой универсальную систему для расчета стержневых, пластинчатых, оболочечных, твердотельных, а также смешанных конструкций. С помощью программы можно рассчитать произвольную трехмерную конструкцию, состоящую из стержней произвольного поперечного сечения, пластин, оболочек и объемных деталей при произвольном нагружении и закреплении. При этом соединения элементов в узлах может быть как жестким, так и шарнирным.

В результате выполненных системой APM Structure3D расчетов можно получить следующую информацию:

- нагрузки на концах элементов конструкции;
- карту напряжений по длине стержней и по поверхности пластин и оболочек конструкции;
- карту распределения напряжений в произвольном сечении стержня эпюры изгибающих и крутящих моментов, поперечных и осевых сил и т. д. для отдельного стержня и для конструкции в целом;
- частоты и формы собственных колебаний конструкции.

Статический расчет основан на матричном методе перемещений, целью которого является определение неизвестных перемещений узлов конструкции. Основным уравнением для решения является уравнение равновесия

$$F = K \cdot \mu, \quad (2.18)$$

где F – вектор внешних силовых факторов;

K – матрица жесткости системы;

μ – вектор неизвестных узловых перемещений.

Размерность системы представляет собой количество степеней свободы конструкции. В общем случае в каждом узле шесть степеней свободы (три линейных перемещения и три угла поворота). После решения данной системы, т. е. нахождения перемещений, находятся все остальные неизвестные параметры конструкции: деформации, усилия в элементах, напряжения и т. д. [63].

В статическом расчете схема конструкции считается недеформированной, при этом продольные силы в стержнях и усилия в плоскости пластин не влияют на величины изгибающих моментов.

Для проведения расчета необходимо установить закрепления соответствующих элементов и приложить к конструкции внешнюю нагрузку. Допускается нагрузка (силы и моменты), приложенная к узлам конструкции силы, а также сосредоточенная и распределенная нагрузка (силы и моменты), приложенная к стержням, давление на пластину. Можно также учесть собственный вес конструкции. Результатом статического расчета конструкции являются:

- перемещения узлов конструкции (линейные и угловые);
- нагрузки на концах стержней, в узлах пластин и в узлах объёмных элементов;
- напряжения, действующие в стержнях, пластинах и объёмных элементах;
- распределение напряжений в произвольном сечении стержня;
- эпюры силовых факторов для всей конструкции;
- расчетные параметры, характерные для отдельной балки, такие как моменты изгиба, кручения, боковые и осевые силы, углы изгиба, закручивания, деформации и напряжения по длине балки.

Все эти параметры, представленные в форме графиков, выводятся в системе координат стержня. В системе можно просмотреть величины относительных деформаций: как перемещения относительно линии, соединяющей два деформированных конца стержня, так и величины полной деформации.

Ориентация сечения стержня жестко привязана к его системе координат.

Для проведения любого из расчетов необходимо задать модель конструкции. Под этим понимается ввод с помощью редактора геометрии конструкции или импорт конструкции из CAD-программ.

Для каждого стержня задается поперечное сечение и устанавливаются параметры материала.

Параметры расчета задаются в окне *диалога* «Параметры расчета». Параметры каждого типа расчёта могут быть изменены на соответствующих закладках.

Статический расчёт напряжений в стержне производится в задаваемом количестве сечений стержня. Это количество задается в окне ввода «Количество сечений для расчета напряжений».

Поле «Метод решения системы уравнений» позволяет выбрать наиболее подходящий метод решения. LDL-метод представляет собой факторизацию матрицы жёсткости набора конечных элементов. Так, например, фронтальный метод расчёта предназначен для конструкций, состоящих из большого количества конечных элементов. Метод отличается тем, что матрица жёсткости непосредственно в оперативной памяти компьютера не составляется, а решение системы уравнений идёт одновременно по всем степеням свободы [40].

На первом этапе компьютерного моделирования для определения упругой линии перемещений свободного конца державки при действии силы, имитирующей постоянную составляющую силы резания, и определения

собственных частот колебаний державки, моделирование проводится на стержневых моделях.

В статическом расчете схема конструкции считается недеформированной, при этом продольные силы в стержнях и усилия в плоскости пластин не влияют на величины изгибающих моментов.

Для каждого стержня задается поперечное сечение и устанавливаются параметры материала: предел текучести, модуль Юнга, коэффициент Пуассона, плотность.

Статический расчёт напряжений в стержне производится в задаваемом количестве сечений стержня. Это количество задается в окне ввода «Количество сечений для расчета напряжений».

Таким образом, можно создать модель державки расточного резца в виде стержня определенной длины с квадратным сечением заданных размеров, разбитого на участки (рис. 2.5).

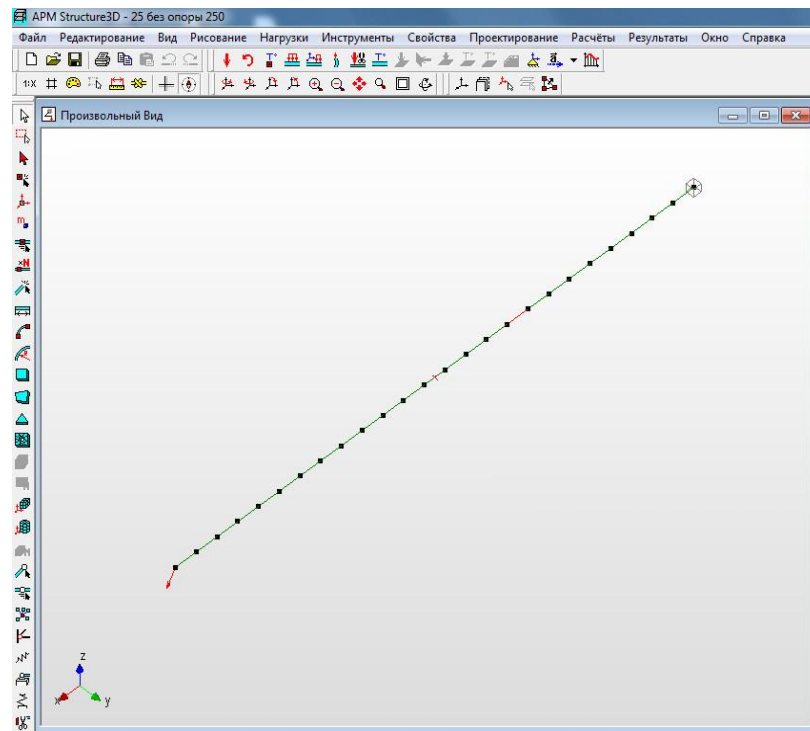


Рисунок 2.5 – Стержневая модель державки расточного резца в окне программы APM Structure3D

Поперечные сечения задаются в редакторе поперечных сечений (рис. 2.6).

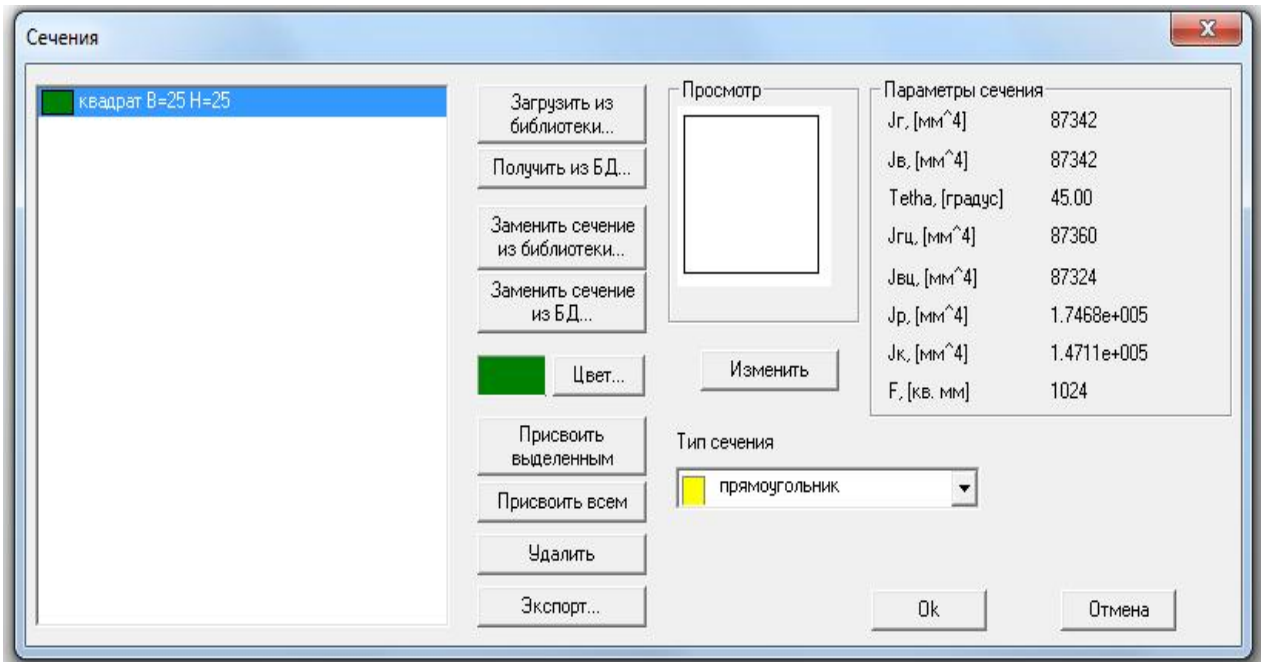


Рисунок 2.6 – Окно редактора поперечных сечений

К стержню прикладываются закрепления и нагрузки, которые задаются в окнах закрепления и нагружения (рис. 2.7 и 2.8) соответственно.

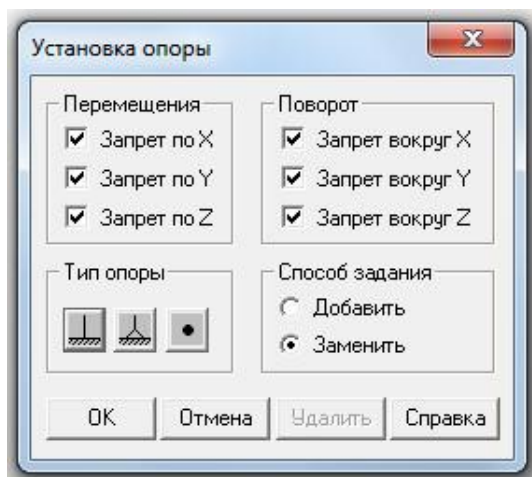


Рисунок 2.7 – Окно закреплений

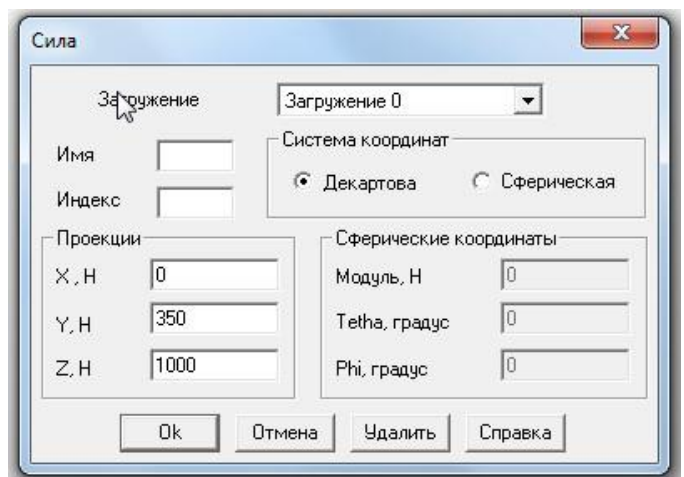


Рисунок 2.8 – Окно нагружений

Далее производится статический расчет по заданным условиям.

В результате расчетов получают карты результатов, в которых отображаются суммарный прогиб (USUM, мм) (рис. 2.9) и эквивалентные напряжения (SVM) (рис. 2.10).

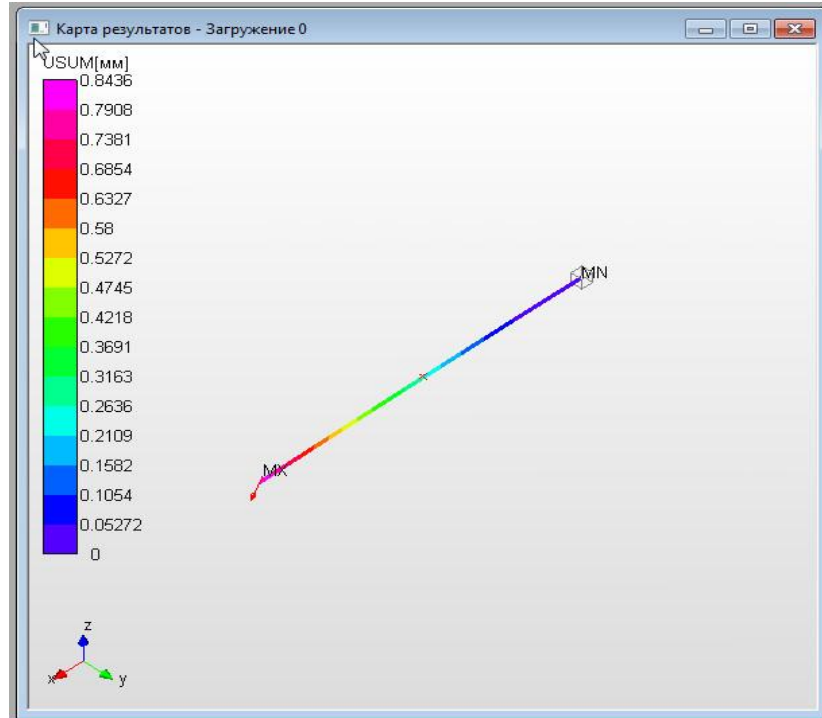


Рисунок 2.9 – Карта результатов суммарных перемещений

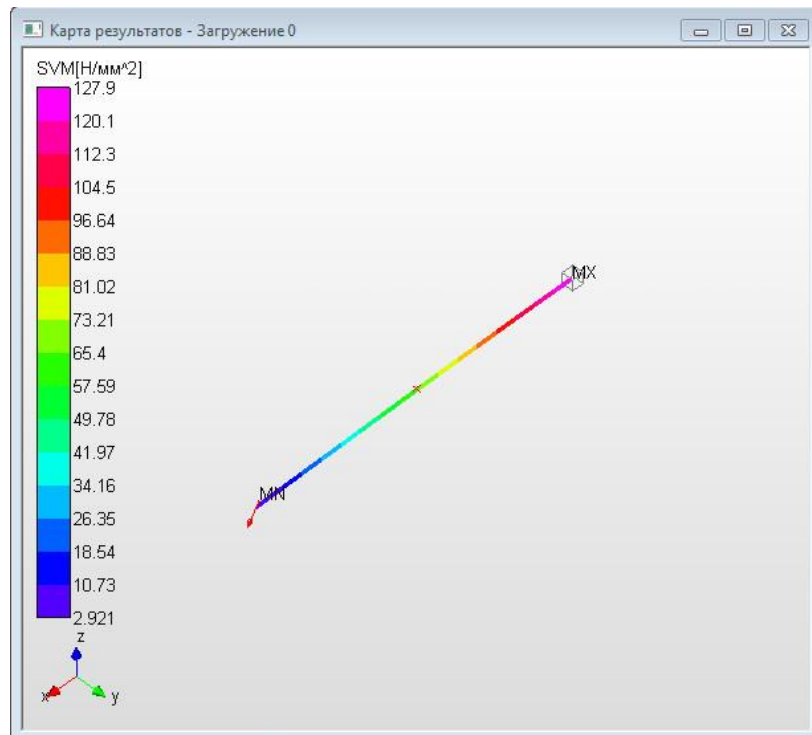


Рисунок 2.10 – Карта результатов эквивалентных напряжений

Применение стержневых моделей обусловлено достаточно трудоемким процессом создания математических моделей для статически неопределимых систем, которые образуются при добавлении нескольких стержней и опор. Вместе с тем применение стержневых моделей является своего рода экспресс-методом для анализа сложных конструкций без трудоемкого создания полноценных трехмерных сборных конструкций в различных программах трехмерного проектирования. Если в результате стержневого моделирования можно сделать вывод о достижении требуемого результата, разработчик системы переходит к трехмерному моделированию в одной из программ автоматизированного проектирования.

2.4.2 Определение собственных частот при помощи стержневых моделей

Для исследования собственных частот державок расточных резцов в программе APM Structure 3D предусмотрена возможность частотного расчета моделей, которые ранее были подготовлены для статического расчета. Программа позволяет рассчитывать шестнадцать форм собственных колебаний со значениями резонансных частот и суммированием модальных масс модели. Для расчёта собственных частот имеется возможность выбора метода решения между итерациями Арнольди и итерациями в подпространстве. Параметры расчета собственных частот можно задать в меню «Установки» (рис. 2.11).

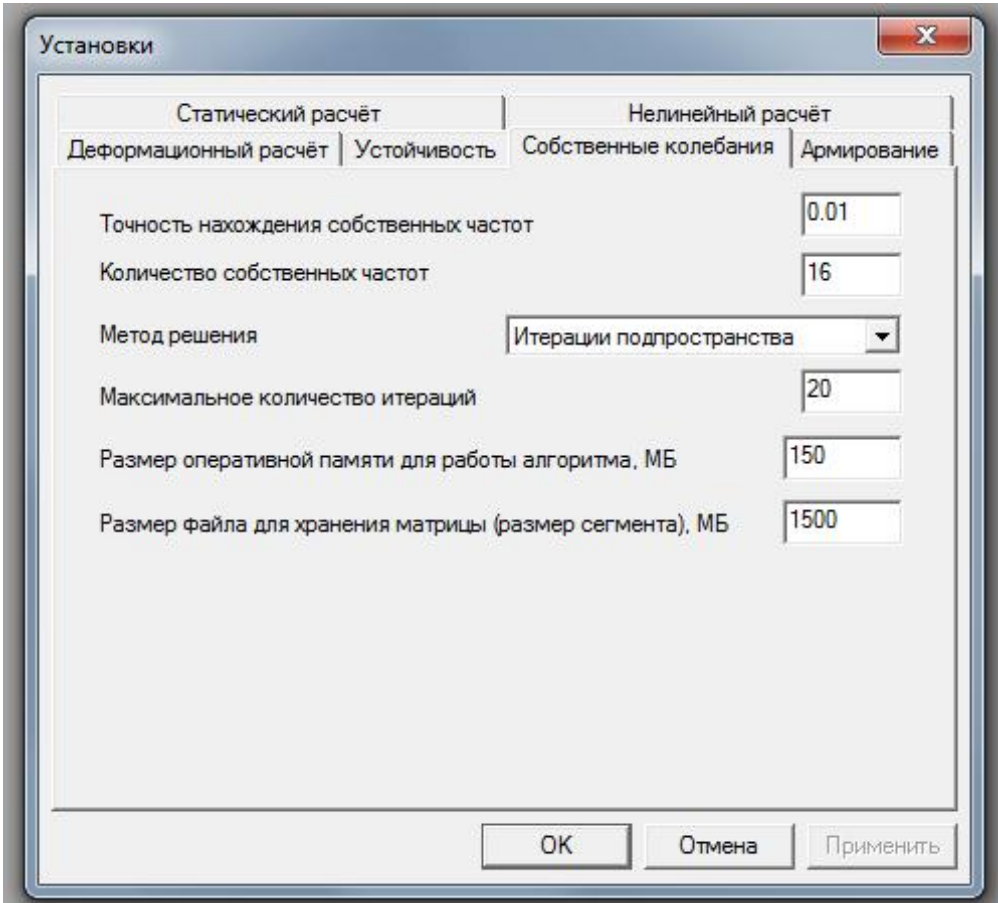


Рисунок 2.11 – Вид окна для выбора параметров расчета собственных частот

Карта результатов расчета собственных частот стержневой модели показана на рис. 2.12.

Собственные частоты			Модальные массы (м.м.) и суммы модальных масс (с.м.м.) по направлениям ГСК						
N	[рад/с]	[Гц]	N	м.м. X [%]	с.м.м. X [%]	м.м. Y [%]	с.м.м. Y [%]	м.м. Z [%]	с.м.м. Z [%]
1	2514.12	400.134	1	4.62e-024	4.62e-024	4.65e-024	4.65e-024	58.6	58.6
2	3065.6	487.906	2	0.00499	0.00499	76.1	76.1	9e-023	58.6
3	4280.74	681.302	3	8.77e-021	0.00499	8.27e-021	76.1	15.9	74.5
4	11267.7	1793.31	4	4.22e-013	0.00499	3.54e-014	76.1	3.09	77.6
5	11638.9	1852.39	5	2.14	2.15	1.33	77.4	1.17e-012	77.6
6	12506.6	1990.48	6	2.17e-012	2.15	3.16e-013	77.4	3.88	81.5
7	13183.4	2098.21	7	0.23	2.38	0.49	77.9	2.27e-011	81.5
8	18821	2995.46	8	0.356	2.74	10.3	88.2	1.51e-008	81.5
9	19273.8	3067.53	9	2.66e-009	2.74	4.82e-010	88.2	2.66	84.1
10	21985.6	3499.12	10	42.7	45.4	0.406	88.6	5.04e-009	84.1
11	23962	3813.67	11	5.01e-008	45.4	5.06e-010	88.6	4.89	89
12	30530.2	4859.03	12	0.188	45.6	0.172	88.8	3.36e-005	89
13	33413.1	5317.86	13	7e-005	45.6	8.39e-006	88.8	1.27	90.3

Рисунок 2.12 – Карта результатов расчета собственных частот стержневой модели

2.5 Методика разработки математической модели колебаний державки расточного резца при динамическом нагружении

Согласно теории координатной связи, разработанной В. А. Кудиновым, возникновение автоколебаний в металлорежущих станках обусловлено специфическими свойствами упругой системы станка и, прежде всего, наличием статической связи между ее обобщенными координатами. Наличие многих степеней свободы упругой системы приводит к тому, что относительные колебания заготовки и инструмента представляют собой сумму нескольких простых колебаний, связанных между собой. При двух координатах траектория относительного движения резца и заготовки представляет собой эллипс и при движении резца по такой траектории толщина среза и сила резания изменяются таким образом, что при движении в сторону силы резания толщина срезаемого слоя больше, чем при движении инструмента навстречу силе резания. В результате возникает переменная составляющая силы резания, которая поддерживает автоколебания [47, 48].

В настоящее время общепризнанно понятие о замкнутости динамической системы станка для оценки устойчивости процесса резания. В. А. Кудинов определяет статическую характеристику суппортной группы как отношение деформации по оси Y к внешней силе, действующей по направлению силы резания. Он находит удобным использование эллипса жесткости, который аналогичен эллипсу инерции сечения балки, принятому в сопротивлении материалов (рис. 2.13).

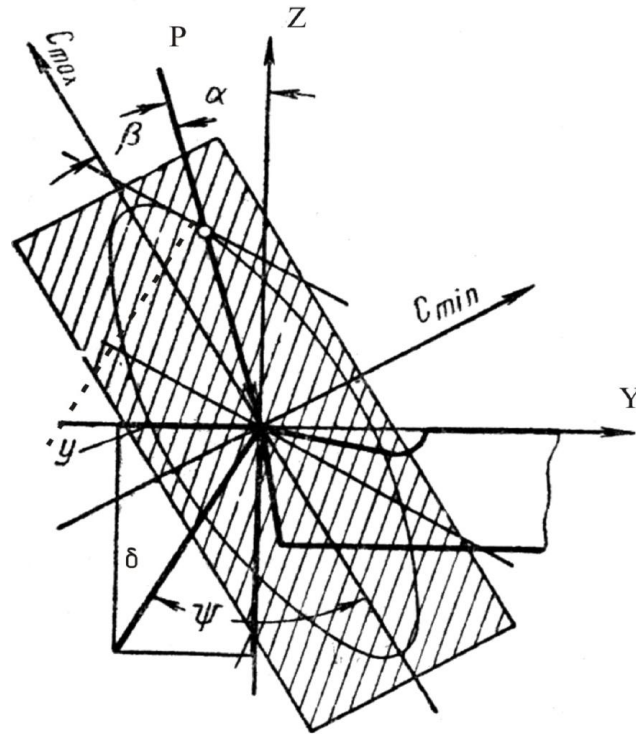


Рисунок 2.13 – Определение перемещений вершины резца при помощи эллипса жесткости

С учетом анализа зависимости углов β (угол между осью максимальной жесткости и направлением действия результирующей силы) и ψ (угол между направлением деформации и осью максимальной жесткости) возникает условие формирования координатной связи в подсистеме инструмента. С учетом соотношений жесткостей и вышеуказанных углов возможна положительная, нулевая или отрицательная статическая характеристика, при которой вершина резца перемещается навстречу проекции составляющей силы резания P_y .

В процессе обработки происходит формирование колебательных движений вершины резца, возникающих в случае координатной связи. Эквивалентная упругая система станка, которая включает в себя станок, приспособление, инструмент и заготовку в состоянии работы станка на холостом ходу, является пространственной колебательной системой со многими степенями свободы. В некотором частотном диапазоне система

может быть упрощена и в простейшем виде динамическая модель суппортной группы может быть представлена как система с двумя степенями свободы (рис. 2.14).

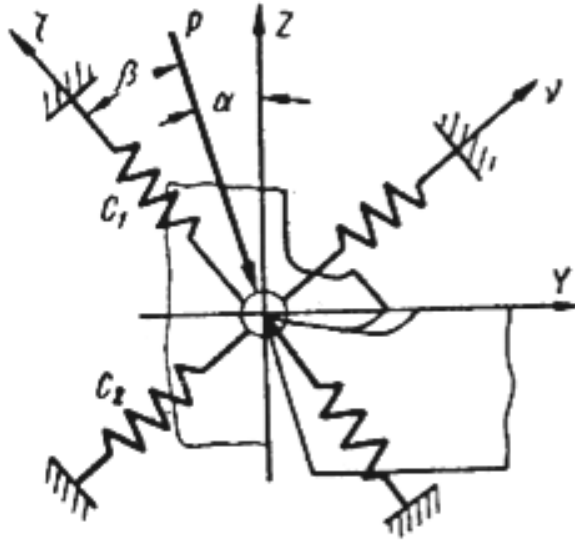


Рисунок 2.14 – Расчетная схема упругой системы суппортной группы при наружной токарной обработке по В. А. Кудинову

В работе [119] М. Е. Эльясберга также отмечается, что, несмотря на достаточно сложную динамическую систему станка, включающую звенья с распределенными параметрами, в ряде случаев можно ограничиться всего лишь двумя степенями свободы (рис. 2.15). Сила резания P действует на резец «А» в направлении скорости резания V_s , к резцу приведена масса m_y , коэффициенты жесткости C_y и демпфирования b_y . Сила резания P вызывает на резце силу трения Q , действующую на резец в направлении X . К резцу в этом направлении приведена масса m_x и коэффициенты жесткости и демпфирования c_x и b_x . Таким образом, принимается, что колебательные контуры X и Y соответствуют колебаниям по касательной и нормали к поверхности резания, с которой снимается слой металла толщиной δ .

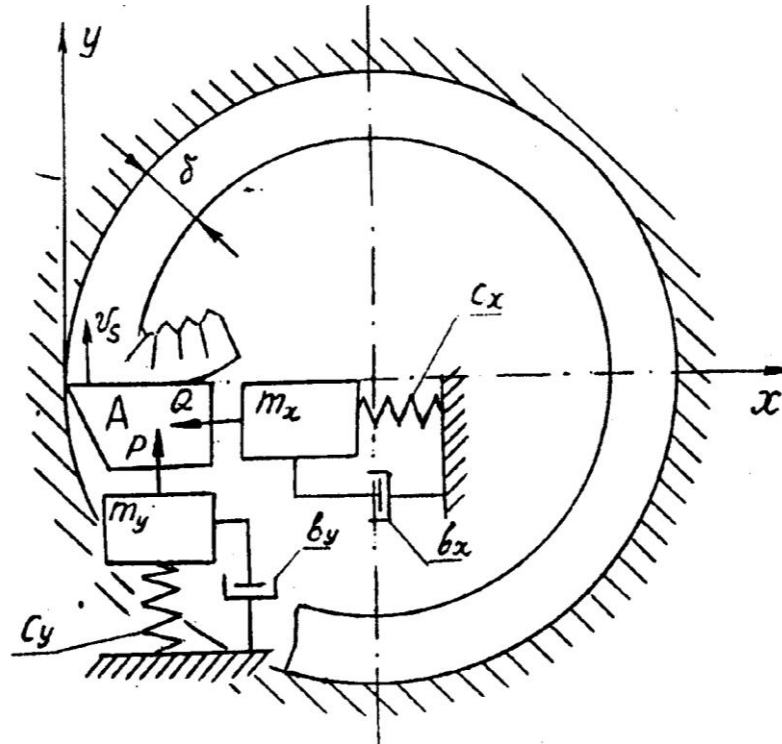


Рисунок 2.15 – Схема динамической системы обработки на расточном станке по Е. М. Эльясбергу

В исследованиях М. Е. Эльясберга отмечается, что особенностью динамической характеристики процесса резания является различие сил, действующих на передней и задней поверхностях инструмента, соответственно P_n и P_z . Сила P_n на передней поверхности при относительном смещении инструмента и заготовки или при изменении припуска отстает во времени от изменения толщины срезаемого слоя. Сила P_z на задней поверхности, наоборот, опережает изменение толщины срезаемого слоя, которое в этом случае определяется смещением инструмента относительно заготовки.

Отставание силы P_n вызвано тем, что формирование стружки, от толщины которой зависит сила P_n , при изменении толщины срезаемого слоя требует некоторого времени. Изменение силы P_z на задней поверхности определяется скоростью внедрения затылочной части инструмента в обработанную поверхность. Степень этого внедрения зависит от

соотношения скорости смещения инструмента (в направлении, перпендикулярном к обработанной поверхности) и скорости резания. По форме выражения сила на задней поверхности аналогична силе вязкого трения, демпфирующей колебания.

Для моделирования колебательного процесса можно создать модель по типу пружинного маятника, на который действует сила упругости $F_{\text{упр}}$ пружины ($F_{\text{упр}} = -k \cdot x$, пропорциональна перемещению), сила сопротивления среды $F_{\text{сопр}}$ ($F_{\text{сопр}} = -b \cdot V$, пропорциональна скорости движения V) [1]. Эти силы направлены в противоположную сторону от вынуждающей силы F , которая изменяется по косинусоидальному закону и может быть представлена в следующем виде: $F = F_0 \cdot \cos(\omega \cdot t)$, где ω – круговая частота изменения вынуждающей силы; F_0 – амплитудное значение силы. Тогда уравнение движения (2-ой закон Ньютона) с учетом сил сопротивления и сил упругости можно записать в виде:

$$ma = F_0 \cdot \cos(\omega t) - bV - kx, \quad (2.19)$$

Поскольку скорость является первой производной смещения, а ускорение – второй, то это уравнение является дифференциальным и записывается в следующем виде:

$$m\ddot{x} = F_0 \cdot \cos(\omega t) - b\dot{x} - kx, \quad (2.20)$$

Решение этого уравнения позволит определить динамические перемещения системы [94].

2.6 Методика проектирования инструментальной системы для растачивания

2.6.1 Методика разработки и исследования трехмерных моделей

Для углубленного исследования полученных в результате математического и стержневого моделирования характеристик и всестороннего инженерного анализа проектируемой системы, необходимо использование современных программных средств и принятия на его основе грамотных конструктивных решений. Под инженерным анализом понимается, прежде всего, исследование напряженно-деформированного состояния моделей проектируемых конструкций, получение их динамических характеристик и характеристик устойчивости при постоянных и переменных режимах внешнего нагружения. Наиболее эффективным приближенным методом решения такого класса задач является метод конечных элементов (МКЭ). Для полноценного конечно-элементного анализа требуется:

- выбрать тип конечных элементов (для всей модели или ее отдельных частей), с помощью которых будет адекватно смоделирована реальная конструкция;
- построить модель проектируемого объекта в трехмерном пространстве;
- провести разбиение модели на конечные элементы;
- выполнить весь комплекс необходимых вычислений;
- визуализировать полученные результаты и корректно интерпретировать их с целью принятия правильных конструкторских решений.

При разработке любой конструкции перед инженером стоит задача оценки ее напряженно-деформированного состояния. Для этого нужно знать

распределение напряжений в элементах проектируемой конструкции, а также величины перемещений отдельных ее точек как при статическом характере нагружения, так и в условиях действия динамических нагрузок, которые изменяются во времени.

При традиционном подходе для решения такой задачи в общем случае необходимо решить уравнения, обеспечивающие выполнение условий равновесия и совместности деформаций. Возникающая в связи с этим проблема заключается в том, что в случае сложной двумерной или трехмерной конструкции поведение системы описывается уравнениями с большим количеством неизвестных. Одним из способов устранения этой трудности является использование приближенных методов решения.

В настоящее время в связи с активным внедрением в инженерную практику вычислительной техники наиболее эффективным приближенным методом решения прикладных задач механики является именно МКЭ [63].

Ключевая идея МКЭ заключается в том, что сплошная среда (модель конструкции) заменяется дискретной путем разбиения ее на области – конечные элементы. В каждой области поведение среды описывается с помощью отдельного набора функций, представляющих собой напряжения и перемещения в этой области. Конечные элементы соединяются узлами. Взаимодействие конечных элементов друг с другом осуществляется только через узлы. Расположенные определенным образом, в зависимости от конструкции объекта, и закреплённые в соответствии с граничными условиями конечные элементы позволяют адекватно описать все многообразие моделей конструкций и деталей [69].

К конечному элементу могут быть приложены внешние нагрузки (сосредоточенные и распределенные силы и моменты), которые приводятся к узлам данного элемента и носят название узловых нагрузок.

При расчетах МКЭ вначале определяются перемещения узлов модели. Величины внутренних усилий в элементе пропорциональны перемещениям

в узлах элемента. Коэффициентом пропорциональности выступает квадратная матрица жесткости элемента, количество строк которой равно числу степеней свободы элемента (в общем случае это есть произведение числа степеней свободы в узле на число узлов элемента). Все остальные параметры конечного элемента, такие как внутренние усилия, напряжения, поле перемещений и т. п., вычисляются на основе его узловых перемещений [25, 33].

Метод конечных элементов реализован в таких известных и широко распространенных программных продуктах, обеспечивающих прочностной расчет моделей конструкций, как ANSYS, NASTRAN, COSMOS и некоторых других. Это достаточно мощные программные средства, но столь же требовательные к компьютерным параметрам. Кроме того, редакторы моделей этих пакетов довольно сложны и требуют определенной подготовки пользователя.

Модуль конечно-элементного анализа APM Structure3D, входящий в состав CAD/CAE/CAM/PDM-системы APM WinMachine, представляет собой в какой-то степени альтернативу указанным программным продуктам. Выбор этой системы обусловлен ее интеграцией с программой «Компас 3D» [33].

Для расчета при помощи модуля прочностных расчетов к трехмерной модели расточного резца прикладываются закрепления и нагрузки, имитирующие составляющие силы резания в направлении осей Y и Z (рис. 2.16), после чего модель разбивается на конечные элементы (рис. 2.17) и производится расчет. Результаты можно вывести в виде единого файла или просматривать отдельные карты результатов непосредственно после завершения расчета.

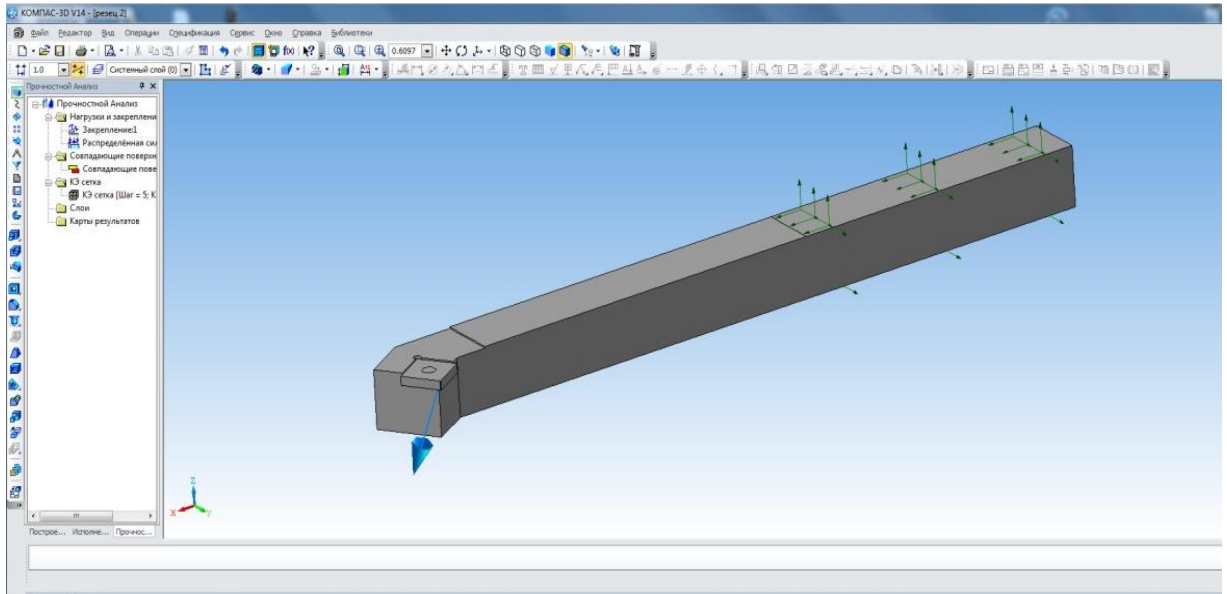


Рисунок 2.16 – 3D-модель сборного расточного резца с приложенными нагрузками и закреплениями

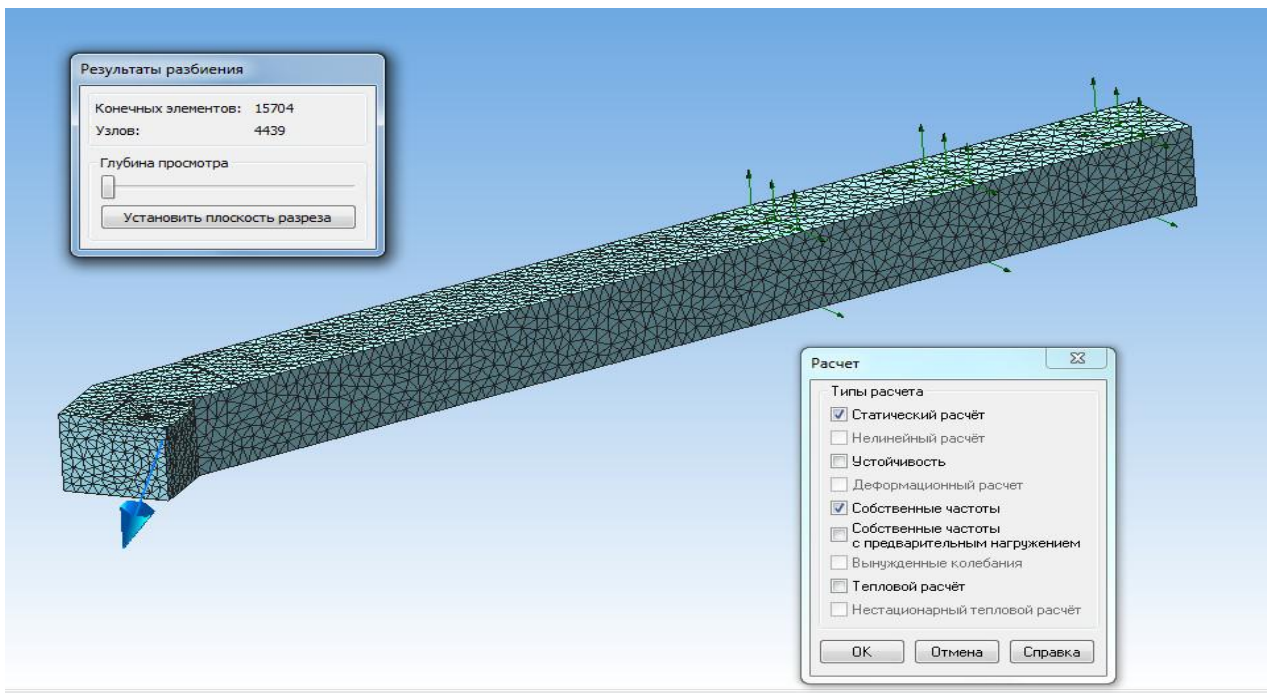


Рисунок 2.17 – Конечно-элементная модель сборного расточного резца

Согласно заданным параметрам производится статический расчет, карты результатов которого приведены на рис. 2.18 и 2.19.

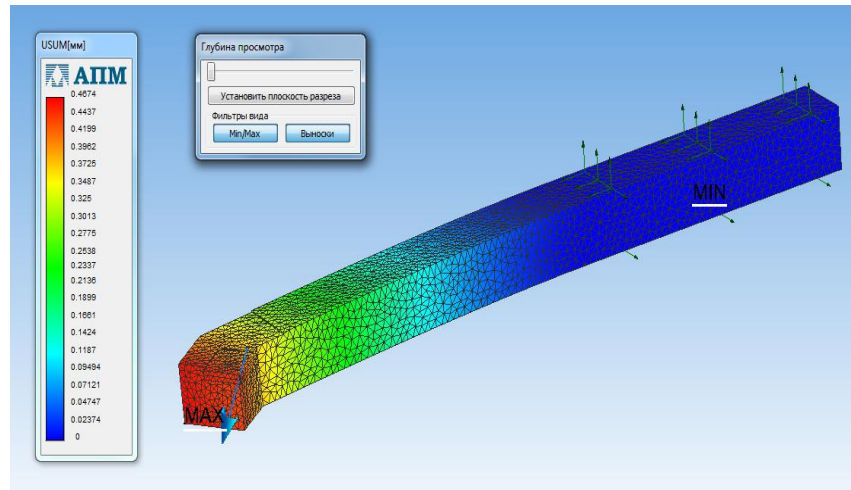


Рисунок 2.18 – Карта результатов расчета статических перемещений расточного резца

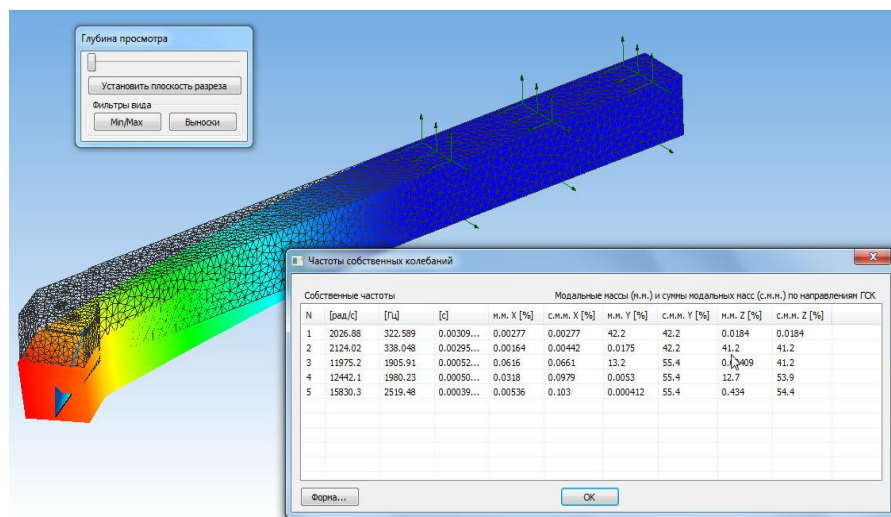


Рисунок 2.19 – Карта результатов расчета собственных частот расточного резца

2.6.2 Методика исследования трехмерных моделей при динамическом нагружении

В модуле прочностного анализа программы «Компас 3D» 14V не предусматривается расчет вынужденных колебаний. Поэтому созданные

трехмерные модели сборок через формат файла «*STEP» экспортировались в APM Studio. В этом приложении модель подвергается закреплению и действиям нагрузок, далее задаются совпадающие поверхности и производится разбивка на конечные элементы (рис. 2.20). После этого при помощи специальной команды «Передать сетку КЭ» производится экспорт в программу APM Structure 3D. В этой программе предусмотрена возможность расчета твердотельной модели или сборной конструкции под действием динамического нагружения [33].

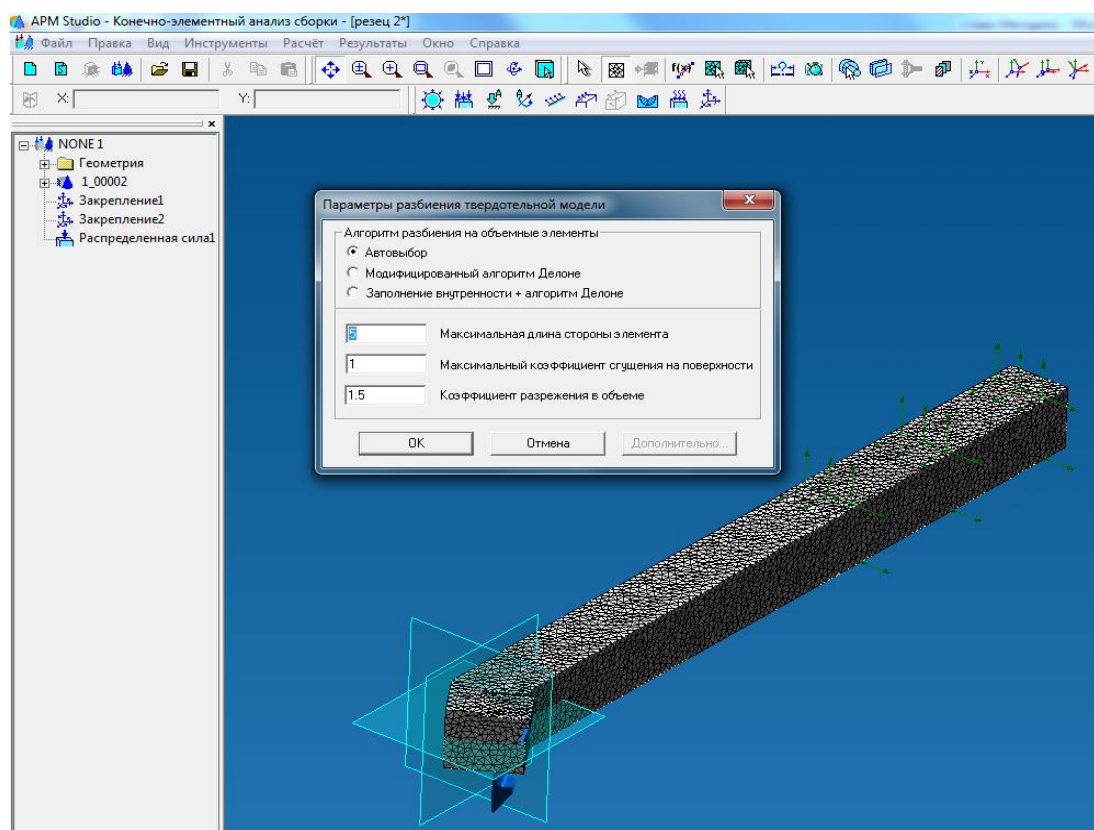


Рисунок 2.20 – Конечно-элементная модель сборного расточного реза в программе APM Studio

Конечно-элементная модель экспортируется в программу APM Structure 3D вместе с приложенными закреплениями и нагрузками, причем нагрузки можно изменить и сделать их переменными при помощи встроенного редактора функций.

Силы резания при токарной обработке изменяются во времени и имеют стохастический характер. Диапазон случайных изменений модуля силы резания во времени составляет около 25 % от постоянного значения силы [26]. Следовательно, для анализа колебаний необходимо задавать переменную во времени силу, которая изменяется с частотой, близкой к собственной частоте моделей, как это происходит в условиях автоколебаний. Примем допущение, что изменение силы резания по гармоническому закону.

Для моделирования колебаний задается график изменения нагрузки по косинусоидальной функции. После завершения ввода всех параметров производится расчет, результатами которого являются графики перемещения по направлениям осей X, Y и Z. Графики позволяют визуализировать форму колебаний, а для получения значений в программе предусмотрен экспорт результатов в виде таблиц Excel.

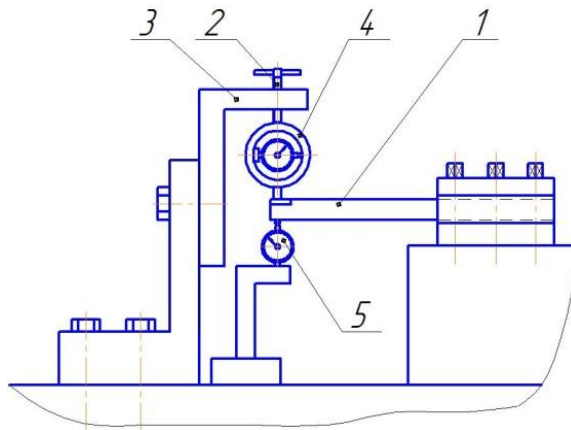
2.7 Методика экспериментального исследования характеристик расточных инструментов и систем

2.7.1 Методика статических исследований расточных инструментов и систем

Целью статического эксперимента является исследование податливости отдельно взятого расточного резца и расточного резца, работающего с поддерживающей инструментальной оснасткой, под действием силы, имитирующей действие результирующей силы резания, а также проверка адекватности разработанных математических и компьютерных моделей.

Эксперимент следует проводить непосредственно на токарно-винторезном станке модели с реальным закреплением инструмента. Расточные резцы различных сечений устанавливаются в резцедержателе при различных вылетах.

Схема проведения статического эксперимента приведена на рис. 2.21.



- 1 – резец, закрепленный в резцедержателе; 2 – нагружающий винт;
 3 – стойка с поворотным кронштейном; 4 – динамометр с индикатором;
 5 – индикатор для измерения перемещения

Рисунок 2.21 – Схема проведения статического эксперимента

В качестве нагружающего устройства используется винтовая пара винт-гайка, расположенная в поворотной части стойки. При вращении винт перемещается вниз и давит на динамометр кольцевой формы, в котором установлен индикатор. Усилие передается через стержень, выходящий из нижней части кольца, на режущую кромку резца. Для нагружающего устройства предусмотрена возможность занимать различные положения, чтобы обеспечить нагружение инструмента под углом относительно вертикальной оси. Динамометр устанавливался таким образом, чтобы нагружающий винт создавал усилие в направлении моделируемой результирующей силы резания. Нагрузка устанавливается по соответствию показаний индикатора скобы силам. Перед использованием динамометр

предварительно тарируется. Прогиб резца фиксируется при помощи индикаторов, причем их щупы ориентируются по направлениям, в которых необходимо определить прогибы резца.

Нагрузка устанавливается по соответствию показаний индикатора скобы с данными предварительно составленной тарировочной таблицы для данного динамометра. Индикатор должен быть установлен на стойке, жестко закрепленной на направляющих станка. Общий вид комплекса для проведения исследований представлен на рис. 2.22.

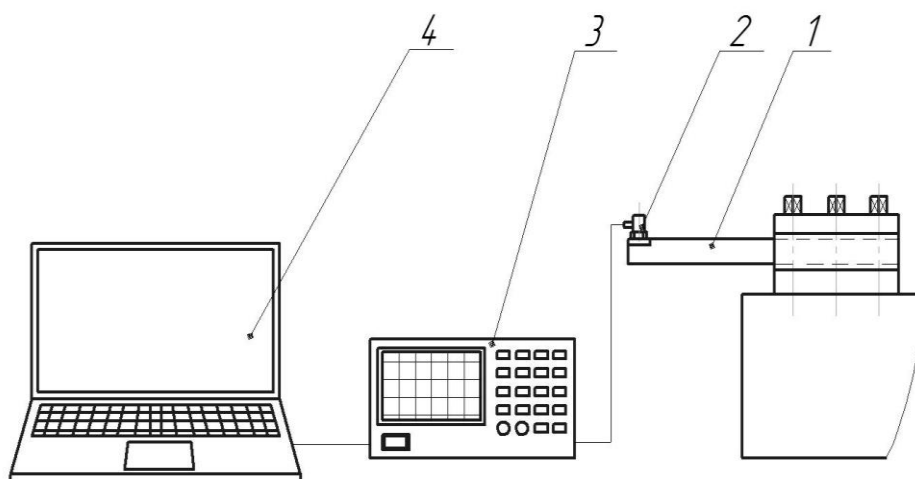


Рисунок 2.22 – Общий вид установки для определения прогибов расточного резца

2.7.2 Методика экспериментального исследования собственных частот расточных инструментов и систем

Исследуемые расточные резцы устанавливаются в резцедержателе токарно-винторезного станка 16К20. Непосредственно возле режущей

пластины при помощи резьбового соединения на державках устанавливается виброизмерительный преобразователь пьезоэлектрического типа ДН – 4. Датчики такого типа предназначены для преобразования механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные ускорению колеблющегося объекта. Датчик соединялся штекером с входным гнездом цифрового осциллографа RIGOL DS5022M, который может преобразовывать аналоговый сигнал в цифровой. Осциллограф RIGOL DS5022M позволяет захватывать до 1000 сигналов в секунду, имеет настраиваемый цифровой фильтр и полосу пропускания до 25МГц, снабжен аппаратным частотомером и регистратором осциллограмм с встроенной функцией анализатора спектра. Подробные технические характеристики осциллографа RIGOL DS5022M приведены в приложении А. Для обработки экспериментальных данных осциллограф соединяется с компьютером через стандартный USB-интерфейс. Схема и общий вид измерительного комплекса представлены на рис. 2.23 и 2.24.



1 – резец, закрепленный в резцедержателе;

2 – виброизмерительный преобразователь;

3 – цифровой осциллограф; 4 – персональный компьютер

Рисунок 2.23 Схема измерительного комплекса для исследования

собственных частот



Рисунок 2.24 – Общий вид измерительного комплекса для исследования собственных частот

Обработка результатов проводится при помощи программы Ultrascope. Программа Ultrascope специально разработана для цифровых осциллографов RIGOL серии DS5000 и поставляется в комплекте с осциллографом. Программа позволяет не только считывать результаты измерений и осциллограммы, но и управлять работой осциллографа, а также записывать и распечатывать осциллограммы и полученные результаты измерений.

Вид программы Ultrascope с отображением формы колебаний и численных результатов измерений показан на рис. 2.25 и 2.26. В выделенной строке «Frequency» отображается собственная частота колебаний державки резца. Измерения колебаний производятся при разных вылетах державок исследуемых расточных резцов как без использования специальной инструментальной системы, так и с ее применением.

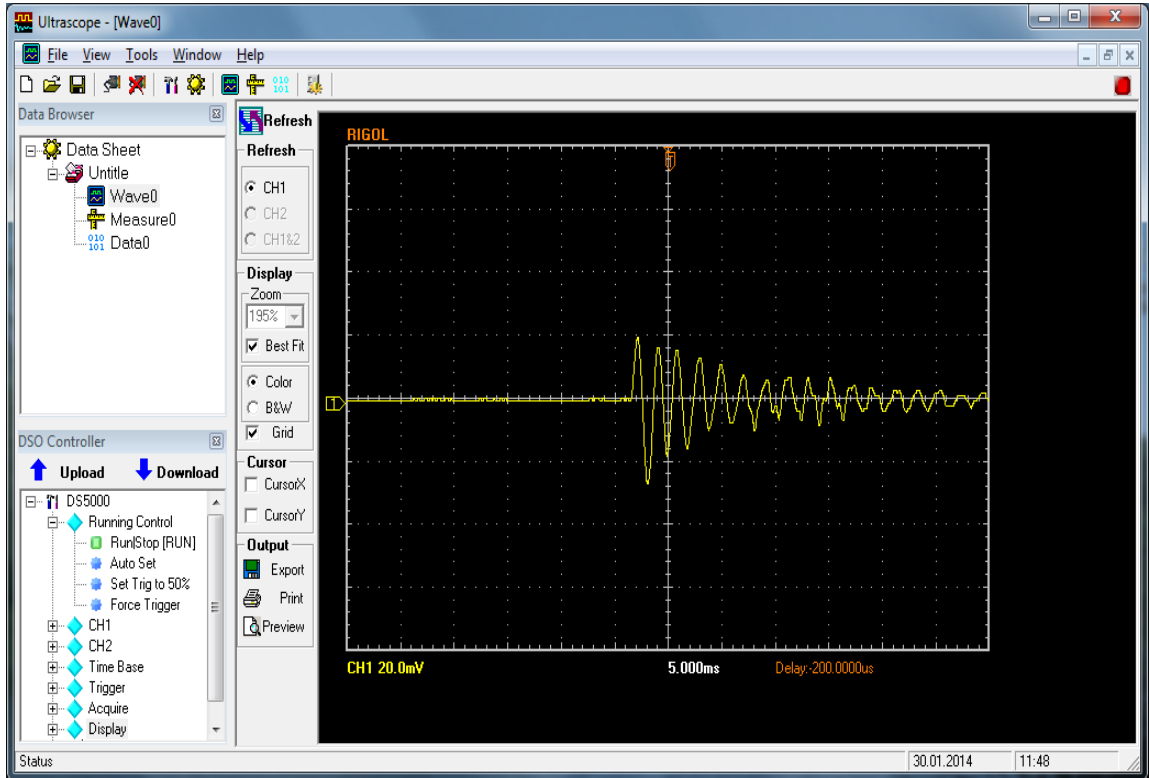


Рисунок 2.25 – Вид программы Ultrascop с окном формы колебаний

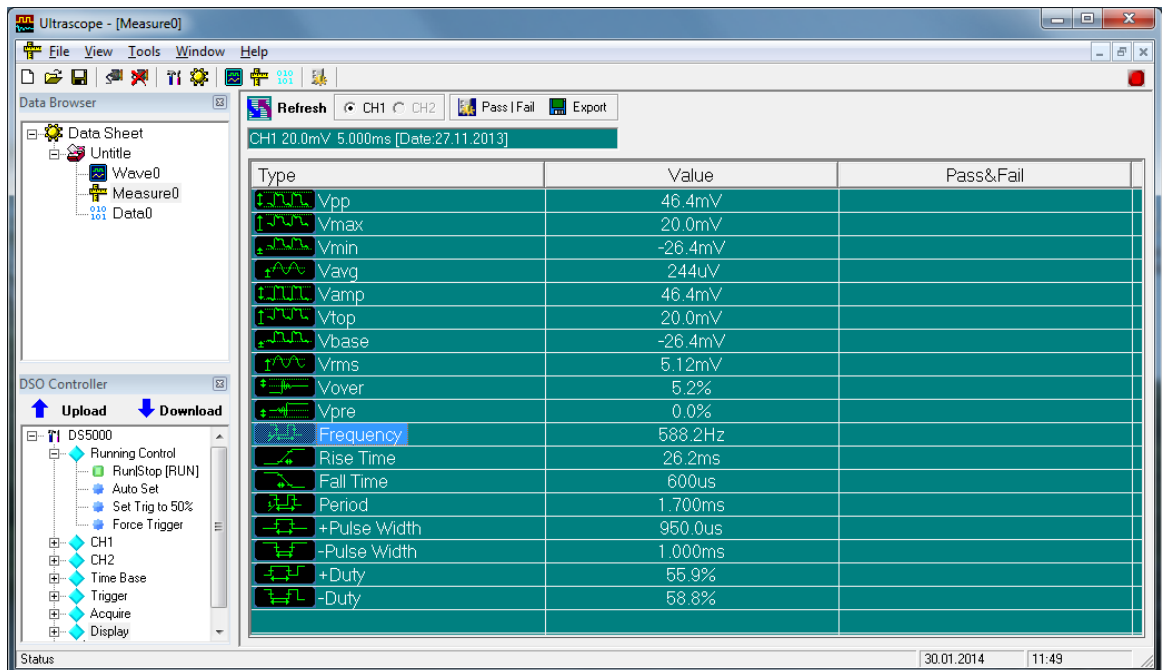


Рисунок 2.26 – Вид программы Ultrascop с окном результатов измерений

2.8 Методика экспериментальных исследований колебаний расточных инструментов и систем

Недостаточная виброустойчивость технологической системы «станок – приспособление – инструмент – деталь» является одной из самых значительных проблем металлообработки. Наиболее важным является определение состояния отдельных составляющих системы. Металлорежущие станки обладают высокими динамическими характеристиками, которые зачастую не удается использовать в полной мере, так как инструменты, ввиду накладываемых на их размеры и конструкцию ограничений, обладают худшими параметрами, чем упругая система станка. Наиболее отчетливо это проявляется при растачивании отверстий на токарных станках.

Исследования многих авторов доказывают, что в балансе упругих смещений наибольший удельный вес в «станок – приспособление – инструмент – деталь» имеют упругие перемещения расточной оправки или державки расточного резца вследствие переменной по углу поворота глубины резания. Глубина резания является переменной из-за погрешности формы и расположения отверстия, что и является основным возмущающим воздействием в колебательном процессе в зоне резания при растачивании. Таким образом, низкая виброустойчивость металлорежущего инструмента является основной причиной возникновения автоколебаний. Высокий уровень вибраций режущего инструмента приводит к снижению точности размеров и ухудшению качества обработанной поверхности, увеличивает износ режущей кромки и снижает показатели надежности.

Помимо этого, вибрационные процессы создают колебания поверхностей упругих систем и воздуха, которые воспринимаются в виде вибраций и шума, допустимые уровни которых входят в число параметров охраны труда.

Виброустойчивость процесса резания можно определить по вибрационному сигналу, который позволяет оценить устойчивость процесса резания по амплитуде и частоте колебаний. Вибрационное исследование процесса резания позволяет в данной работе оценить влияние разработанной инструментальной системы на динамические характеристики процесса растачивания.

Для экспериментального исследования автоколебаний, возникающих в процессе резания, можно применить измерительный комплекс, который использовался при исследовании собственных частот, причем источником возбуждения колебаний является переменная сила резания, которая возникает в процессе растачивания.

Как и при экспериментальном определении собственной частоты, непосредственно возле режущей пластины при помощи резьбового соединения шпилькой на державке устанавливается виброизмерительный преобразователь пьезоэлектрического типа, датчик ДН – 4 по направлению оси Z (рис. 2.27) и по направлению оси Y (рис. 2.28), что позволяет снимать показания по двум перпендикулярным осям.



Рисунок 2.27 – Крепление датчика по направлению оси Z



Рисунок 2.28 – Крепление датчика по направлению оси Y

Для оценки применения разработанной инструментальной системы для растачивания следует произвести обработку при различных вылетах и сравнить результаты измерения амплитуд колебаний с аналогичными при растачивании консольно закрепленным резцом.

Датчик фиксирует виброускорения, которые преобразуются в цифровой сигнал при помощи встроенного в осциллограф аналого-цифрового преобразователя.

Вид колебаний наблюдается на экране цифрового осциллографа и записывается на персональный компьютер при помощи программы Ultrascope, которая позволяет экспортировать результаты в программу Excel.

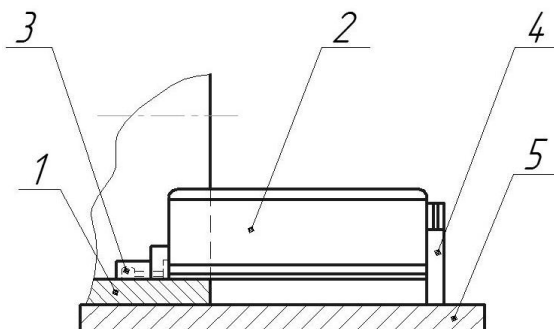
2.9 Методика оценки качества и точности обработки при растачивании

2.9.1 Методика определения шероховатости обработанной поверхности

Качество обработанной поверхности предлагается оценивать по параметру шероховатости R_a . В современных производственных условиях принято пользоваться цифровыми измерителями шероховатости. Для измерения шероховатости на обработанную поверхность помещают датчик с иглой, который определяет неровность поверхности при перемещении с постоянной скоростью.

Неровности поверхности вызывают смещения в датчике, который генерирует аналоговый сигнал. После того как информация о неровности получена, она обрабатывается микропроцессором и выводится на экран прибора в виде заданных параметров. Использование портативного профилометра дает возможность проведения измерений шероховатости без снятия заготовки со станка, что позволяет оперативно и с высокой точностью измерять параметры шероховатости. Этот принцип измерения шероховатости реализован в портативном профилометре TR 200, который

принимается для исследования в данной работе. Схема измерения шероховатости обработки внутренней поверхности детали профилометром TR 200 представлена на рис. 2.29.



- 1 – обработанная деталь; 2 – профилометр TR-200;
 3 – датчик профилометра; 4 – регулируемая подставка;
 5 – рабочая поверхность для установки профилометра

Рисунок 2.29 – Схема измерения шероховатости обработки внутренней поверхности детали

Профилометр следует установить горизонтально и выровнять в уровень при помощи регулируемой подставки 4, с тем чтобы датчик перемещался по обработанной поверхности также горизонтально.

2.9.2 Методика оценки точности обработки при растачивании

При обработке отверстий необходимо обеспечить их размерные и геометрические параметры, прямолинейность геометрической оси отверстия, необходимую взаимосвязь геометрической оси отверстия с другими осями и поверхностями детали. При обработке отверстий различают следующие виды отклонений формы: овальность, огранку, конусообразность, бочкообразность, седлообразность.

Для оценки точности обработки отверстия в данной работе выбраны показатели круглости и конусообразности, которые можно определить путем измерения радиального биения и конусности. Радиальное биение внутренней поверхности вращения относительно базовой оси является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого поперечного сечения и отклонения его центра относительно базовой оси. Для оценки точности в продольном сечении определяется параметр конусообразности, так как при растачивании на токарных станках консольным инструментом конусность является наиболее типичным видом отклонения формы отверстия.

Для исключения влияния погрешностей точности станка перед проведением эксперимента необходимо провести проверку геометрической точности станка на прямолинейность продольного перемещения суппорта в горизонтальной плоскости по контрольной оправке, закрепленной в центрах передней и задней бабки, и индикатора, установленного на суппорте. Радиальное биение контрольного пояска шпинделя передней бабки проверяется с помощью индикатора. Радиальное биение конического отверстия шпинделя передней бабки проверяется по контрольной оправке, установленной в коническое отверстие шпинделя. Величины отклонений не должны превышать значений, указанных в паспорте станка [10].

После завершения проверки показателей точности станка можно проводить экспериментальные исследования точности растачиваемого отверстия в продольном и поперечном сечениях.

Для измерений радиального биения используется индикатор часового типа с магнитной стойкой, установленной на поперечных салазках суппорта. На торце заготовки наносятся двенадцать отметок для фиксации отклонений индикатора и определения максимального отклонения. Измерения следует провести по расточенным дорожкам, которые соответствуют разным вылетам резца при его консольном и двухопорном закреплении.

После исследования точности в поперечных сечениях необходимо произвести испытания на точность в продольном сечении. Измерения диаметров расточенных участков в начальной и конечной точках обработки, которые соответствуют различным вылетам расточного резца, проводятся после растачивания консольно закрепленным расточным резцом при различных вылетах. Затем проводят растачивание с использованием инструментальной системы при тех же режимах резания и соответствующих вылетах и выполняют аналогичные измерения.

Выводы по разделу 2

1. Разработана структурная схема диссертационной работы, которая определяет направление и последовательность теоретических и экспериментальных исследований.

2. Разработана методика математического моделирования деформаций расточного инструмента при статической нагрузке.

3. Предложена методика теоретического определения собственных частот расточного резца, которая позволяет прогнозировать эту динамическую характеристику в зависимости от величины сечения и вылета инструмента.

4. Предложена методика математического моделирования колебаний расточного инструмента с учетом переменной силы резания, сил упругости и сил сопротивления.

5. Разработана методика проектирования расточного инструмента на основе разработки стержневых систем и последующего трехмерного моделирования с определением статических и динамических характеристик.

6. Разработана методика экспериментальных исследований статических и динамических характеристик расточного инструмента и их влияния на показатели эффективности процесса растачивания.

РАЗДЕЛ 3

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И СТЕРЖНЕВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСТОЧНЫХ РЕЗЦОВ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

3.1 Математическое моделирование статических прогибов и собственных частот расточных резцов

При растачивании на резец действует результирующая сила резания, которая не совпадает по направлению с главными плоскостями инерции державки. Таким образом, в результате действия сил резания расточной резец подвергается сложному изгибу. Для статического расчета прогибов державок расточных резцов необходимо задать начальные условия. Расточные резцы для расчета принимаем с державкой из стали 45 со стандартными сечениями 25×25 и 32×32 мм. Составляющие действующей силы моделируют составляющие силы резания $P_z = 1000$ Н и $P_y = 300$ Н, которые соответствуют принятым рекомендациям общемашиностроительных нормативов [67] по режимам резания при чистовом растачивании деталей из конструкционной стали.

В результате расчетов математической модели по методике, приведенной в пункте 2.2, получаем графики суммарных прогибов Δ в крайней точке консольно закрепленного расточного резца в зависимости от вылета L (рис. 3.1).

Зная величины статических прогибов, можно определить жесткость державки резца как отношение действующей силы к перемещению. При этом можно определить как суммарную жесткость, так и жесткость в направлениях главных осей жесткости.

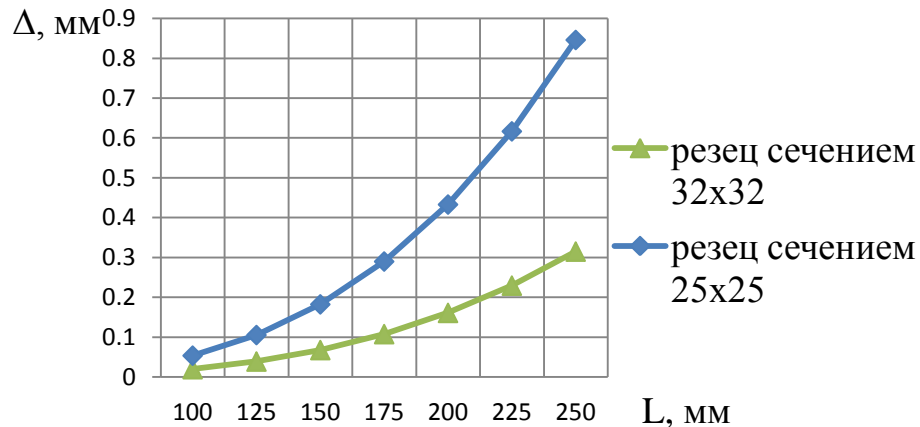


Рисунок 3.1 – График зависимости суммарного прогиба Δ от вылета державки расточного резца L

Для последующих динамических исследований инструментальных систем важно учитывать не только их жесткость, но и собственную частоту, так как автоколебания инструментов, работающих с большим вылетом, происходят на частоте, близкой к частоте первой формы свободных затухающих колебаний.

В пункте 2.3 была разработана математическая модель, которая позволяет определить собственную частоту свободных колебаний расточного резца, принимая его как консольно закрепленный стержень прямоугольного сечения.

Подставляя модуль упругости и плотность для стальных державок, выражение (2.16) можно упростить и получить формулу (3.1) для определения собственной частоты f (Гц):

$$f = 8,51 \cdot 10^5 \cdot h / L^2, \quad (3.1)$$

где h – высота сечения державки, мм;

L – длина консольной части (вылет резца), мм.

Полученное выражение для расчета частоты первой гармоники собственных поперечных колебаний призматического стержня более удобно для использования. Однако формулой (3.1) можно пользоваться только для резцов с большим вылетом, который и присущ процессу растачивания, но и при таких условиях полученные значения собственных частот будут несколько завышенными, так как формула (3.1) не учитывает деформации в месте крепления режущего инструмента в резцедержателе.

По расчетным значениям получены графики собственных частот первой гармоники державок расточных резцов сечением 25×25 и 32×32 мм в зависимости от вылета (рис. 3.2).

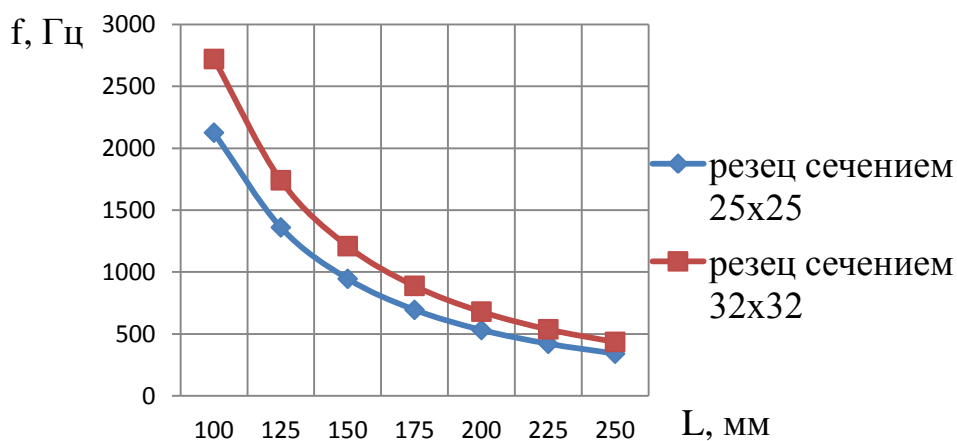


Рисунок 3.2 – График зависимости собственных частот расточных резцов от вылета державки

Анализируя графики прогибов и собственных частот расточных резцов, можно заключить, что вылет резца оказывает существенное влияние на указанные характеристики.

3.2 Исследование статических деформаций инструментальной системы для растачивания при помощи стержневых моделей

В соответствии с целью исследования была поставлена задача разработать конструкцию инструментальной системы для повышения жесткости резца.

Метод стержневых моделей позволяет на основе системного анализа синтезировать новые конструкции инструментальных систем с гораздо меньшими затратами времени по сравнению с трехмерным проектированием.

Для установления целесообразности применения дополнительной опоры стержня с целью уменьшения упругих деформаций под действием внешних сил была создана стержневая модель инструментальной системы.

По приведенной выше методике для определения упругой линии перемещений сечений державки проводилось моделирование деформации стержня без дополнительной опоры и с дополнительной опорой, закрепленной вблизи крайней точки консольной части стержня (рис. 3.3). При этом рассматривалось два варианта соединения стержня, который моделирует консольно закрепленный резец с двухопорным стержнем. В первом варианте соединение было шарнирным, которое обеспечивает перемещение подвижной опоры вдоль оси X и поворот вокруг нее, во втором обеспечивает перемещение только вдоль оси X без поворота вокруг нее.

В результате анализа вариантов было установлено, что шарнирное закрепление, которое обеспечивает перемещение подвижной опоры вдоль оси X без поворота вокруг нее, компенсирует прогибы в направлении

осей Y и Z, а в первом варианте компенсируется только прогиб только вдоль оси Y. Следовательно, для дальнейшего исследования принимаем конструктивную схему по варианту, который обеспечит возможность перемещения опоры только вдоль оси X без поворота вокруг нее.

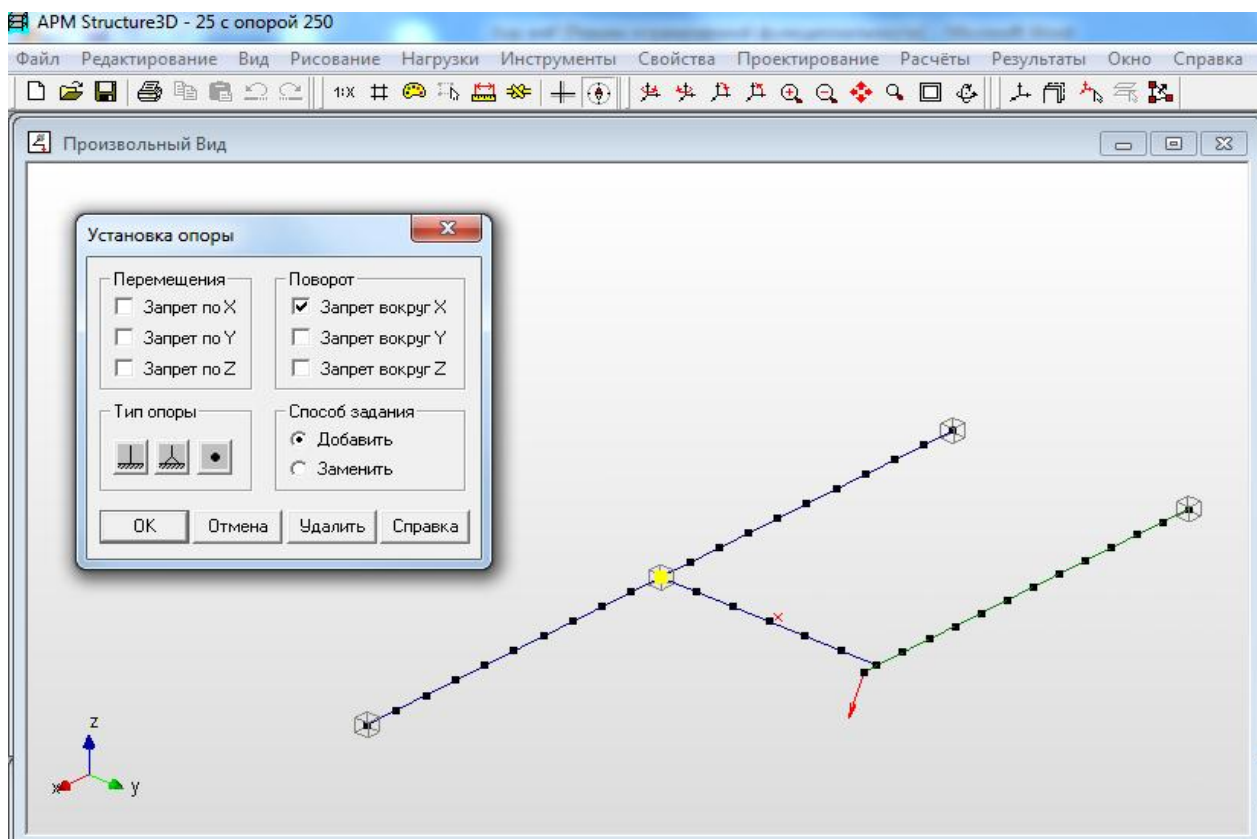


Рисунок 3.3 – Стержневая модель державки расточного резца с дополнительной опорой консольной части

Модель нагружалась в крайней точке силами, которые имитируют действие сил резания $P_z = 1000\text{Н}$ и $P_y = 300\text{Н}$ по соответствующим направлениям.

В редакторе «Сечения» были заданы сечения элементов конструкции (рис. 3.4).

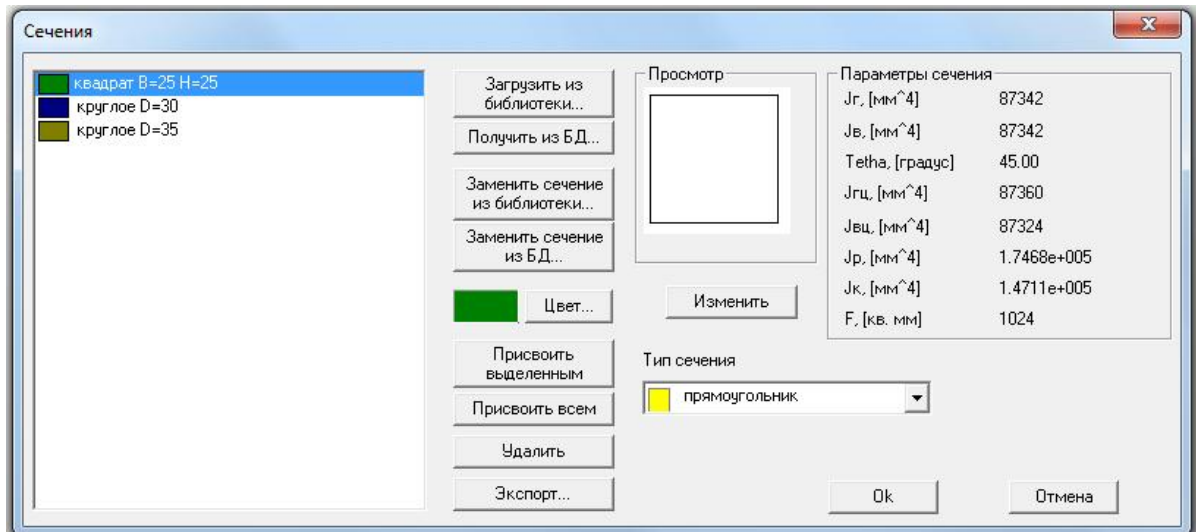


Рисунок 3.4 – Окно редактора поперечных сечений элементов конструкции

По окончании расчета получены следующие карты результатов статических перемещений (рис. 3.5).

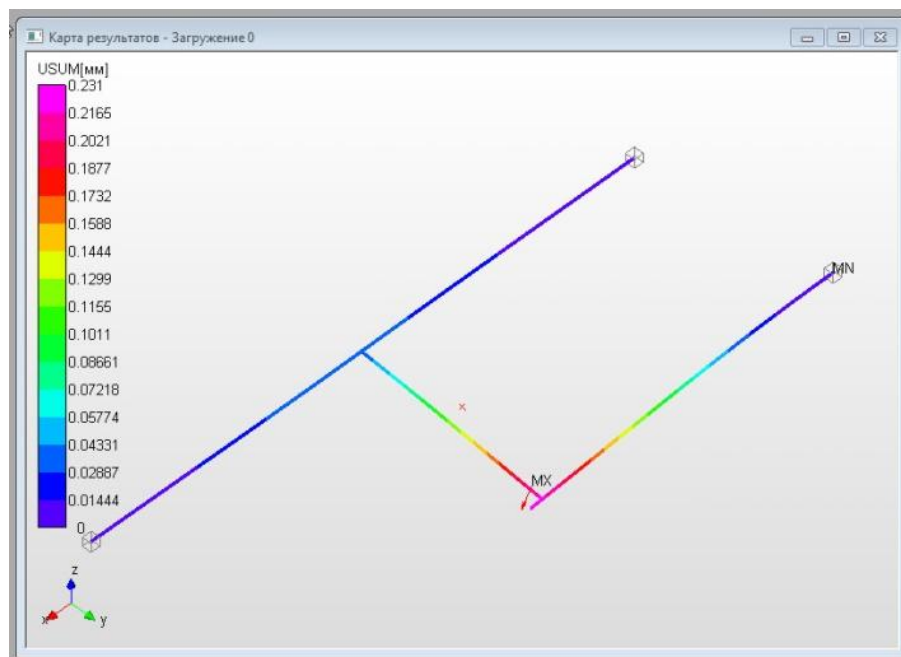


Рисунок 3.5 – Карта результатов суммарных перемещений модели державки расточного резца с дополнительной опорой его консольной части

Было проведено моделирование отдельно взятых стержней сечением 25×25 и 32×32 и этих же стержней с подвижной опорой.

По результатам статического программного расчета получены графики зависимости суммарных прогибов стержневых моделей державок, закрепленных консольно и с применением дополнительной опоры (рис. 3.6).

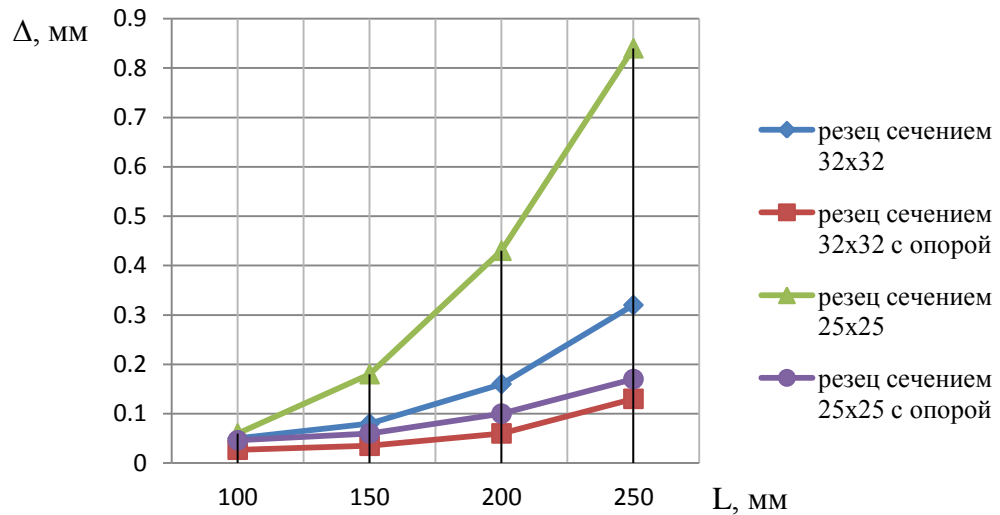


Рисунок 3.6 – График зависимости прогибов стержневых моделей державок расточных резцов от длины их незакрепленной части

3.3 Исследование собственных частот при помощи стержневых моделей

При анализе динамического поведения конструкции в условиях действия переменных нагрузок возникает необходимость в расчете собственных частот и соответствующих им форм колебаний. Определение собственной частоты колебаний необходимо для исключения вероятности явления резонанса при эксплуатации системы.

Для исследования собственных частот державок расточных резцов в программе APM Structure 3D был проведен частотный расчет моделей, которые были подготовлены для статического расчета. Программа позволяет

рассчитывать шестнадцать форм собственных колебаний со значениями резонансных частот и суммированием модальных масс модели. Карта результатов расчета собственных частот и формы колебаний первой гармонике стержневой модели инструментальной системы с двухопорным закреплением державки расточного резца показана на рис. 3.7.

Частоты собственных колебаний

Собственные частоты			Модальные массы (м.м.) и суммы модальных масс (с.м.м.) по направлениям ГСК						
N	[рад/с]	[Гц]	N	м.м. X [%]	с.м.м. X [%]	м.м. Y [%]	с.м.м. Y [%]	м.м. Z [%]	с.м.м. Z [%]
1	2055.38	327.124	1	6.27e-025	6.27e-025	62.9	62.9	3.07e-016	3.07e-016
2	2055.38	327.124	2	1.81e-024	2.43e-024	7.12e-016	62.9	62.9	62.9
3	12880.9	2050.05	3	4.87e-015	4.87e-015	19.3	82.2	3.33e-008	62.9
4	12880.9	2050.05	4	4.72e-015	9.59e-015	8.15e-007	82.2	19.3	82.2
5	18110.1	2882.32	5	2.74e-020	9.59e-015	4.93e-021	82.2	7.36e-022	82.2
6	31821.4	5064.53	6	83.2	83.2	1.51e-015	82.2	8.3e-015	82.2
7	36067	5740.24	7	3.01e-012	83.2	6.63	88.8	1.26e-005	82.2
8	36067	5740.24	8	3.36e-013	83.2	1.26e-005	88.8	6.63	88.8
9	54401.9	8658.33	9	3.7e-013	83.2	3.9e-014	88.8	8.44e-014	88.8
10	70678.3	11248.8	10	3.55e-010	83.2	3.33	92.1	0.0509	88.9
11	70678.3	11248.8	11	6.52e-009	83.2	0.0513	92.2	3.33	92.2
12	90908.5	14468.5	12	8.86e-010	83.2	1.95e-012	92.2	3.85e-010	92.2
13	95589.8	15213.6	13	9.15	92.3	1.35e-011	92.2	1.11e-008	92.2

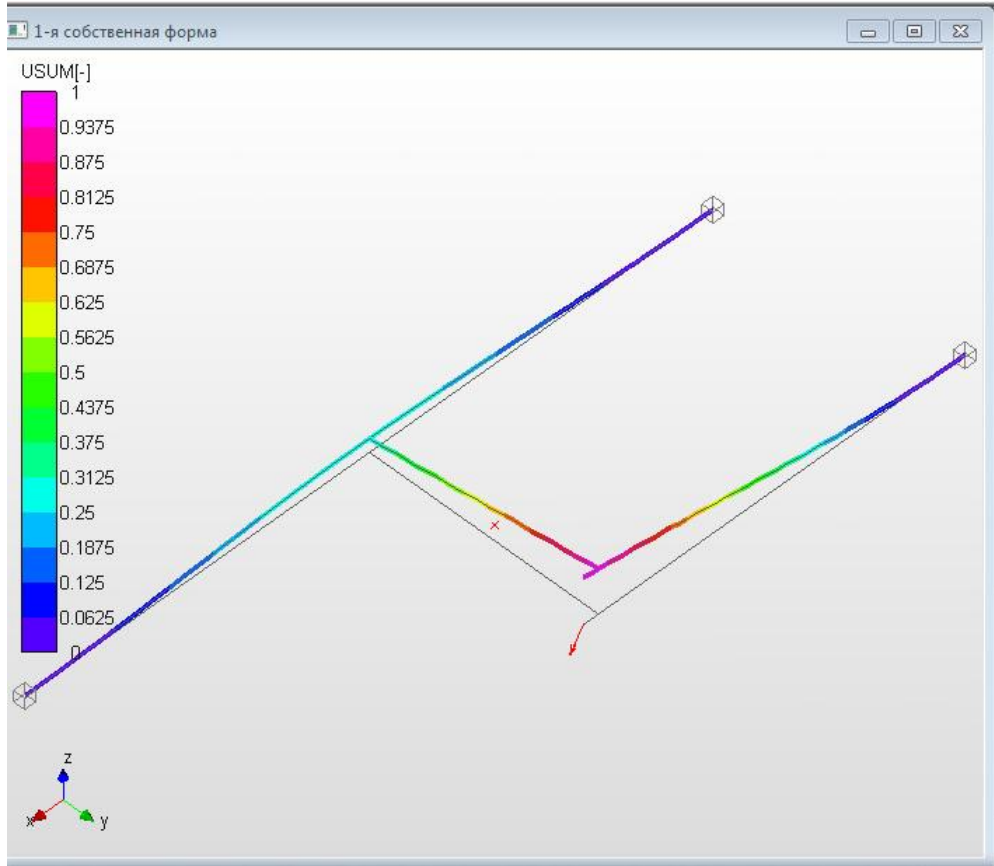


Рисунок 3.7 – Карта результатов расчета собственных частот стержневой модели с дополнительной опорой

По результатам программного расчета были построены графики зависимости собственных частот от длины незакрепленной части державок как закрепленных консольно, так и державок с дополнительной опорой (рис. 3.8).

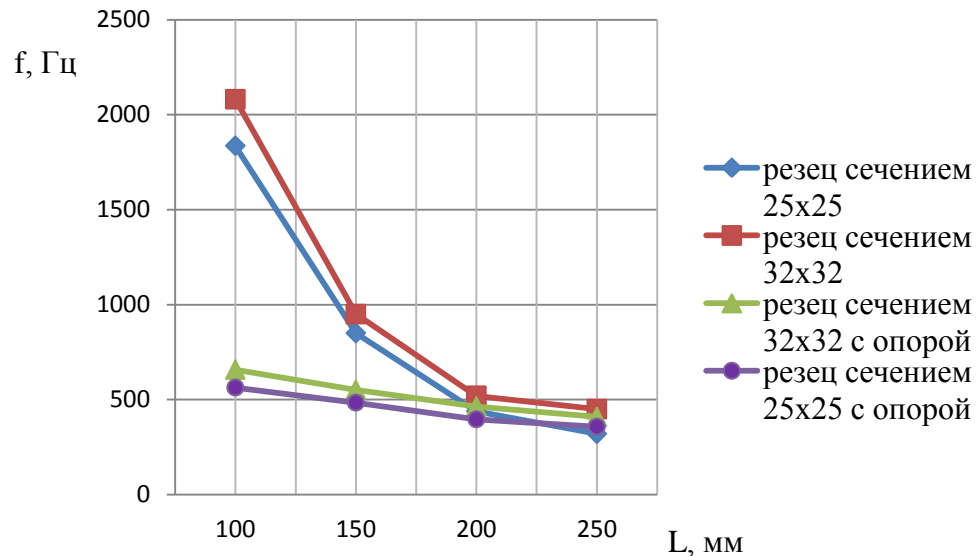


Рисунок 3.8 – График зависимости собственных частот расточных резцов от их вылета

Анализ результатов программного расчета стержневой модели позволяет судить об адекватности полученных значений прогибов и собственных частот для консольно закрепленных стержней с их теоретическими значениями. Из этого следует, что программу APM Structure 3D можно применить и для расчета стержневой модели с дополнительной опорой. Выбор метода моделирования при помощи стержневых объектов заданных сечений позволяет значительно сократить время получения результатов, обеспечив достаточную точность расчетов.

3.4 Исследование динамических характеристик инструментальной системы для растачивания при помощи математических моделей

На основе исследований динамических систем В. А. Кудинова, Г. С. Лазарева, Е. М. Эльясберга в пункте 2.5 была разработана методика построения схемы динамической системы для растачивания на токарных станках.

Свойства упругой системы «резец – суппорт» в плоскости, перпендикулярной оси центров токарного станка, могут быть представлены в виде двух пружин, ориентированных под некоторым углом к координатной системе (рис. 3.9).

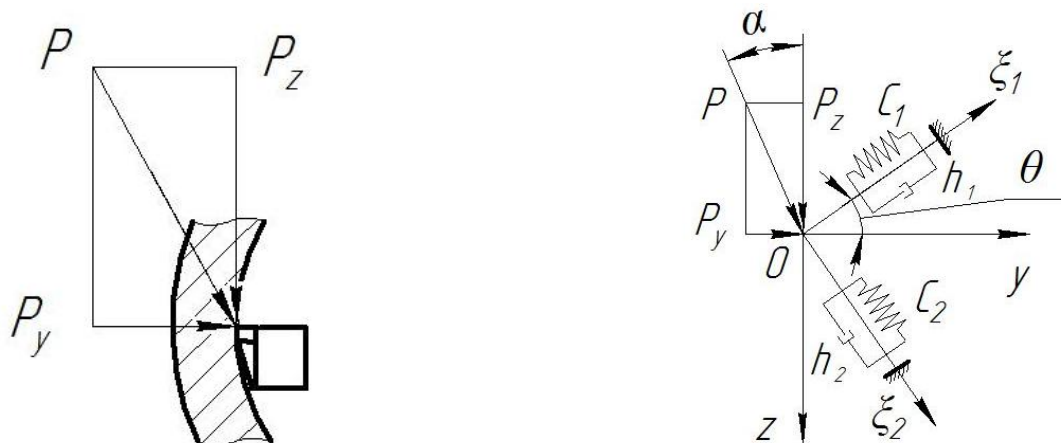


Рисунок 3.9 – Схема действия сил резания на упругую систему в плоскости YZ при консольном закреплении расточного резца

Такая модель упругой системы позволяет определить упругое перемещение вершины резца в радиальном и тангенциальном направлениях под действием силы резания и учитывать восстанавливающие силы, т. е. силы упругости с коэффициентами жесткости C_1 и C_2 , возникающие при отклонении вершины резца из положения статического равновесия. Эти силы упругости совместно с силами демпфирования с коэффициентами h_1

и h_2 являются составляющими динамических сил и в значительной мере определяют устойчивость процесса резания [50].

Для определения упругого перемещения вершины резца под действием силы резания найдем коэффициенты податливости системы «резец – суппорт». Определим для этой цели перемещение вершины резца под действием единичной силы P_1 , действующей вдоль оси Y . Проекция этой силы на главные оси жесткости:

$$P_{\xi_1} = P_1 \cdot \cos \theta = \cos \theta ; \quad (3.2)$$

$$P_{\xi_2} = P_1 \cdot \sin \theta = \sin \theta. \quad (3.3)$$

Перемещения в направлении осей жесткости ξ'_1 и ξ'_2 :

$$\xi'_1 = \frac{P_{\xi_1}}{c_1} = \frac{\cos \theta}{c_1} ; \quad (3.4)$$

$$\xi'_2 = \frac{P_{\xi_2}}{c_2} = \frac{\sin \theta}{c_2}. \quad (3.5)$$

Координаты ξ'_1 и ξ'_2 связаны с координатами y и z следующими зависимостями:

$$y = \xi'_1 \cdot \cos \theta + \xi'_2 \cdot \sin \theta ; \quad (3.6)$$

$$z = \xi'_2 \cdot \cos \theta - \xi'_1 \cdot \sin \theta. \quad (3.7)$$

Подставляя значения ξ'_1 и ξ'_2 , найдем:

$$y = \frac{\cos^2 \theta}{c_1} + \frac{\sin^2 \theta}{c_2} ; \quad (3.8)$$

$$z = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_1} \right) \cdot \sin 2\theta. \quad (3.9)$$

Поскольку перемещение y вызвано единичной силой P_1 , направленной по оси y , это перемещение есть коэффициент податливости s_{11} . Перемещение по оси z вызвано также единичной силой P_1 , значит z есть коэффициент податливости s_{21} , т. е. можно записать:

$$s_{11} = \frac{\cos^2 \theta}{c_1} + \frac{\sin^2 \theta}{c_2}; \quad (3.10)$$

$$s_{21} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_1} \right) \cdot \sin 2\theta. \quad (3.11)$$

Рассуждая аналогично, найдем перемещение под действием единичной силы, направленной по оси z , т. е. коэффициенты податливости относительно оси z запишутся:

$$s_{11} = \frac{\cos^2 \theta}{c_2} + \frac{\sin^2 \theta}{c_1}; \quad (3.12)$$

$$s_{12} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_1} \right) \cdot \sin 2\theta. \quad (3.13)$$

Полученные выражения коэффициентов податливости позволяют определить упругое перемещение вершины резца, если составляющие силы резания по координатным осям P_y и P_z известны. Поскольку коэффициент податливости характеризует перемещение вершины резца в направлении оси y под действием единичной силы P_1 , направленной также по оси y , можно заключить, что сила P_y вызывает перемещение $s_{11}P_y$. Соответственно под действием единичной силы P_2 , направленной по оси z , вершина резца переместится по оси на величину $s_{12}P_z$. Следовательно, под действием составляющей P_z перемещение по оси z будет $s_{12}P_z$.

Общее перемещение в радиальном направлении под действием составляющих P_y и P_z является, таким образом, суммой:

$$y' = s_{11} \cdot P_y + s_{12} \cdot P_z. \quad (3.14)$$

Аналогично находится упругое перемещение вершины резца в тангенциальном направлении:

$$z' = s_{21} \cdot P_y + s_{22} \cdot P_z . \quad (3.15)$$

На рабочую часть инструмента действуют не только силы резания, но и силы трения от сходящей стружки по передней поверхности и силы трения об обработанную поверхность на задней грани. Силы, действующие на переднюю поверхность инструмента, пропорциональны площади срезаемого слоя, а силы на задней поверхности зависят от площади контакта инструмента с деталью и направления их относительного смещения, т. е. вектора действительной скорости резания, который определяется векторной суммой скорости резания и скоростей относительных колебаний инструмента по направлениям координатных осей Y и Z. Кроме этих сил, являющихся внутренними, на систему действуют внешние силы, которые разделяются на импульсные, имеющие случайный характер, и гармонические возмущающие воздействия. К импульсным воздействиям относятся случайные изменения твердости обрабатываемого материала, изменения припуска, другие силовые импульсы. Гармонические воздействия – это вибрации, передающиеся в систему через станину станка от фундамента, колебания, возникающие в самом станке при движении деталей и узлов, а также дисбаланс или эксцентриситет заготовки.

Все перечисленные виды воздействий на инструмент вызывают его отклонение от первоначального положения, определяемое характеристиками упругой системы инструмента. Силы резания вызывают отжим инструмента от детали, что ведет к уменьшению толщины срезаемого слоя, или, при неблагоприятной ориентации осей жесткости, потерю устойчивости инструмента. Импульсные воздействия порождают переходные процессы, длительность которых определяется диссипативными свойствами системы, а амплитуда и частота повторений зависят от интенсивности случайных

воздействий. Внешние гармонические воздействия вызывают вынужденные колебания, амплитуда которых зависит от близости частот возмущающей силы к одной из собственных частот системы. При совпадении этих частот наступает резонанс, амплитуда которого также определяется диссипативными свойствами системы [50].

Так как в реальном процессе резания имеют место воздействия всех рассмотренных видов, то результирующие колебания инструмента также будут определяться совместной реакцией системы на эти воздействия. В общем виде это можно представить как последовательность переходных процессов, переходящих в установившиеся колебания системы. Временная последовательность импульсов описывается случайным законом распределения, а вид колебаний при переходном процессе определяется характеристиками упругой системы инструмента, его конструктивными параметрами, режимами резания и величиной износа.

Всякое изменение относительного положения инструмента и детали вызывает изменение усилий, действующих на режущую часть инструмента. Зная силы и характеристики упругой системы, можно составить уравнения движения и рассчитать перемещения инструмента.

Режущая кромка инструмента в поперечном сечении всегда имеет радиус округления, который соединяет переднюю и заднюю поверхности. По передней поверхности инструмента сходит стружка, а по задней поверхности происходит фрикционный контакт с обработанной поверхностью детали за счет упругого восстановления. На радиусной части режущей кромки имеется зона, в которой происходит разделение обрабатываемого материала на стружку, сходящую по передней поверхности, и обработанную поверхность детали.

Контактные нагрузки по длине контакта на передней и задней поверхностях инструмента распределены неравномерно и наибольшей величины достигают на режущей кромке. На переднюю поверхность инструмента действуют нормальные напряжения сжатия от давления

стружки и касательные напряжения от силы трения стружки по передней поверхности. На заднюю поверхность также действует нормальное давление и касательные напряжения от контакта с деталью.

Рассмотренное стационарное состояние имеет место при отсутствии колебаний. При колебаниях изменяются контактные нагрузки на режущую часть инструмента, причем это особенно ярко выражено на задней поверхности.

Наличие колебаний приводит к изменению направления вектора действительной скорости резания и, следовательно, к изменению положения точки разделения на радиусном участке режущей кромки. При этом если точка разделения смещается на определенную величину, то часть инструментального материала, ранее нагруженная напряжениями сдвига одного знака, будет нагружена сдвиговыми напряжениями противоположного знака, т. е. на инструментальный материал вблизи точки разделения при колебаниях будут действовать знакопеременные сдвиговые напряжения.

Сила резания, действующая на заднюю грань резца, имеет нелинейный характер изменения контактного давления при наличии относительных колебаний.

Определив относительные колебания по осям Y и Z , вычислим перемещения в радиальном и тангенциальном направлениях для этой точки вершины режущей кромки.

Запишем выражения для вынуждающих сил, которые приводят к колебаниям, действующим на резец по координатам Y и Z :

$$P_{z\epsilon} = P_{z0} \cdot \cos(\omega \cdot t); \quad (3.15)$$

$$P_{y\epsilon} = P_{y0} \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad (3.16)$$

где P_{z0} и P_{y0} – амплитудные значения силы P_z и P_y ;

ω – круговая частота колебаний;

t – интервалы времени.

При составлении уравнения движения нужно учесть, кроме вынуждающей силы, также те силы, которые действуют в системе при свободных колебаниях, т. е. упругую силу и силу сопротивления среды. Применительно к рассматриваемой модели упругими силами являются силы, пропорциональные перемещениям в направлениях главных осей жесткости ($c_1 \cdot \xi_1$ и $c_2 \cdot \xi_2$), а силу сопротивления будем считать пропорциональной скорости ($h_1 \cdot \dot{\xi}_1$ и $h_2 \cdot \dot{\xi}_2$), тогда уравнение движения запишется следующим образом:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\xi}_1 + h_1 \cdot \dot{\xi}_1 + c_1 \cdot \xi_1 = (P_y + P_{y\theta}) \cdot \cos \theta - (P_z + P_{z\theta}) \cdot \sin \theta; \\ m \cdot \ddot{\xi}_2 + h_2 \cdot \dot{\xi}_2 + c_2 \cdot \xi_2 = (P_y + P_{y\theta}) \cdot \sin \theta + (P_z + P_{z\theta}) \cdot \cos \theta. \end{cases} \quad (3.17)$$

Запишем формулы перехода от осей ξ_1 и ξ_2 к осям Y и Z :

$$\xi_1 = y \cdot \cos \theta - z \cdot \sin \theta; \quad (3.18)$$

$$\xi_2 = y \cdot \sin \theta + z \cdot \cos \theta. \quad (3.19)$$

После подстановки получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} & (\ddot{y} \cdot \cos \theta - \ddot{z} \cdot \sin \theta) \cdot m = \\ & [(P_y + P_{y0} \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos \theta - (P_z + P_{z0} \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \sin \theta - \\ & - h_1 \cdot (\dot{y} \cdot \cos \theta - \dot{z} \cdot \sin \theta) - c_1 \cdot (y \cdot \cos \theta - z \cdot \sin \theta)]; \\ & (\ddot{y} \cdot \sin \theta + \ddot{z} \cdot \cos \theta) \cdot m = \\ & [(P_y + P_{y0} \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \sin \theta + (P_z + P_{z0} \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos \theta - \\ & - h_2 \cdot (\dot{y} \cdot \sin \theta + \dot{z} \cdot \cos \theta) - c_2 \cdot (y \cdot \sin \theta + z \cdot \cos \theta)], \end{aligned} \quad (3.20)$$

где m – приведенная масса консольной части державки расточного резца;

θ – угол ориентации осей жесткости;

P_z, P_y – постоянные составляющие сил резания;

P_{z0}, P_{y0} – амплитудные составляющие сил резания;

ω – круговая частота колебаний;

c_1, c_2 – коэффициенты жесткости;

h_1, h_2 – коэффициенты демпфирования.

Система данных уравнений решалась численным методом с помощью компьютерной программы проведения математических расчетов MATHCAD [44] с использованием функции Odesolve.

Математический аппарат программы опирается на вычисления с матрицами, векторами и комплексными числами. Программа MATHCAD позволяет получить графическое представление функциональных зависимостей.

Программа MATHCAD содержит небольшое количество операторов, но это компенсируется большим числом библиотечных процедур и функций. Имеется возможность как составлять собственные отдельные программы с целью многократного их использования для исследований, так и применять практически все вычислительные возможности системы в режиме мощного научного калькулятора, что делает MATHCAD незаменимым средством проведения расчетных исследований [89].

Решение систем обыкновенных дифференциальных уравнений с заданными начальными условиями играет важную роль в практике инженерных вычислений. В программу включен специальный решатель дифференциальных уравнений, который упрощает выбор метода решения, задание начальных условий и установление специальных опций для повышения эффективности используемых методов. Алгоритмы, применяемые при решении дифференциальных уравнений, существенно зависят от требований к точности решений и типа интегрируемой системы. Учитывая нелинейный характер исследуемой системы, была использована процедура Odesolve, предназначенная для решения жестких систем, представляющая собой решатель переменного порядка, основанный на формулах численного дифференцирования. Эта функция интегрирует заданную систему дифференциальных уравнений на определенном интервале времени с указанными начальными условиями. Каждая строка выходного массива соответствует решению в определенные моменты времени t .

Для решения системы уравнений задаются следующие неизменные условия: постоянные и амплитудные составляющие сил резания $P_z = 1000$ Н, $P_y = 300$ Н, $P_{z0} = 250$ Н, $P_{y0} = 75$ Н, коэффициенты демпфирования – $h_1 = h_2 = 0,2$. Также в систему уравнений вводились изменяемые параметры: значения жесткости по главным осям инерции C_1 и C_2 , Н/мм; угол ориентации осей жесткости θ° ; приведенная масса консольной части державки расточного резца m , кг; круговая частота колебаний ω , рад/с. Переменные параметры принимались в зависимости от вылета державки резца и применения дополнительной опоры, которая повышает жесткость резца. Начальные условия и решение системы уравнений в программе MATHCAD приведены в приложении Б. В результате решения системы уравнений определяются перемещения во времени по осям Y и Z.

На рис 3.10 представлены графики виброперемещений во времени вершины консольно закрепленного расточного резца сечением 32×32 мм при вылете $L = 250$ мм. При низких значениях жесткости и значении угла $\theta = 30^\circ$ система неустойчива, то есть амплитуда колебаний достаточно большая и колебания имеют форму биений, что является показателем колебательной системы, находящейся вблизи резонанса.

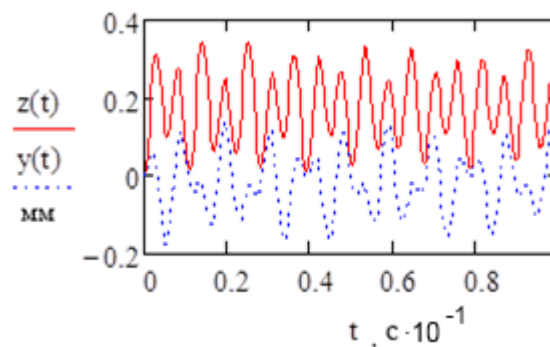


Рисунок 3.10 – Виброперемещения вершины консольно закрепленного расточного резца

На рисунке 3.11 представлена расчетная траектория движения расточного резца при указанных условиях.

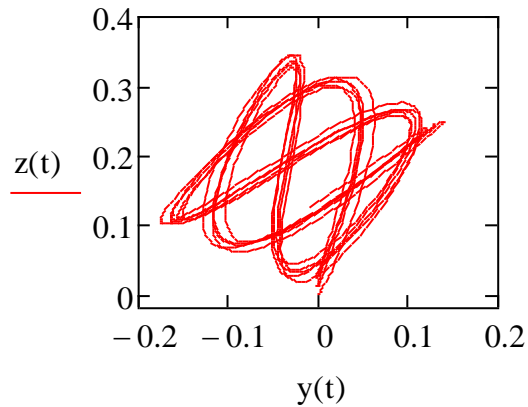


Рисунок 3.11 – Траектория движения вершины расточного резца при консольном закреплении

С введением в систему дополнительной жесткости за счет использования инструментальной системы, которая создает подвижную опору державки, меняется угол ориентации главных осей жесткости (рис. 3.12). На рис 3.13 представлены графики виброперемещений во времени вершины двухопорно закрепленного расточного резца сечением 32×32 мм при вылете $L = 250$ мм. При увеличении значений жесткости и изменении угла ориентации осей жесткости до $\theta = 15^\circ$ вид относительных колебаний изменяется, амплитуды колебаний уменьшаются и колебания происходят по гармоническому закону, что говорит об устойчивости системы. Амплитудные перемещения по направлениям Y и Z становятся близки к перемещениям, соответствующим статическим деформациям.

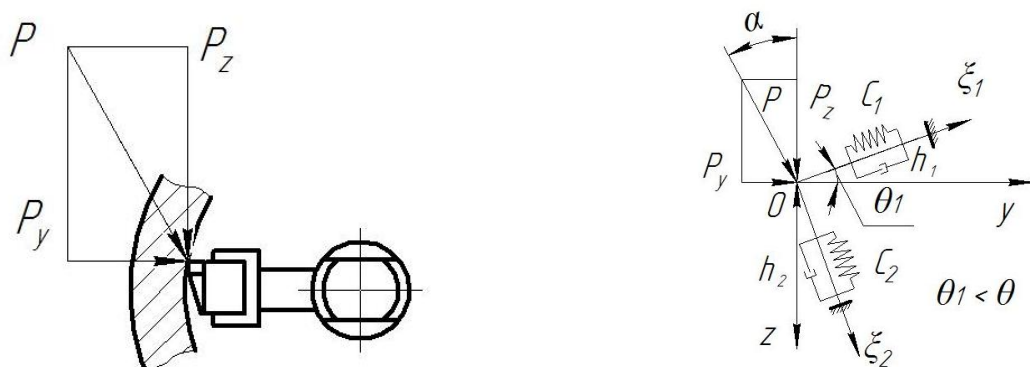


Рисунок 3.12 – Схема действия сил резания на упругую систему в плоскости YZ при двухопорном закреплении расточного резца

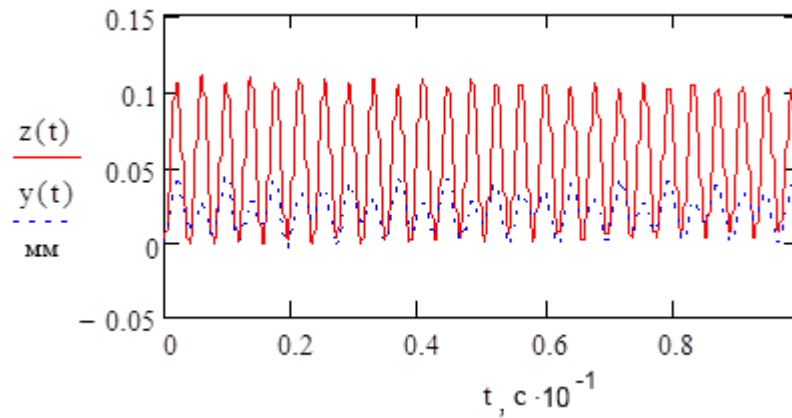


Рисунок 3.13 – Виброперемещения вершины расточного резца при двухпорном закреплении

На рисунке 3.14 представлена расчетная траектория движения расточного резца при указанных условиях.

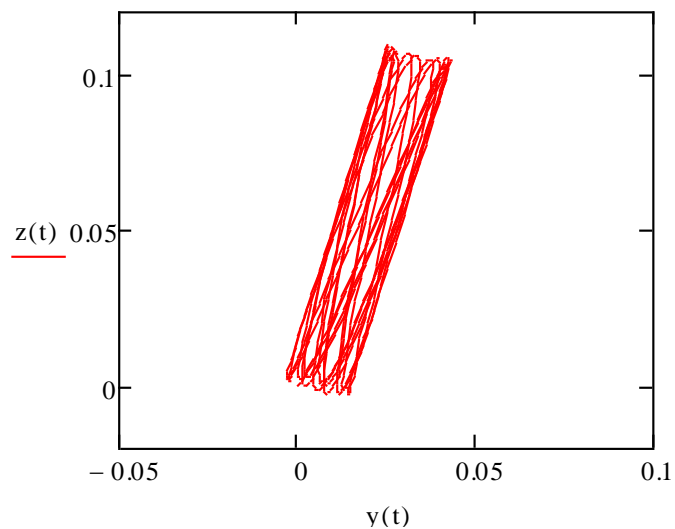


Рисунок 3.14 – Траектория движения вершины расточного резца при двухпорном закреплении

Разработанная модель позволяет рассчитать параметры относительных колебаний детали и инструмента, исходя из параметров упругой системы и процесса резания.

Выводы по разделу 3

1. На основании теоретического анализа математических моделей можно судить о доминирующем влиянии вылета расточного инструмента на его статические характеристики.

2. Предложенная формула расчета собственных частот резцов с призматической державкой применима для инструментов с достаточно большим относительным вылетом.

3. Стержневое моделирование инструментальных систем позволяет создавать и анализировать конструкции с учетом программного расчета на начальном этапе проектирования.

4. Вибрации, которые возникают в процессе растачивания, можно описать при помощи систем дифференциальных уравнений. Решение системы уравнений позволяет судить о степени устойчивости процесса резания по амплитудным показателям.

5. Применение дополнительной опоры державки резца позволяет значительно повысить жесткостные параметры инструмента и его виброустойчивость в процессе резания.

6. Анализ разработанных математических и стержневых моделей показывает целесообразность создания дополнительной опоры державки расточного резца.

РАЗДЕЛ 4

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСТОЧНЫХ РЕЗЦОВ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ПОМОЩИ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

4.1 Разработка инструментальной системы с подвижной опорой консольной части расточного резца

В основу создания специальной инструментальной системы была положена возможность использования устройства, создающего подвижную опору консольной части державки расточного резца непосредственно вблизи режущей пластины в процессе растачивания отверстия на токарно-винторезном станке. Подвижная опора должна обеспечивать повышение жесткостных параметров державки расточного резца, работающего при значительных вылетах, вследствие чего повысятся и динамические характеристики процесса резания.

На первоначальном этапе проектирования была разработана схема технологической наладки обработки отверстия на токарном станке (рис. 4.1). Принципиальная схема разработанной инструментальной оснастки и описание взаимодействия ее элементов описана ниже.

Заготовка устанавливается в кулачках планшайбы или в кулачках патрона токарно-винторезного станка. Через отверстие заготовки проходит оправка 1, которая с одной стороны жестко крепится коническим хвостовиком в пиноли задней бабки 2, а с другой стороны опирается центровым отверстием на вращающийся центр 3, который, в свою очередь, устанавливается в коническое отверстие шпинделя. Державка расточного резца 4 крепится в резцедержателе 5. За режущей частью резца на державке устанавливается вилка корпуса 6, которая охватывает державку с трех

сторон. Вилка крепится винтом к торцевой поверхности последней детали из набора цилиндров, который, в свою очередь, крепится к корпусу 6. Корпус устанавливается на оправке и при продольном перемещении резца свободно движется вдоль оси оправки. За счет плоских направляющих корпус не может поворачиваться относительно оси оправки.

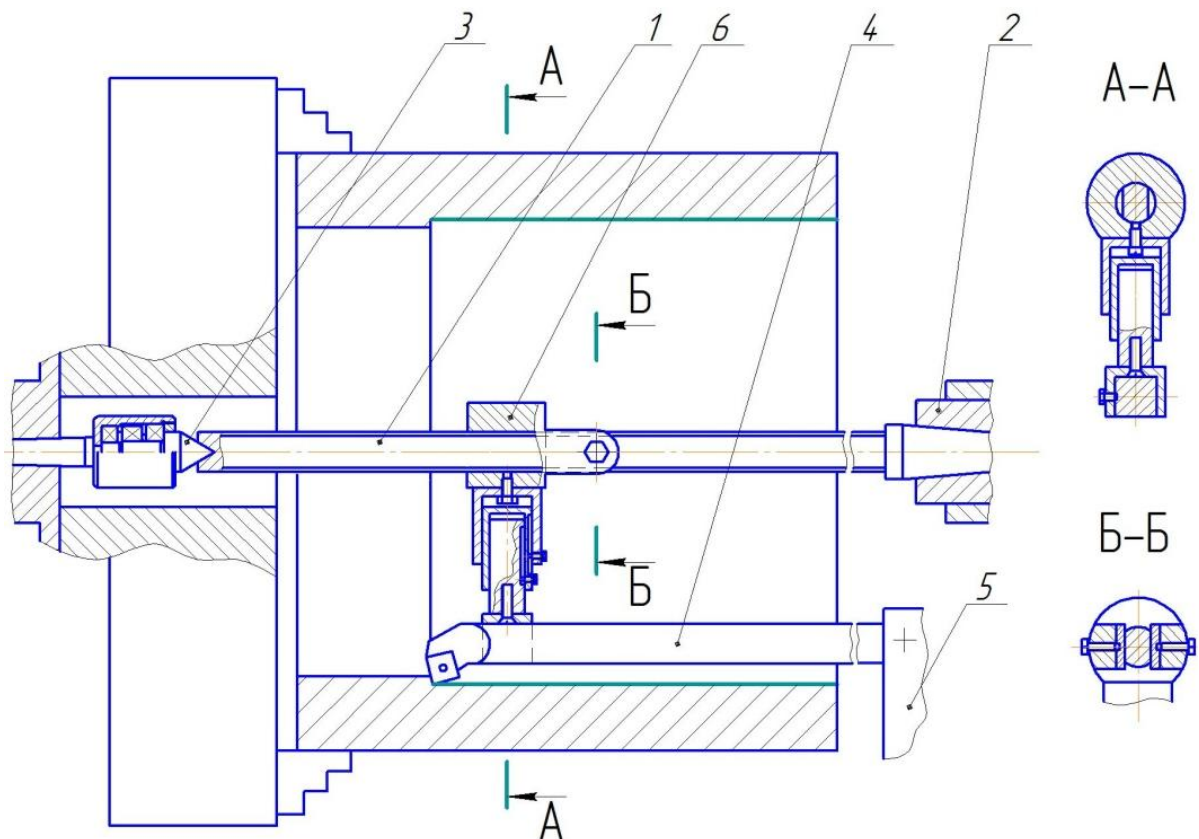


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема разработанной инструментальной системы

Перед обработкой отверстия глубина резания устанавливается за счет перемещения державки резца в радиальном направлении. При этом отпускаются фиксирующие винты и набор цилиндров вместе с резцом устанавливается для обработки заданного диаметра отверстия. После установления необходимой глубины резания закручиваются фиксирующие винты, которые обеспечивают неподвижное расположение элементов конструкции в радиальном и тангенциальном направлениях.

Инструментальная система с двухопорным закреплением расточного резца позволяет компенсировать действие составляющих сил резания на державку резца, тем самым уменьшая его податливость в радиальном и тангенциальном направлениях. Таким образом, инструментальная система способна уменьшить деформации изгиба и кручения расточного инструмента.

4.2 Трехмерное моделирование инструментальной системы для растачивания

На сегодняшний день невозможно создать качественное, надежное и конкурентоспособное оборудование без применения средств компьютерного 3D-моделирования. Поэтому после разработки принципиальной схемы и эскизного проекта для создания опытной конструкции инструментальной системы применяется метод трехмерного моделирования с последующей разработкой конструкторской документации.

Для проектирования специальной инструментальной системы использовалась программа трехмерного моделирования «Компас 3D» 14V, которая позволяет создавать трехмерные параметрические модели как отдельных деталей, так и сборных конструкций и генерировать по ним рабочие и сборочные чертежи. Кроме того, данная программа, начиная с версии «Компас 3D» 13V, имеет встроенный модуль прочностных расчетов АРМ FEM, позволяющий при помощи метода конечных элементов рассчитывать напряжения, перемещения, нагрузки и деформации элементов конструкции. Также в модуле прочностных расчетов имеется возможность производить тепловой расчет и расчет собственных частот с определением модальных масс и формы колебаний. Указанный модуль является

библиотечным приложением к программе «Компас» и представляет собой часть модуля APM Structure3D программы APM WinMachine.

Для создания трехмерной модели сборной конструкции инструментальной системы были спроектированы отдельные детали и сборочные единицы, входящие в сборку: корпус, оправка, набор цилиндров, вилка, а также крепежные элементы.

Разработанные трехмерные модели основных деталей и сборочных единиц показаны на рис. 4.2–4.5.

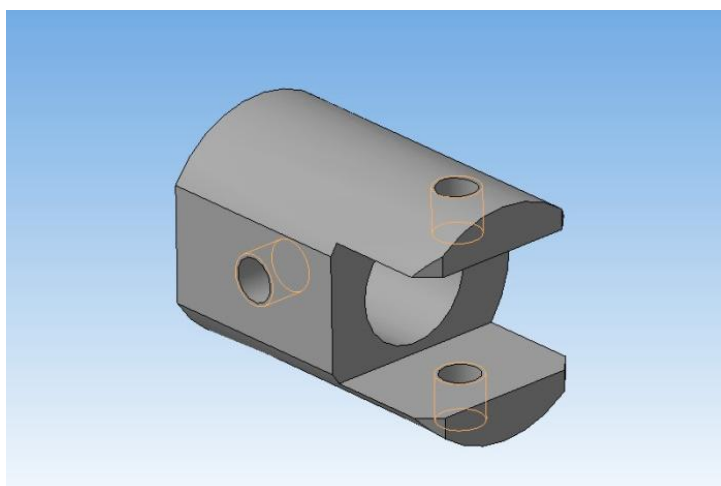


Рисунок 4.2 – 3D модель корпуса подвижной опоры

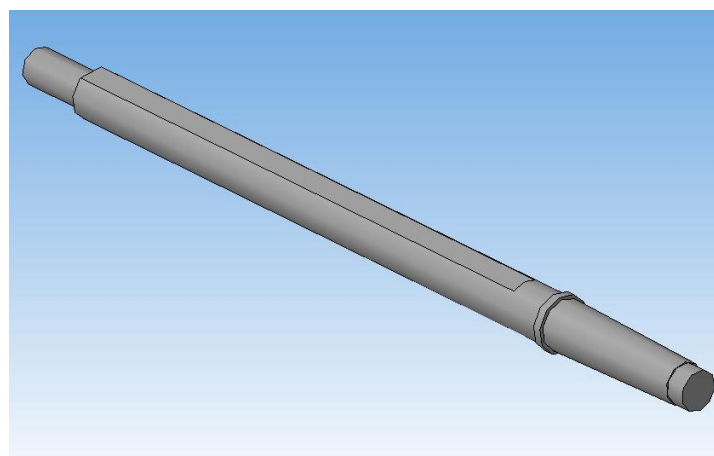


Рисунок 4.3 – 3D-модель оправки

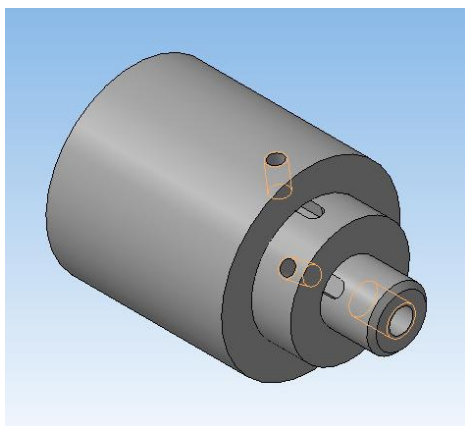


Рисунок 4.4 – 3D-модель сборочной единицы, состоящей из цилиндров

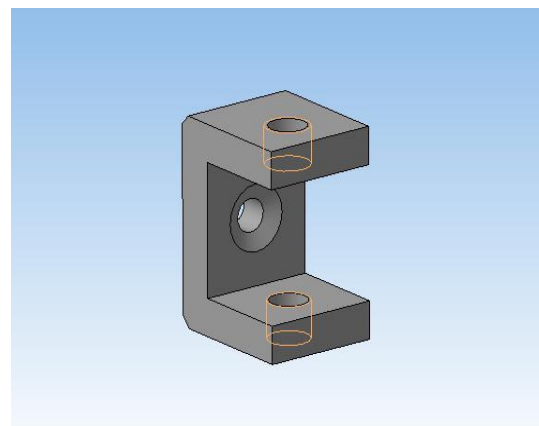


Рисунок 4.5 – 3D-модель вилки

После создания трехмерных моделей отдельных деталей и сборочных единиц была создана трехмерная модель сборной конструкции (рис. 4.6).

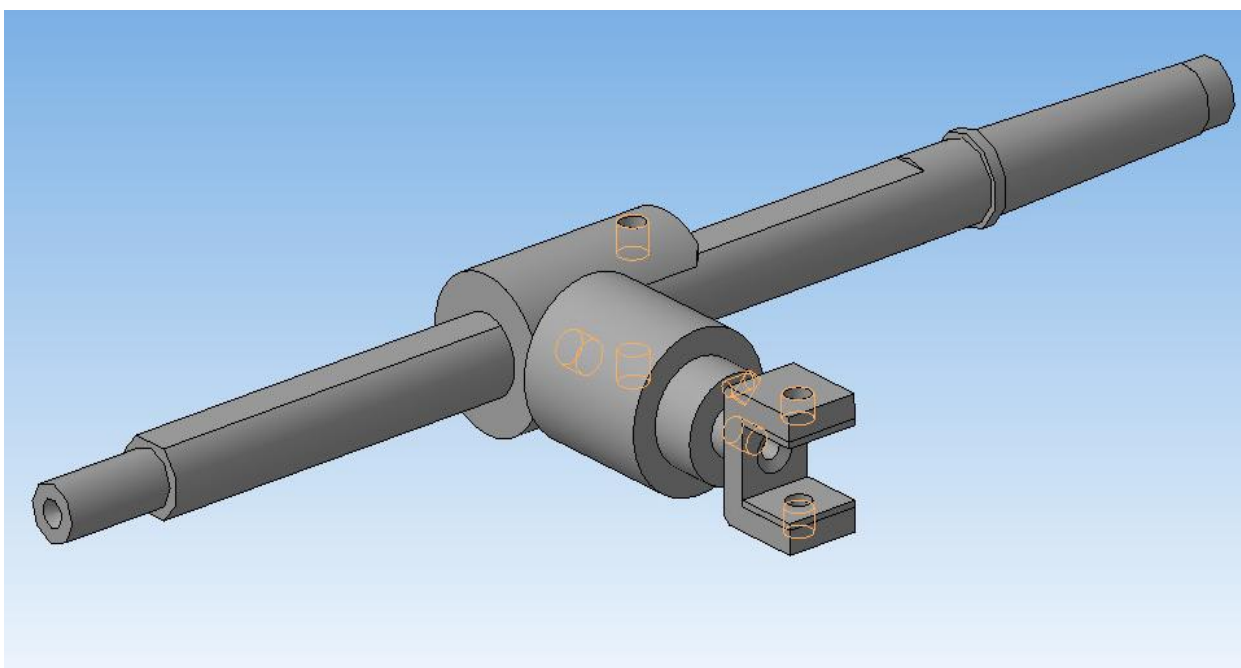


Рисунок 4.6 – 3D-модель инструментальной системы в сборе

4.3 Компьютерное исследование статических характеристик и собственных частот трехмерных моделей

По методике, разработанной для исследования консольно закрепленных расточных резцов, выполнялся расчет статических характеристик и собственных частот модели разработанной инструментальной системы для растачивания.

Для моделирования был использован ряд расточных резцов с различными длинами консольной части державок, чтобы исследовать модели с вылетом 100, 150, 200 и 250 мм. Условия нагружения и закрепления соответствовали принятым для стержневых моделей. Созданные модели резцов и инструментальной системы, с учетом различных вылетов державки из резцедержателя, были рассчитаны с применением метода конечных элементов. На рис. 4.7 показана модель, разбитая на конечные элементы, с приложенной к ней силой и закреплениями. После проведенного расчета были получены карты результатов перемещений (рис. 4.8) и собственных частот.

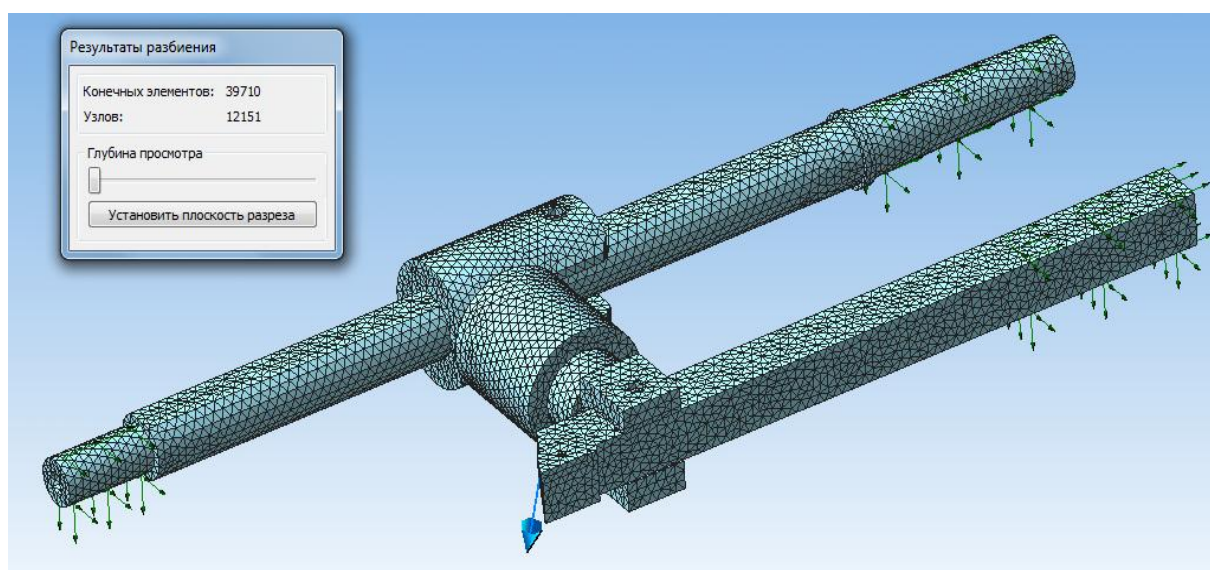


Рисунок 4.7 – Конечно-элементная модель инструментальной системы

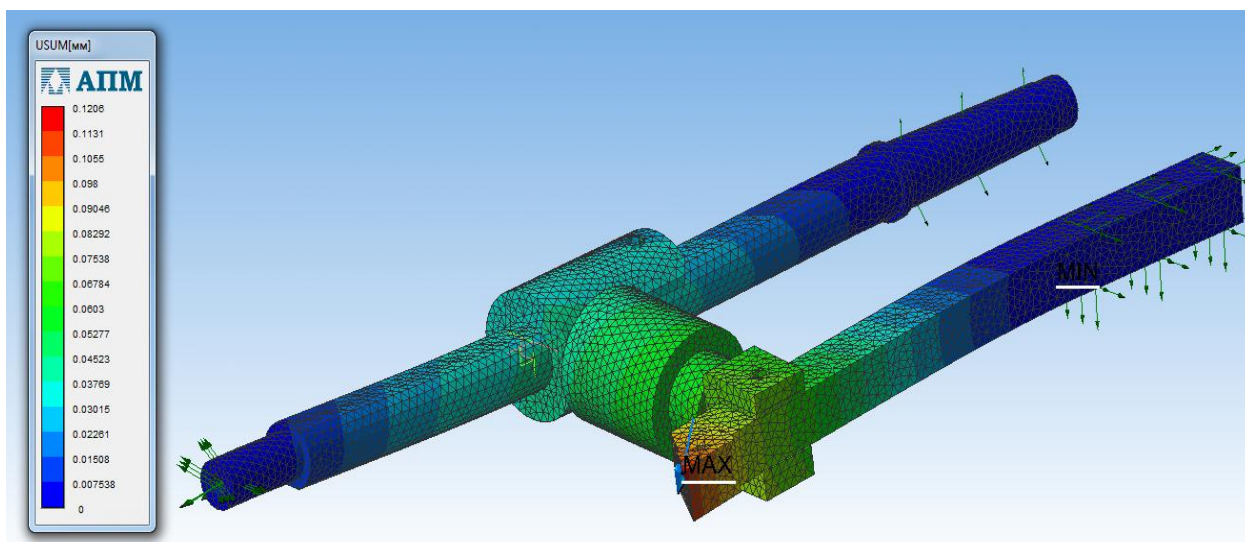


Рисунок 4.8 – Карта результатов расчета статических перемещений инструментальной системы для растачивания

По результатам расчетов были получены графики зависимости прогибов резцов в крайней точке консольной части в зависимости от вылета (рис. 4.9). Также были определены частоты собственных колебаний всех созданных моделей (рис. 4.10).

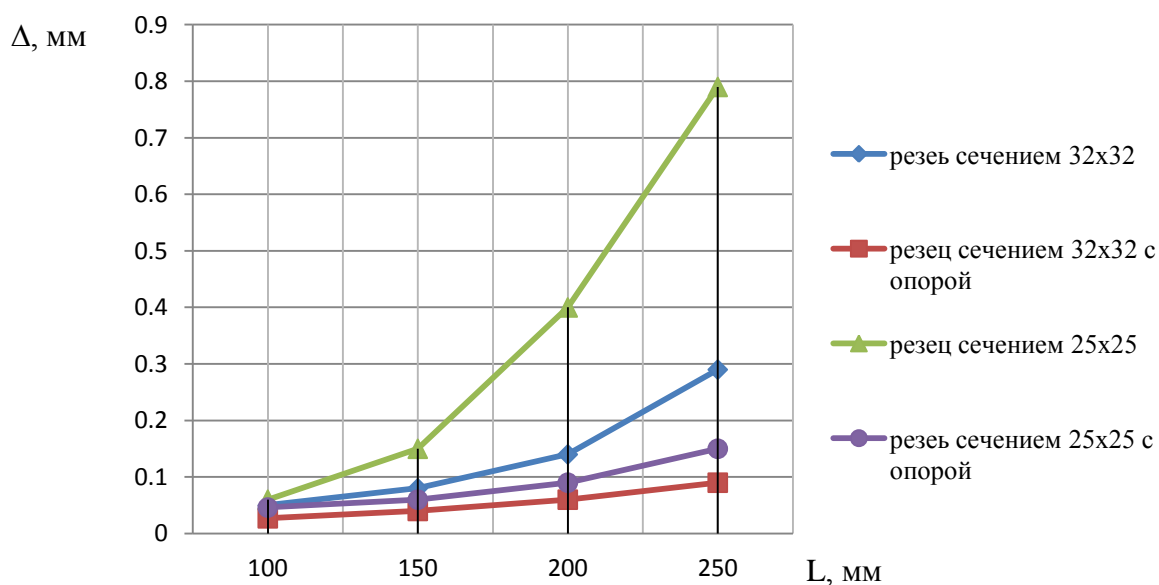


Рисунок 4.9 – График зависимости прогибов расточных резцов от их вылета

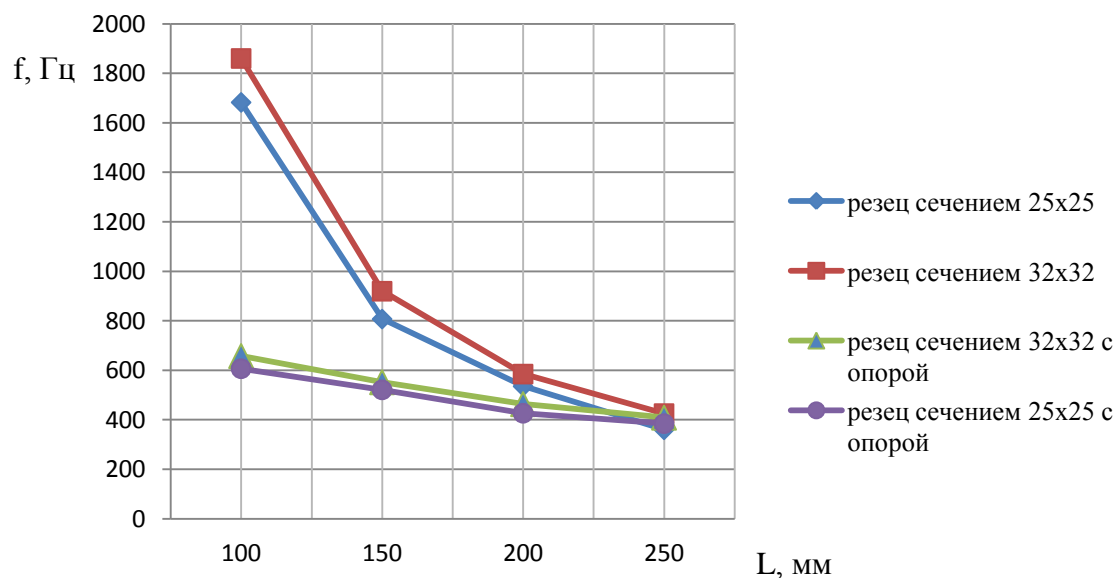


Рисунок 4.10 – График зависимости собственных частот расточных резцов от вылета

Анализируя графики, можно утверждать, что зависимости деформаций и собственных частот от вылета аналогичны полученным в результате стержневого моделирования. Расхождения не превышают 10 % и объясняются тем, что в стержневых моделях учтены не все элементы конструкции и контактная жесткость.

4.4 Компьютерное исследование колебаний инструментальной системы для растачивания с помощью трехмерного моделирования

По предложенной методике для исследования инструментальной системы в условиях динамического нагружения трехмерные модели экспортируются из программы «Компас 3D» в программу APM Structure 3D.

Моделирование проводилось при условии действия переменной силы резания, периодически изменяющейся во времени. Изменения составляли до 25 % от постоянной силы резания и происходили с определенной частотой, близкой к собственной частоте на первой гармонике расточного резца при определенных вылетах с учетом применения инструментальной системы. В модели принято допущение, что заделка в местах закрепления является абсолютно жесткой. Постоянные составляющие действия силы резания принимались следующие: $P_z = 1000 \text{ Н}$, $P_y = 300 \text{ Н}$. Для расчета вынужденных колебаний в программе задавался график переменной нагрузки по косинусоидальной функции при помощи специального модуля программы «Редактор функций». Моделирование проводилось для отдельно взятых расточных резцов и резцов в инструментальной системе.

В параметрах расчета учитывалась первая форма собственных колебаний. После завершения ввода всех параметров производился расчет.

Вид окна программы с моделью в виде трехмерной сетки конечных элементов, подготовленной для расчета вынужденных колебаний, представлен на рис. 4.11.

В результате моделирования были получены графики виброперемещений режущей кромки во времени для консольно закрепленного и двухопорно закрепленного расточного резца (рис. 4.12, 4.13).

Для точного определения результатов в программе предусмотрен экспорт значений перемещений от времени в виде таблиц Excel.

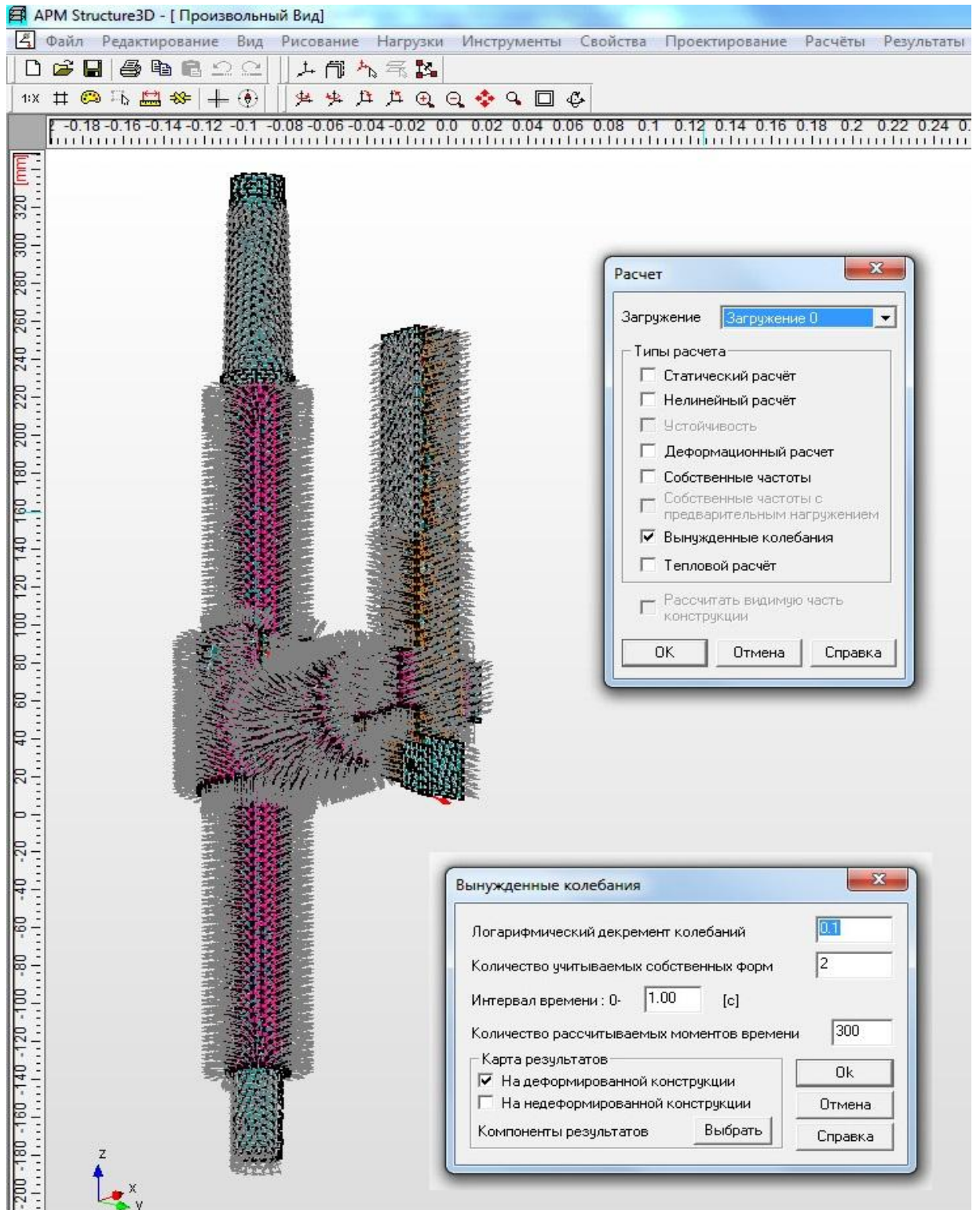


Рисунок 4.11 – Окно программы APM Structure 3D с конечно-элементной моделью и параметрами расчета

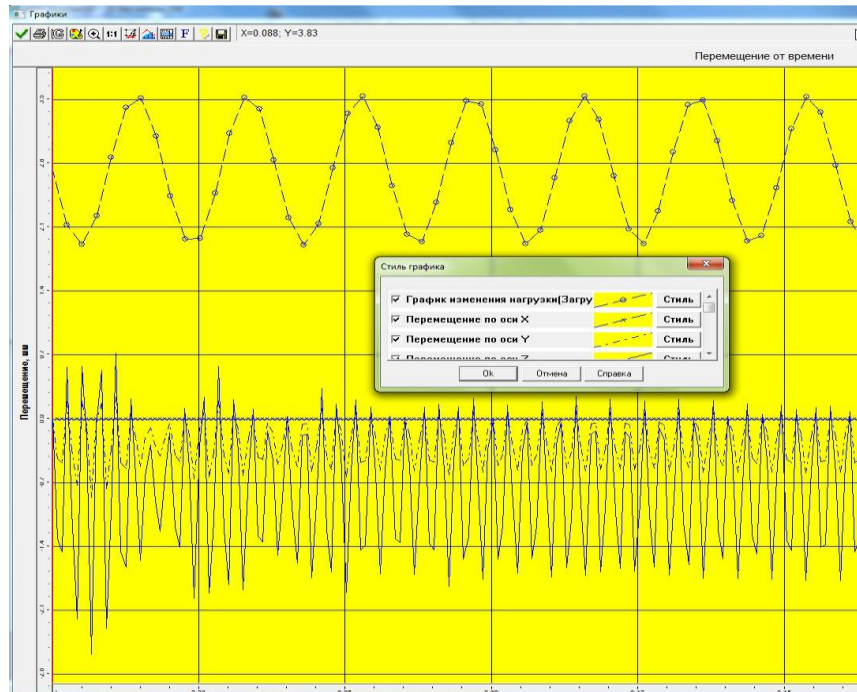


Рисунок 4.12 – График виброперемещений режущей кромки консольно закрепленного расточного резца

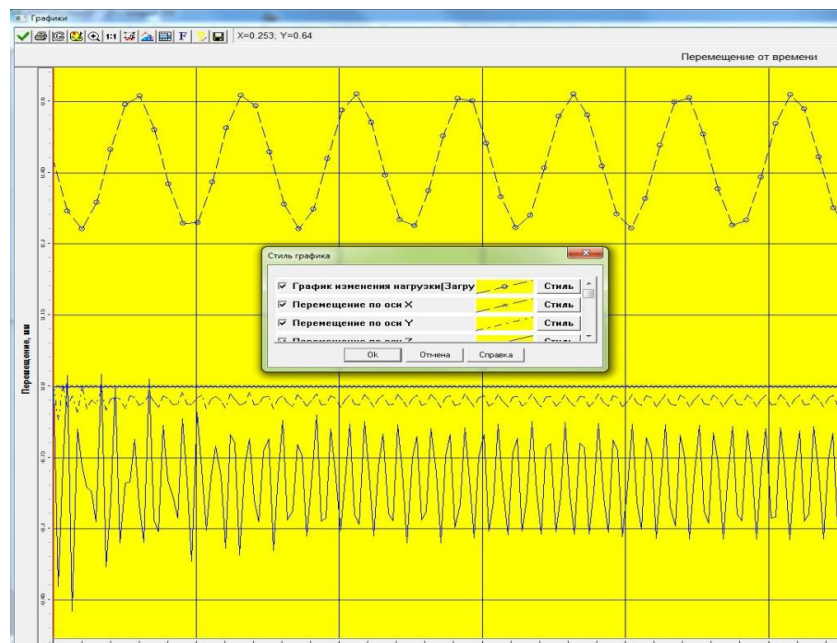


Рисунок 4.13 – График виброперемещений режущей кромки двухопорно закрепленного расточного резца

На графиках отдельно выведены кривые изменения нагрузки и виброперемещений по координатам Y и Z. По представленным графикам

можно наблюдать переходный процесс при выведении системы из равновесия и устоявшиеся колебания с определенным уровнем амплитуд.

Амплитуды колебаний для разработанных моделей при одних и тех же условиях динамического нагружения представлены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Амплитуда наибольших виброперемещений в направлениях OZ и OY при различных вылетах державки L, мм

Условия обработки	Амплитуда наибольших виброперемещений в направлениях OZ и OY при различных вылетах державки L, мм							
	100		150		200		250	
	OZ	OY	OZ	OY	OZ	OY	OZ	OY
Резец сечением 25×25	0,030	0,012	0,069	0,024	0,145	0,052	0,252	0,087
Резец сечением 32×32	0,025	0,009	0,061	0,021	0,080	0,026	0,185	0,053
Резец сечением 25×25 с опорой	0,024	0,008	0,036	0,011	0,052	0,018	0,063	0,020
Резец сечением 32×32 с опорой	0,021	0,007	0,031	0,009	0,043	0,012	0,054	0,014

Выводы по разделу 4

1. На основании теоретических исследований была предложена структурная схема специальной инструментальной системы, создающей дополнительную подвижную опору державки расточного резца.

2. По предложенной схеме были разработаны трехмерные модели деталей и сборной конструкции инструментальной системы и сборных расточных резцов.

3. Трехмерные модели сборных конструкций были проанализированы при помощи конечно-элементного расчета статических и динамических характеристик.

4. Анализ прочностных расчетов показывает обоснованность теоретических положений в том, что можно улучшить статические и динамические характеристики процесса резания за счет применения инструментальной системы для растачивания, которая повышает жесткость державки расточного резца за счет подвижной опоры.

РАЗДЕЛ 5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАСТАЧИВАНИЯ

5.1 Экспериментальное исследование податливости державок расточных резцов

Статический эксперимент для исследования податливости инструментальной системы для растачивания проводился по методике, разработанной в пункте 2.7.

Эксперимент проводился на токарно-винторезном станке модели 16К20. Расточные резцы сечением 25×25 и 32×32 мм устанавливались в резцедержателе с разным вылетом ($L = 100, 150, 200, 250$ мм), а инструментальная система в центрах задней и передней бабки.

Динамометр устанавливался таким образом, чтобы нагружающий винт создавал усилие в направлении моделируемой результирующей силы резания. Для этого поворотный кронштейн с винтом был наклонен под углом 20° к вертикальной оси и надежно закреплен.

Нагружение резца производилось путем вращения винта, передающего заданное усилие, которое контролируется на индикаторе, находящемся внутри динамометрической скобы в соответствии с составленной для динамометра тарировочной таблицей.

Прогиб резца от приложенной нагрузки измеряется индикатором, установленным под нижней плоскостью резца в точке, находящейся под вершиной режущей кромки. Индикатор устанавливался на стойке, жестко закрепленной на направляющих станка.

На первом этапе резцы с державками сечением 25×25 и 32×32 мм нагружались при вылетах от 100 до 250 мм силой $P = 1050$ Н, имитирующей результирующую силу резания, действующую под углом 20° к оси Z , что соответствует $P_z = 1000$ Н и $P_y = 300$ Н. Затем эти резцы нагружались при тех же условиях с поддержкой их консольной части разработанной инструментальной системой. Державка, в дополнение к закреплению в резцедержателе, поддерживается подвижной опорой инструментальной системы. Скоба опоры устанавливается непосредственно за режущей частью резца с тем, чтобы максимально компенсировать усилие, действующее на резец. Общий вид измерительного комплекса приведен на рис. 5.1.

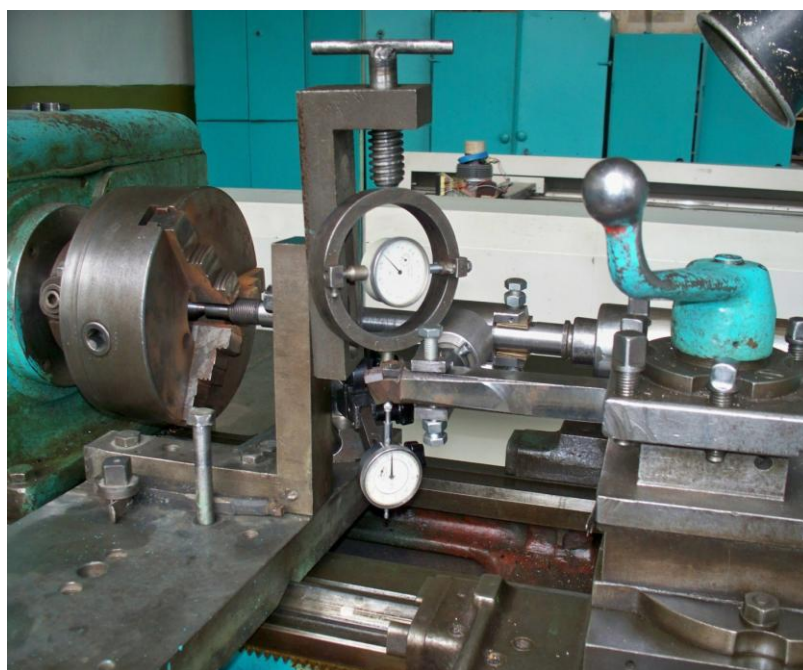


Рисунок 5.1 – Общий вид измерительного комплекса

В результате эксперимента были получены графики зависимости прогиба консольной части расточного резца относительно резцедержателя (рис. 5.2).

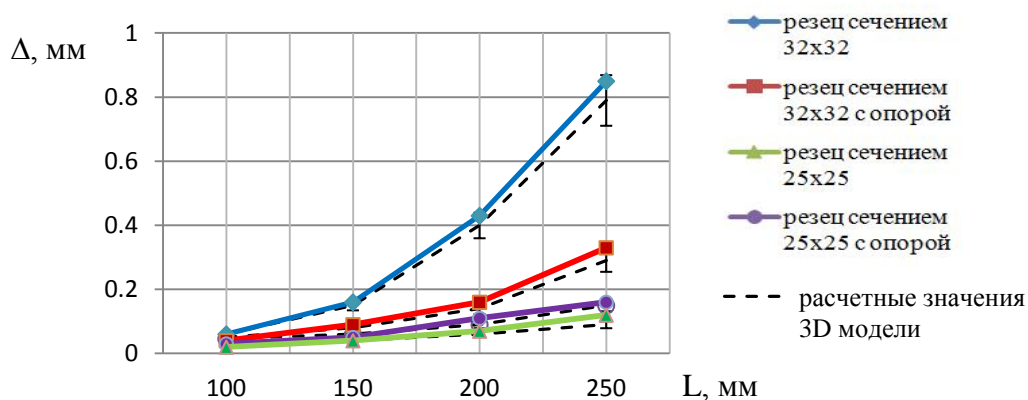


Рисунок 5.2 – График зависимости прогибов расточных резцов от вылета державки

На графике представлены экспериментальные и рассчитанные в результате трехмерного моделирования значения прогибов. Расхождение значений не превышает 10 %, что говорит об адекватности созданных трехмерных моделей.

5.2 Экспериментальное исследование собственных частот консольно закрепленного расточного резца и инструментальной системы

Для экспериментального исследования собственных частот консольно закрепленных расточных резцов и разработанной инструментальной системы применялась методика, изложенная в пункте 2.8.

На державке расточного резца устанавливался датчик-акселерометр ДН-4 (рис. 5.3), связанный с цифровым осциллографом RIGOL DS5022M, который снабжен аппаратным частотомером, регистратором осциллограмм с встроенной функцией анализатора спектра и USB-интерфейсом для соединения с персональным компьютером. Измерения колебаний

производились для расточных резцов с сечениями державок 25×25 и 32×32 мм, установленных в резцедержателе токарно-винторезного станка 16К20 при разных вылетах державок консольно закрепленных расточных резцов и резцов с двухопорным креплением.

Экспериментальные исследования собственных частот державок расточных резцов проводились следующим образом. При нанесении удара по державке, вблизи узла крепления пластины, легким молотком с резиновым наконечником возбуждались свободные затухающие колебания, которые передавались с датчика на аналого-цифровой преобразователь осциллографа. Вид затухающих колебаний можно наблюдать на экране осциллографа (рис. 5.4)



Рисунок 5.3 – Расположение датчика на державке для измерения собственных частот

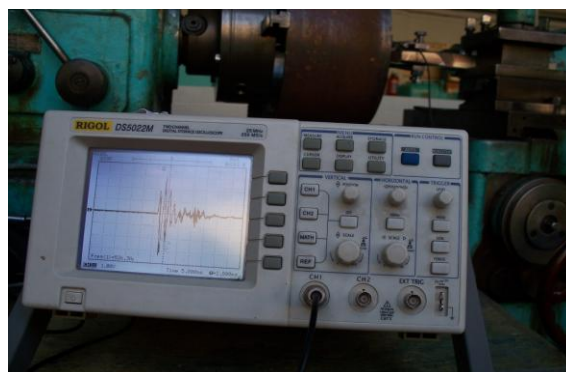


Рисунок 5.4 – Вид затухающих колебаний

Обработка результатов проводилась при помощи программы Ultrascope, которая предназначена для цифровых осциллографов RIGOL серии DS5000.

По результатам экспериментального частотного исследования державок расточных резцов были получены графики зависимости собственных частот от вылета (рис. 5.5).

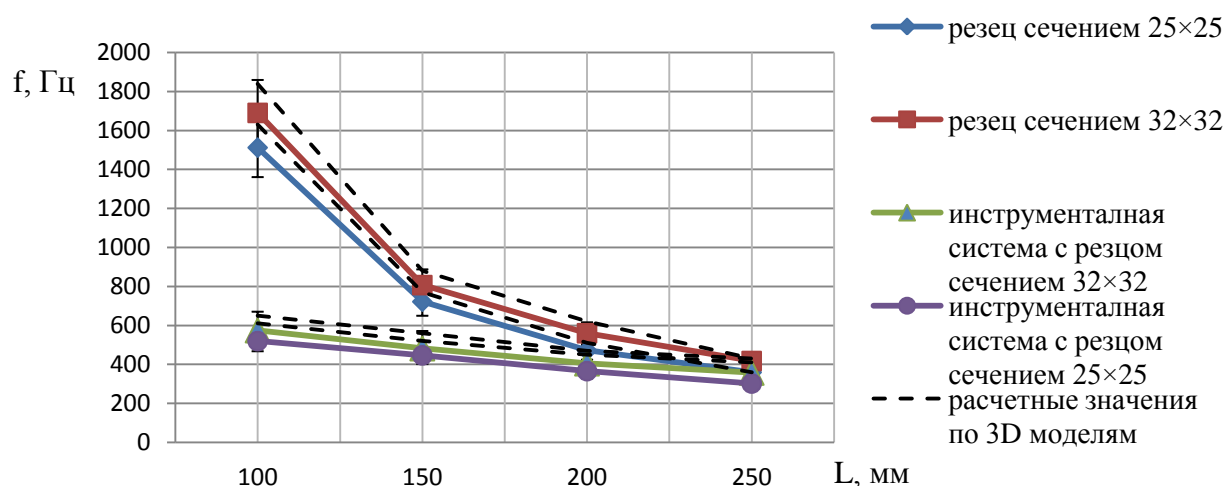


Рисунок 5.5 – График зависимости собственной частоты колебаний расточных резцов от вылета державки

На графиках зависимостей прогибов от вылета приведены экспериментальные и рассчитанные в результате трехмерного моделирования значения собственных частот. Расхождение значений не превышает 10 %, что говорит об адекватности созданных трехмерных моделей.

5.3 Экспериментальные исследования процесса растачивания с применением разработанной инструментальной системы в производственных условиях

5.3.1 Исследование колебаний инструментальной системы при растачивании

Недостаточная виброустойчивость технологической системы является одной из самых важных проблем металлообработки. Металлорежущие станки обладают высокими динамическими характеристиками, которые зачастую не удается использовать в полной мере, поскольку инструменты,

ввиду накладываемых на их размеры и конструкцию ограничений, обладают худшими параметрами, чем упругая система станка. Наиболее отчетливо это проявляется при растачивании отверстий на токарных станках.

Исследования многих авторов доказывают, что в балансе упругих смещений наибольший удельный вес в технологической системе имеют упругие перемещения расточной оправки или державки расточного резца вследствие переменной глубины резания. Глубина резания является переменной из-за неравномерного припуска, погрешности формы и расположения отверстия. Это и является основным источником возмущения в колебательном процессе в зоне резания при растачивании. Таким образом, низкая виброустойчивость металлорежущего инструмента является основной причиной возникновения автоколебаний. Высокий уровень вибраций режущего инструмента приводит к снижению точности размеров и ухудшению качества обработанной поверхности, увеличивает износ режущей кромки режущего инструмента и снижает показатели надежности.

Виброустойчивость процесса резания можно определить по вибрационному сигналу, который позволяет оценить устойчивость процесса резания прежде всего по амплитуде колебаний. Вибрационный контроль процесса резания позволяет в данной работе оценить влияние разработанной инструментальной системы на динамические характеристики процесса резания.

Эксперименты проводились в производственных условиях на токарно-винторезном станке 16К20 расточными резцами с державкой из стали 45 квадратного сечения 25×25 и 32×32 мм, с механическим креплением твердосплавной пластины Т15К6. Обработывалась цилиндрическая заготовка из стали 35 с внутренним диаметром 300 мм. Были установлены следующие режимы резания: $t = 2$ мм, $s = 0,1$ мм/об, $n = 80$ об/мин. На первом этапе эксперимента растачивание проводилось без применения дополнительной

подвижной опоры при различных вылетах державки из резцедержателя:
 $L = 100; 150; 200; 250$ мм.

На державке устанавливались виброизмерительный преобразователь пьезоэлектрического типа датчик ДН – 4 по направлению оси Z и по направлению оси Y , что позволило снимать показания по двум перпендикулярным осям.

Аналоговый сигнал поступал с датчика на вход осциллографа RIGOL DS5022M. При помощи встроенного аналого-цифрового преобразователя сигнал преобразовывался в цифровую форму с последующей передачей данных на компьютер. При помощи встроенной фильтрации осциллограф настраивался на определенный интервал частот колебаний для исключения помех. Запись колебаний в процессе резания производилась на цифровой осциллограф (рис. 5.6) с последующей передачей на компьютер. Было проведено четыре серии опытов при разных вылетах расточного резца, причем для удобства последующего контроля шероховатости были расточены участки в виде полос с небольшим последовательным уменьшением диаметра, каждая из которых соответствовала вылету (рис. 5.7).

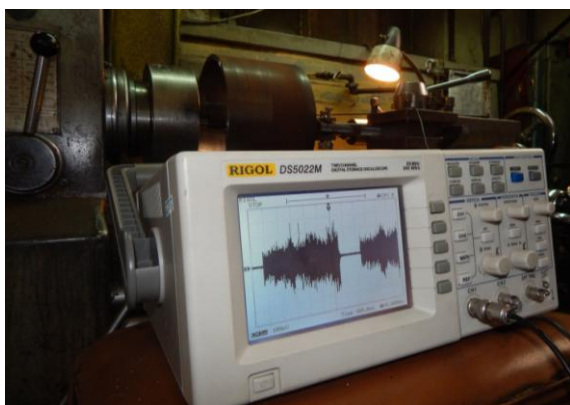


Рисунок 5.6 – Запись колебаний
в процессе резания



Рисунок 5.7 – Вид расточенных
в отверстиях дорожек

В результате проведенного эксперимента были получены спектры виброускорений в вертикальном направлении для каждого из установленных вылетов расточного резца. Результаты представлены на рисунках 5.8, а–в.

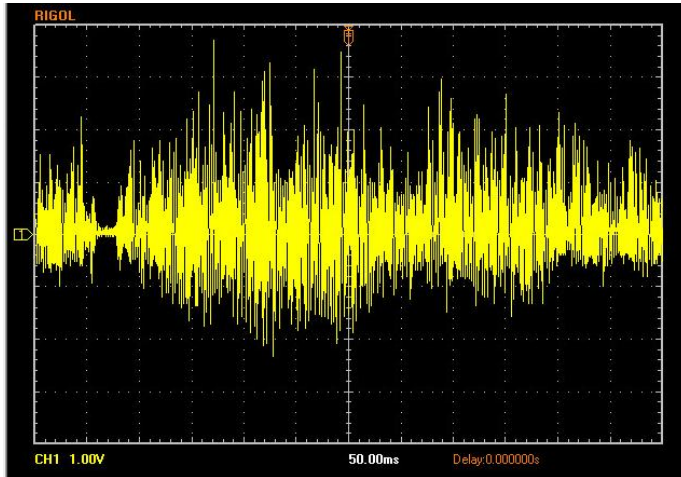
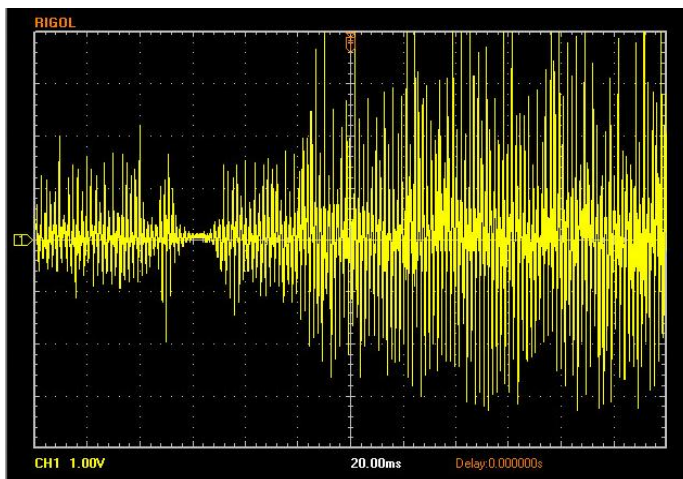
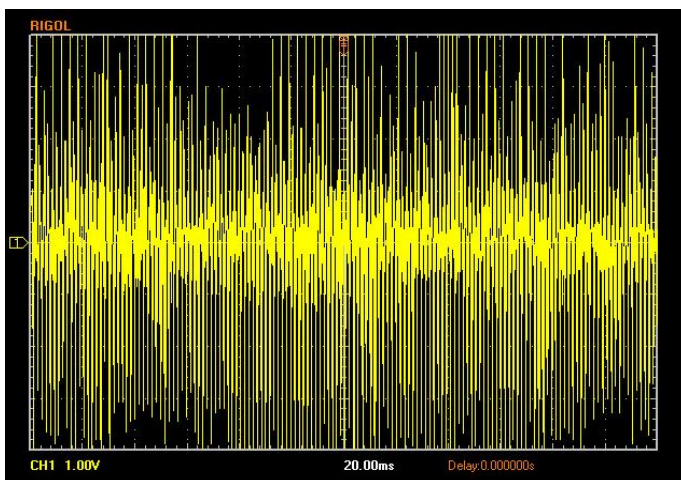
а) вылет $L = 150$ ммб) вылет $L = 200$ ммв) вылет $L = 250$ мм

Рисунок 5.8 – Вид колебаний вершины расточного резца по направлению оси Z при консольном растачивании

При вылете резца $L = 250$ мм амплитудные пики виброускорений достигали установленных пределов (рис. 5.8, в). При тех же условиях были проведены измерения при помощи датчика, установленного в горизонтальном направлении. Были получены схожие спектры виброускорений, но с меньшими значениями амплитуды.

Следующая серия экспериментов проводилась аналогично предыдущей тем же резцом при неизменных режимах резания с использованием разработанной инструментальной системы. Инструментальная система, подготовленная для проведения эксперимента представлена на рис. 5.9.

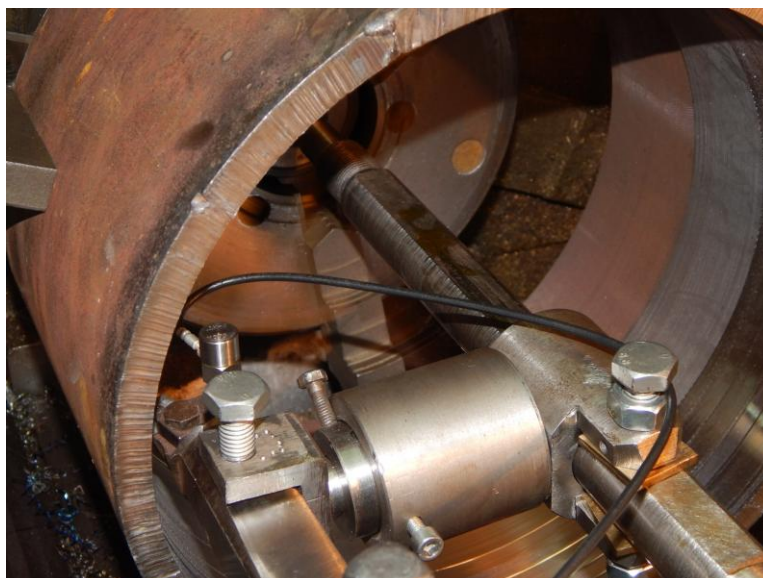


Рисунок 5.9 – Инструментальная система, подготовленная для проведения эксперимента

В результате проведенного эксперимента были получены спектры виброускорений в вертикальном и горизонтальном направлениях для каждого из установленных вылетов расточного резца. Полученные спектры виброускорений вдоль вертикальной оси представлены на рисунках 5.7, а–в, из которых также видно увеличение амплитуды колебаний и уменьшение частоты с увеличением вылета. Однако в сравнении с первой серией экспериментов заметно уменьшились амплитуды колебаний и их значения

гораздо менее зависимы от вылета расточного резца, так как он компенсируется при использовании разработанной инструментальной системы.

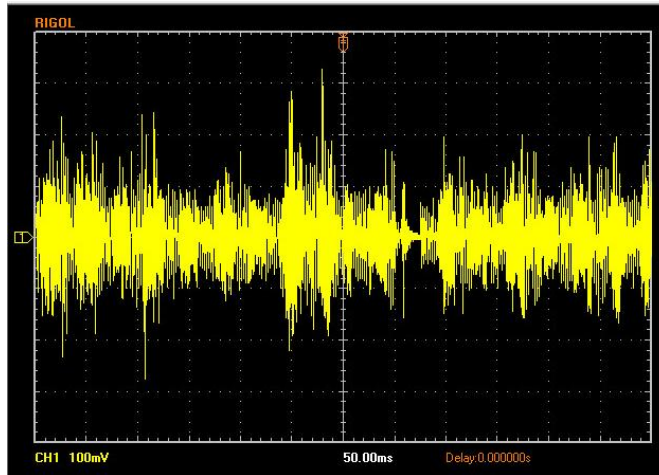
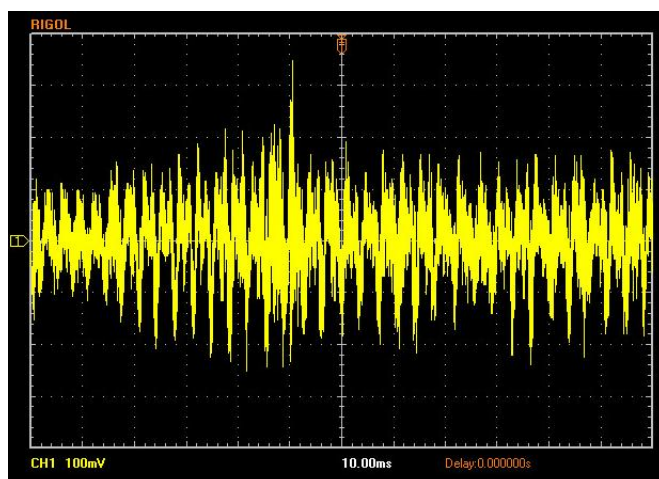
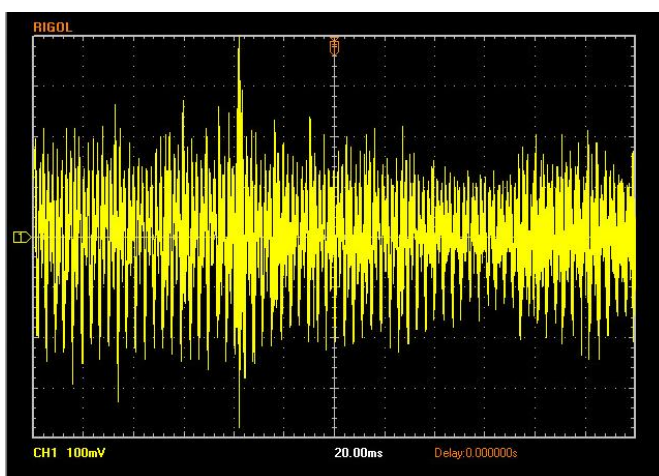
а) вылет $L = 150$ ммб) вылет $L = 200$ ммб) вылет $L = 250$ мм

Рисунок 5.10 – Вид колебаний вершины расточного резца по направлению оси Z при растачивании с применением инструментальной системы

Для определения амплитудных значений виброперемещений вершины расточного резца в тангенциальном и радиальных направлениях были проведены серии экспериментов при одних и тех же режимах резания для разных вылетов и сечений державки. Результаты экспериментальных исследований колебаний в зависимости от вылета отдельно взятых расточных резцов и резцов, работающих с инструментальной системой, приведены в таблицах 5.1–5.4.

Поскольку результаты экспериментов носят случайный характер, необходимо проводить статистическую обработку полученных значений в соответствии с методиками экспериментальных исследований. При помощи программного комплекса Excel вычислялись дисперсии параллельных опытов и проверялась однородность дисперсии по критерию Кохрена. Допустимый критерий Кохрена $G_{кр}$ определялся по таблице критических критериев для заданных серий измерений [89].

Расчет критерия Кохрена осуществлялся по формуле (5.1):

$$G = \frac{S_{\max}^2 [A_i]}{\Sigma S^2 [A_i]}, \quad (5.1)$$

где A_i – значение измеряемого параметра;

s – среднеквадратическое отклонение;

s^2 – дисперсия.

$$S = \sqrt{\frac{\Sigma (A_i - A_{cp})^2}{n - 1}}, \quad (5.2)$$

где A_{cp} – среднее значение измеряемого параметра;

n – количество измерений в серии опытов.

Для определения степени точности значений определяются доверительные интервалы для среднего значения параметра A_{cp} . Доверительные интервалы определяются неравенством

$$A_{cp.} - t_{кр.} \frac{S[A_i]}{\sqrt{n}} < A_i < A_{cp.} + t_{кр.} \frac{S[A_i]}{\sqrt{n}},$$

где $t_{кр.}$ – критерий Стьюдента.

Таблица 5.1 – Зависимость амплитуды колебаний расточных резцов вдоль оси OZ от вылета и сечения державки

Условия обработки	Амплитуда, мкм				s^2	s	$\pm\Delta A_{cp}$	G	$G_{кр}$
	A_1	A_2	A_3	A_{cp}					
L = 100 B×H = 25×25	31	34	33	32	1,78	1,33	3,14	0,37	0,51
L = 150 B×H = 25×25	70	71	73	71	2,21	1,49	3,50		
L = 200 B×H = 25×25	144	146	153	148	26,83	5,18	12,19		
L = 250 B×H = 25×25	287	285	291	288	8,31	2,88	6,79		
L = 100 B×H = 32×32	25	24	27	25	3,38	1,84	4,32		
L = 150 B×H = 32×32	59	61	54	58	10,56	3,25	7,65		
L = 200 B×H = 32×32	84	92	88	88	15,68	3,96	9,32		
L = 250 B×H = 32×32	187	185	189	187	3,96	1,99	4,68		

Расчетные значения показателей по табл. 5.1:

$$s_{max}^2 = 26,83;$$

$$\Sigma s^2 = 72,71;$$

$$G < G_{кр}.$$

Таблица 5.2 – Зависимость амплитуды колебаний расточных резцов вдоль оси ОУ от вылета и сечения державки

Условия обработки	Амплитуда, мкм				s^2	s	$\pm\Delta A_{cp}$	G	$G_{кр}$
	A_1	A_2	A_3	A_{cp}					
L = 100 B×H = 25×25	25	23	26	25	3,30	1,82	4,28	0,26	0,51
L = 150 B×H = 25×25	37	39	35	37	4,61	2,15	5,05		
L = 200 B×H = 25×25	52	55	57	55	5,48	2,34	5,51		
L = 250 B×H = 25×25	62	64	59	62	7,11	2,67	6,28		
L = 100 B×H = 32×32	25	22	23	24	1,78	1,33	3,14		
L = 150 B×H = 32×32	30	27	34	30	13,32	3,65	8,59		
L = 200 B×H = 32×32	42	44	38	41	8,60	2,93	6,90		
L = 250 B×H = 32×32	56	53	58	56	6,21	2,49	5,86		

Расчетные значения показателей по табл. 5.2:

$$s^2_{max} = 13,32;$$

$$\Sigma s^2 = 50,42;$$

$$G < G_{кр}.$$

Таблица 5.3 – Зависимость амплитуды колебаний расточных резцов вдоль оси OZ от вылета и сечения державки при использовании инструментальной системы

Условия обработки	Амплитуда, мкм				s^2	s	$\pm\Delta A_{cp}$	G	$G_{кр}$
	A_1	A_2	A_3	A_{cp}					
L = 100 B×H = 25×25	12	13	12	12	0,33	0,58	1,36	0,22	0,51
L = 150 B×H = 25×25	24	26	23	24	2,33	1,53	3,59		
L = 200 B×H = 25×25	53	52	49	51	4,33	2,08	4,90		
L = 250 B×H = 25×25	89	86	91	89	6,33	2,52	5,92		
L = 100 B×H = 32×32	10	12	9	10	2,33	1,53	3,59		
L = 150 B×H = 32×32	21	17	20	19	4,33	2,08	4,90		
L = 200 B×H = 32×32	26	29	28	28	2,33	1,53	3,59		
L = 250 B×H = 32×32	57	55	60	57	6,33	2,52	5,92		

Расчетные значения показателей по табл. 5.3:

$$s^2_{max} = 6,33;$$

$$\Sigma s^2 = 28,67;$$

$$G < G_{кр}.$$

Таблица 5.4 – Зависимость амплитуды колебаний расточных резцов вдоль оси ОУ от вылета и сечения державки при использовании инструментальной системы

Условия обработки	Амплитуда. мкм				s^2	s	$\pm\Delta A_{cp}$	G	$G_{кр}$
	A_1	A_2	A_3	A_{cp}					
L = 100 B×H = 25×25	9	7	7	8	0,76	0,87	2,05	0,36	0,51
L = 150 B×H = 25×25	10	9	11	10	1,34	1,16	2,73		
L = 200 B×H = 25×25	19	20	18	19	0,98	0,99	2,33		
L = 250 B×H = 25×25	22	23	26	24	3,74	1,93	4,55		
L = 100 B×H = 32×32	6	7	5	6	0,69	0,83	1,95		
L = 150 B×H = 32×32	10	11	8	9	1,78	1,33	3,14		
L = 200 B×H = 32×32	12	12	13	12	0,25	0,50	1,19		
L = 250 B×H = 32×32	15	16	17	16	0,98	0,99	2,33		

Расчетные значения показателей по табл. 5.4:

$$s^2_{max} = 3,74;$$

$$\Sigma s^2 = 10,53;$$

$$G < G_{кр}$$

Ряд дисперсий однороден, так как $G_{кр} < G$. Это позволяет судить о достоверности полученных результатов.

По средним значениям измеренных амплитуд колебаний относительно осей Y и Z были получены гистограммы амплитуд колебаний вершины резца A_y и A_z , мкм, в зависимости от вылета (рис. 5.11 и 5.12).

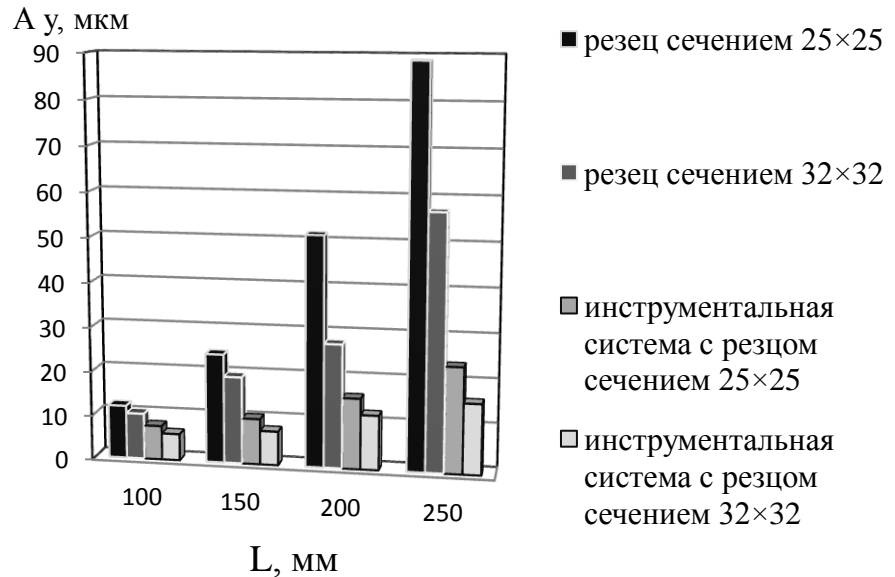


Рисунок 5.11 – Гистограмма зависимости амплитуды колебаний вершины резца по оси Y от вылета

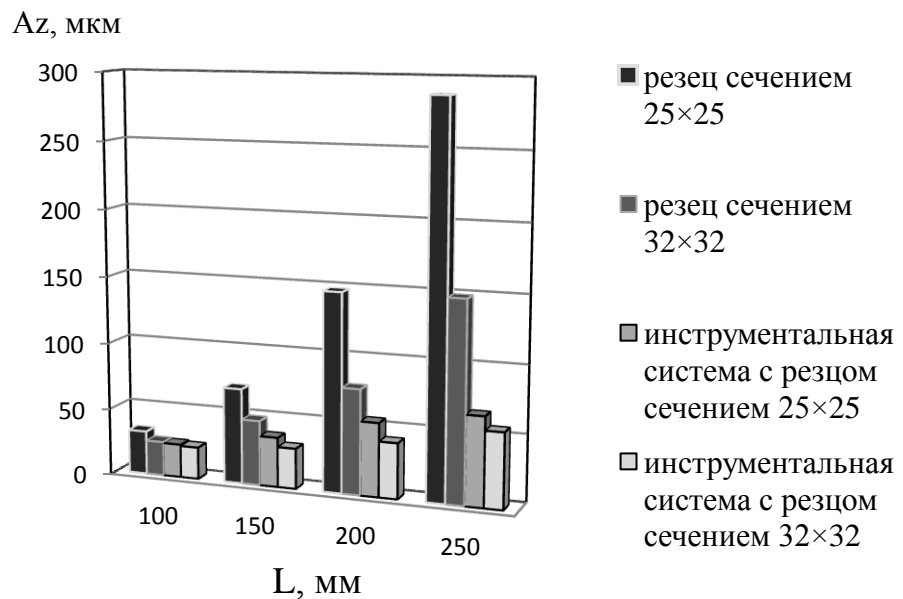


Рисунок 5.12 – Гистограмма зависимости амплитуды колебаний вершины резца по оси Z от вылета

Представленные графики позволяют судить о значительном снижении амплитуды колебаний при использовании инструментальной системы при заданных условиях обработки.

Сравнивая значения амплитуд, полученных в результате эксперимента, со значениями, которые были определены в результате компьютерного моделирования, можно сделать вывод об адекватности моделей, так как расхождения не превышают 10 %.

5.3.2 Экспериментальное исследование влияния условий обработки на шероховатость обработанной поверхности

Шероховатость поверхности является одной из основных геометрических характеристик качества поверхности деталей и оказывает влияние на их эксплуатационные показатели. Прочность деталей также зависит от шероховатости поверхности. Разрушение детали, особенно при переменных нагрузках, в большей степени объясняется концентрацией напряжений вследствие наличия неровностей. С уменьшением значения шероховатости уменьшается возможность возникновения поверхностных трещин от усталости металла. Уменьшение шероховатости поверхности значительно улучшает антикоррозионную стойкость деталей. Это имеет особенно важное значение в том случае, когда для поверхностей не могут быть использованы защитные покрытия.

На шероховатость поверхности, обработанной резанием, оказывает влияние большое число факторов, связанных с условиями изготовления заготовки. В частности, высота и форма неровностей, а также характер расположения и направление обработочных рисок зависят от принятого вида и режима обработки; условий охлаждения и смазки инструмента; химического состава и микроструктуры обрабатываемого материала;

конструкции; геометрии и стойкости режущего инструмента; типа и состояния используемого оборудования; вспомогательного инструмента и приспособлений.

Все многообразные факторы, обуславливающие шероховатость обработанной поверхности, можно объединить в три основные группы: причины, связанные с геометрией процесса резания, пластической и упругой деформациями обрабатываемого материала, возникновением вибраций режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности.

Для определения влияния величины амплитуды колебаний и режимов резания на шероховатость обработанной поверхности при обработке с применением инструментальной системы были проведены измерения шероховатости после каждого растачивания по плану эксперимента.

Измерения проводились портативным измерителем шероховатости TR 200. Использование портативного профилометра дает возможность проведения измерений шероховатости без снятия заготовки со станка, что позволяет оперативно и с высокой точностью измерять параметры шероховатости. Измерение шероховатости расточенных дорожек профилометром TR 200 показано на рис. 5.13



Рисунок 5.13 – Измерение шероховатости поверхности расточенных дорожек

Измерения шероховатости поверхности проводились после обработки при одних режимах резания ($t = 1$ мм, $s = 0,1$ мм/об, $n = 80$ об/мин) для различных вылетов державки из резцедержателя ($L = 100; 150; 200; 250$ мм) резцом сечением 32×32 без применения инструментальной системы. В процессе обработки фиксировались амплитуды колебаний. После чего устанавливалась инструментальная система и проводилось растачивание по тем же дорожкам на разных вылетах и снова проводились измерения шероховатости. Измерение шероховатости проводилось трижды после каждого растачивания, затем рассчитывались средние значения показаний профилометра. Результаты эксперимента представлены на рис. 5.14.

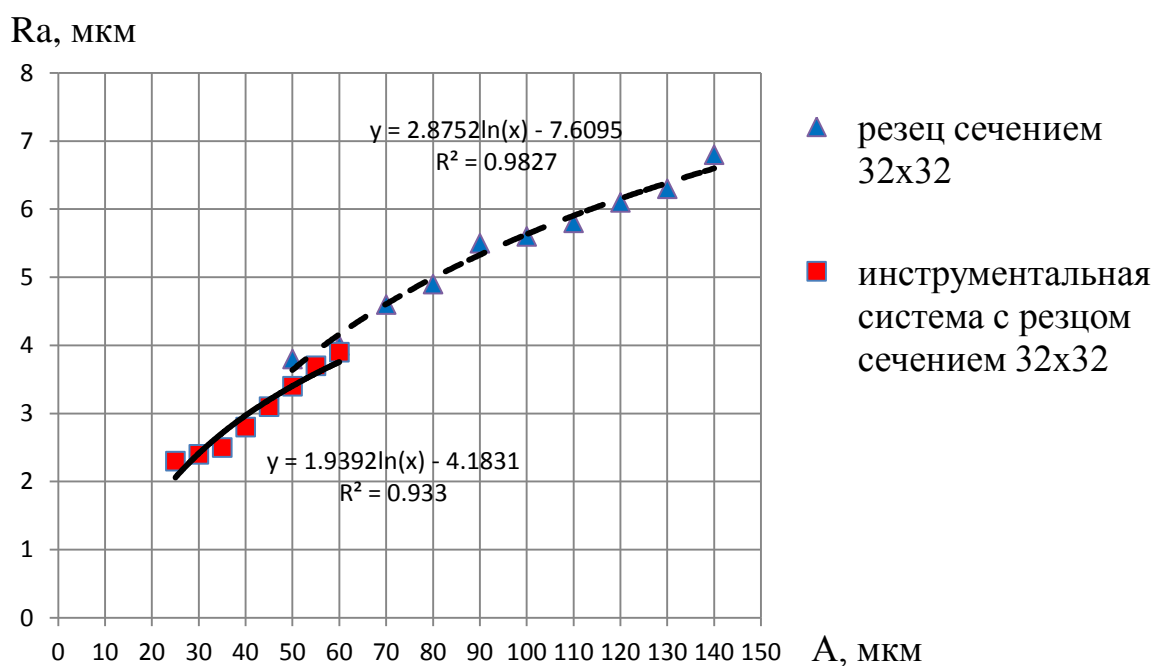


Рисунок 5.14 – Зависимость шероховатости обработанной поверхности от амплитуды колебаний

Очевидно, что повышение уровня вибраций режущей кромки инструмента относительно обрабатываемой поверхности является источником увеличения шероховатости обработанной поверхности.

Значение шероховатости поверхности будет тем значительнее, чем больше амплитуда колебаний в системе инструмента.

На следующем этапе проводились эксперименты, определяющие влияние режимов резания на шероховатость обработанной поверхности.

Для определения экспериментальной зависимости шероховатости поверхности от глубины резания (рис. 5.15) устанавливались следующие режимы резания: скорость резания $V = 76$ м/мин, подача $S = 0,1$ мм/об, вылет резца $L = 175$ мм.

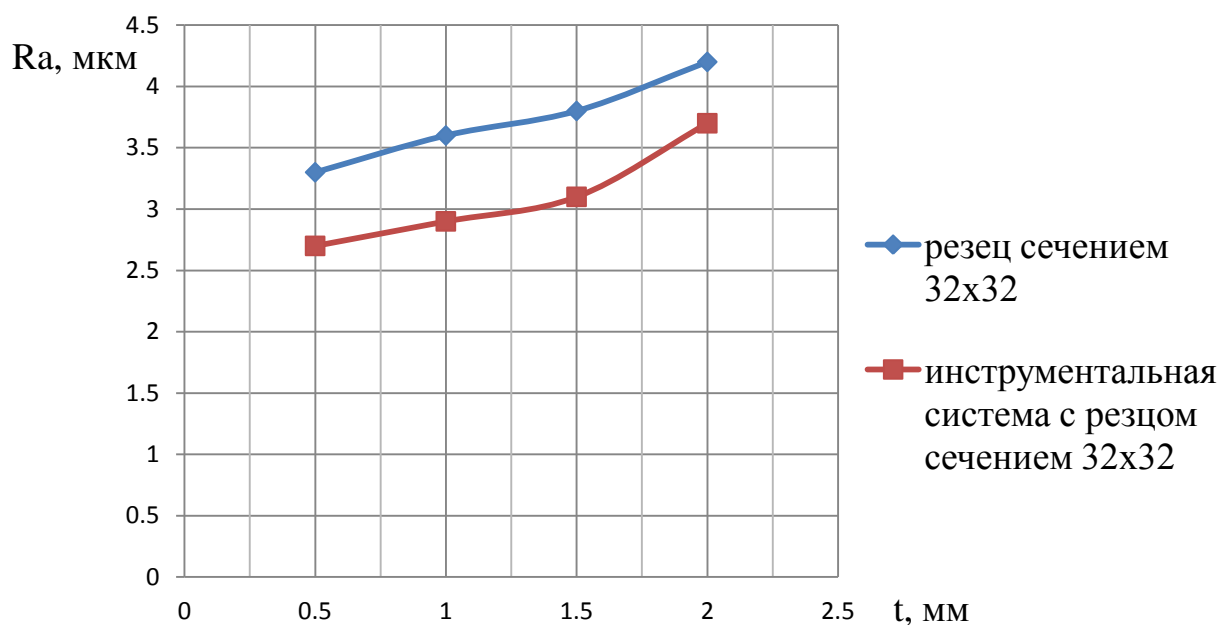


Рисунок 5.15 – Зависимость шероховатости от глубины резания

Для определения экспериментальной зависимости шероховатости поверхности от подачи (рис. 5.16) устанавливались следующие режимы резания: скорость резания $V = 76$ м/мин, глубина резания $t = 1$ мм, вылет резца $L = 175$ мм.

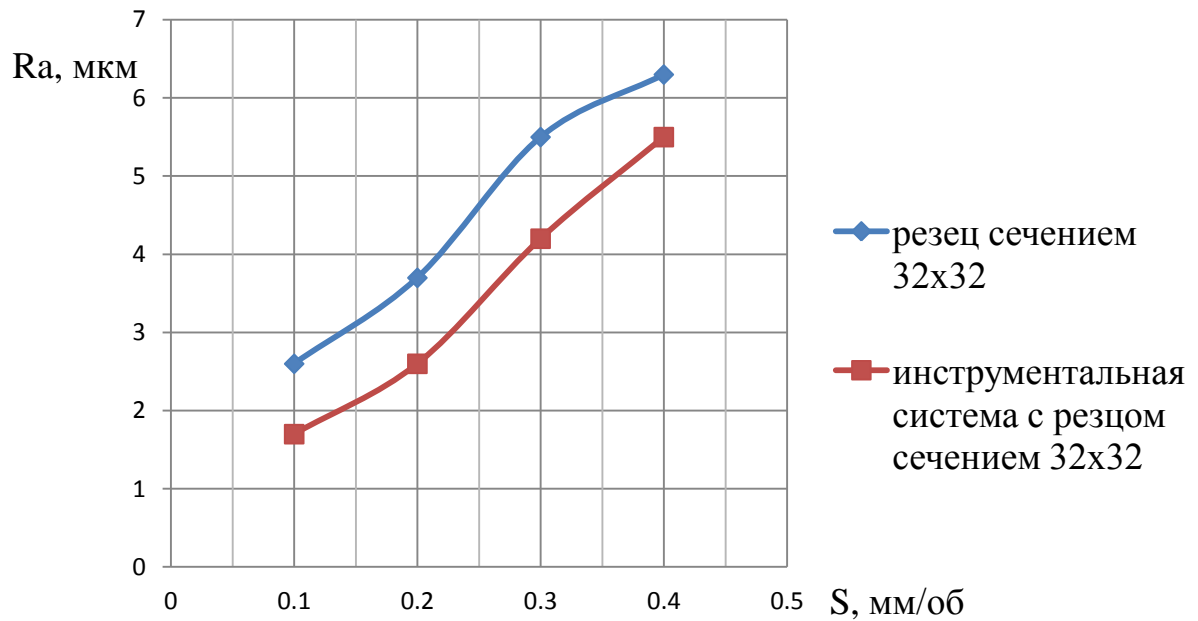


Рисунок 5.16 – Зависимость шероховатости от подачи

Для определения экспериментальной зависимости шероховатости поверхности от скорости резания (рис. 5.17) устанавливались следующие режимы резания: глубина резания $t = 1$ мм, подача $S = 0,1$ мм/об, вылет резца $L = 175$ мм.

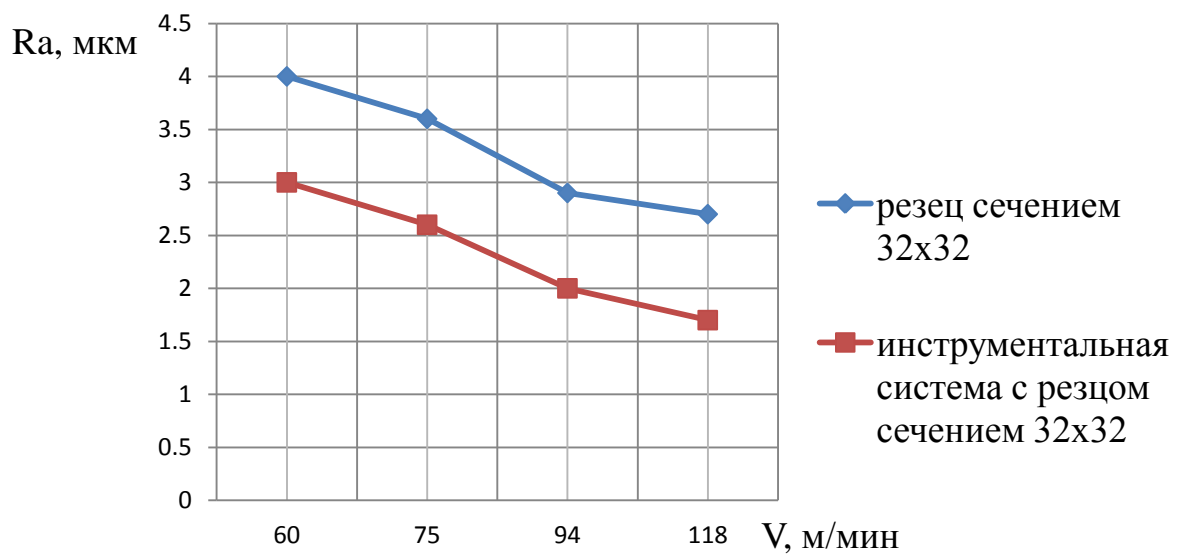


Рисунок 5.17 – Зависимость шероховатости от скорости резания

5.3.3 Экспериментальное исследование точности растачиваемых отверстий

Отклонения формы и расположения обработанного растачиванием отверстия являются следствием смещения вершины резца от номинальной траектории под воздействием различных факторов. Известно, что доминирующим фактором является колебание глубины резания по углу поворота заготовки. Возникающие при этом упругие отжатия в технологической системе определяют достигаемую точность формы и расположения отверстия. Эксперименты по сравнению показателей точности обработки отверстия проводились на токарно-винторезном станке модели 16К20. После завершения проверки показателей точности станка проводились экспериментальные исследования точности растачиваемого отверстия в поперечном сечении.

Для измерения радиального биения пользовались индикатором часового типа с магнитной стойкой, установленной на поперечных салазках суппорта. На торце заготовки были нанесены двенадцать отметок для фиксации отклонений индикатора (рис. 5.18). Измерения проводились по расточенным дорожкам, которые соответствовали разным вылетам резца при двух схемах растачивания: консольном и двухопорном. Фиксировались максимальные отклонения в каждом из поперечных сечений. Результаты измерений при разных вылетах расточного резца представлены в таблице 5.5.

После исследования точности в поперечных сечениях были проведены испытания на точность обработки отверстия в продольном сечении. Измерения диаметров расточенных участков в начальной и конечной точках обработки, которые соответствовали различным вылетам расточного резца, проводились после растачивания консольно закрепленным расточным

резцом при различных вылетах. Затем проводилось растачивание с использованием инструментальной оснастки при тех же режимах резания и соответствующих вылетах, после чего проводились аналогичные измерения. Результаты измерений представлены в таблице 5.5.



Рисунок 5.18 – Измерение радиального биения обработанного отверстия

Таблица 5.5 – Показатели точности обработки отверстия в продольном и поперечном сечениях

Вылет державки резца L, мм	Разность диаметров, мм		Радиальное биение, мм	
	Резец сечением 32×32 мм	Инструментальная система с резцом сечением 32×32 мм	Резец сечением 32×32 мм	Инструментальная система с резцом сечением 32×32 мм
150	0,03	0,01	0,04	0,02
200	0,05	0,012	0,07	0,02
250	0,09	0,02	0,15	0,03

Выводы по разделу 5

1. В результате экспериментальных исследований установлено, что с увеличением вылета инструмента из резцедержателя существенно увеличивается величина прогиба державки под действием силы резания. В частности, для резца сечением державки 32×32 мм с увеличением вылета с 150 до 250 мм прогиб увеличивается в 3,5 раза.

2. С увеличением вылета снижаются значения собственных частот расточных резцов. Использование инструментальной системы дает возможность уменьшить влияние вылета на собственную частоту колебаний державки расточного резца.

3. На основании проведенного эксперимента можно судить об увеличении амплитуды колебаний расточного резца с увеличением его вылета. Применение инструментальной системы позволяет повысить жесткость инструмента в среднем в 3 раза и снизить амплитуду колебаний державки расточного резца в 2,5 раза по сравнению с консольно закрепленным инструментом.

4. Сходность экспериментальных значений податливости, собственных частот и амплитуд колебаний расточных резцов и инструментальной системы с результатами моделирования позволяет судить об адекватности созданных моделей.

5. С увеличением амплитуды колебаний при увеличении вылета расточного резца возрастает шероховатость поверхности. Увеличение глубины резания при неизменных остальных режимах резания и вылете увеличивает шероховатость поверхности. Увеличение подачи при неизменных остальных режимах резания и вылете также увеличивает шероховатость поверхности. Увеличение скорости резания при пониженной подаче, неизменной величине вылета и глубине резания снижает шероховатость поверхности.

6. Установлено, что применение инструментальной системы позволяет проводить растачивание с заданными параметрами шероховатости при более высоких режимах обработки. Растачивание с использованием инструментальной системы позволяет уменьшить шероховатость поверхности в среднем в 1,3 раза.

7. Экспериментальные исследования растачивания с использованием разработанной инструментальной системы доказывают повышение точности обработки в продольном и поперечном сечениях отверстия по сравнению с этими показателями точности, достигнутыми при консольном растачивании. Так, при растачивании отверстия $\text{Ø}300$ мм и длине 250 мм разность диаметров начального и конечного сечений уменьшается с 0,09 до 0,02 мм, радиальное биение уменьшается с 0,15 до 0,03 мм.

РАЗДЕЛ 6

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВНЕДРЕНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ В ПРОИЗВОДСТВО

6.1 Рекомендации по эксплуатации инструментальной системы для растачивания отверстий на токарных станках

Инструментальная система может использоваться для растачивания отверстий диаметром 150–500 мм, длиной 100–400 мм в деталях класса втулок при обработке на средних и крупных токарных станках, универсальных и оснащенных системой ЧПУ.

Инструментальная система устанавливается следующим образом. В коническое отверстие шпинделя передней бабки устанавливается вращающийся центр с соответствующим номером конуса, также возможно использование переходных конических втулок. После этого устанавливается заготовка в кулачках планшайбы или в кулачках патрона токарного станка. Через отверстие заготовки устанавливается оправка, которая центровым отверстием, выполненным в левом торце, опирается на конус вращающегося центра, а с другой стороны крепится конической частью в пиноли задней бабки. Державка расточного резца крепится в резцедержателе. За режущей частью резца на державке устанавливается вилка, которая охватывает державку с трех сторон.

Перед обработкой отверстия глубина резания устанавливается за счет перемещения державки резца в радиальном направлении. Перед этим отпускаются фиксирующие винты, и набор цилиндров вместе с резцом устанавливается для обработки заданного диаметра отверстия. После установления необходимой глубины резания фиксирующие винты обеспечивают неподвижное расположение элементов конструкции

в радиальном и тангенциальном направлениях. Таким образом обеспечивается дополнительная, подвижная в осевом направлении опора державки.

Режимы обработки, которые рекомендуется использовать при эксплуатации инструментальной системы, приведены в приложении В.

6.2 Анализ результатов использования разработанной инструментальной системы

6.2.1 Определение повышения среднего периода стойкости расточных резцов при использовании разработанной инструментальной системы

В силу особенностей процесса растачивания, при котором расточной резец осуществляет обработку с большим вылетом державки из резцедержателя, инструмент является наименее жестким элементом системы. Рекомендуется использовать инструмент с минимально возможным вылетом из резцедержателя и максимальным сечением державки для снижения амплитуд колебаний. Однако вылет резца обусловлен глубиной обрабатываемого отверстия, а увеличение сечения державки ограничено параметрами резцедержателя используемого станка. Следствием указанных особенностей является низкая жесткость инструмента и недостаточная виброустойчивость процесса растачивания, что приводит к снижению стойкости расточных резцов.

Для оценки влияния амплитуды автоколебаний на стойкость расточных резцов можно применить экспоненциальную зависимость [27], которая выражается формулой

$$T = QA^m e^{-nA}, \quad (6.1)$$

где T – средний период стойкости;

A – амплитуда автоколебаний;

Q , m , n – показатели, зависящие от обрабатываемого и инструментального материала и условий резания

В результате экспериментальных исследований амплитуд колебаний расточных резцов, приведенных в работе, было установлено, что применение разработанной инструментальной системы позволяет добиться снижения амплитуды колебаний для средних значений вылета в 1,8 раза для заданных условий обработки. Причем наибольший уровень снижения амплитуды колебаний в результате применения инструментальной системы отмечается при больших вылетах расточных резцов, наименьший уровень снижения амплитуды – при малых вылетах.

Рассчитаем коэффициент повышения среднего периода стойкости:

$$K_T = \frac{T_2}{T_1} = \frac{QA_{cp.2}^m e^{-nA_{cp.2}}}{QA_{cp.1}^m e^{-nA_{cp.1}}} \quad (6.2)$$

В результате преобразований получаем:

$$K_T = \left(\frac{A_{cp.2}}{A_{cp.1}}\right)^m e^{n(A_{cp.1} - A_{cp.2})} \quad (6.3)$$

где $A_{cp.1} = 68$ мкм – средняя амплитуда колебаний вершины расточного резца сечением 32×32 при среднем значении вылета $L = 175$ мм;

$A_{cp.2} = 37$ мкм – средняя амплитуда колебаний вершины расточного резца сечением 32×32 при среднем значении вылета $L = 175$ мм с использованием инструментальной системы;

$m = 0,2$ – показатель степени, учитывающий обрабатываемый и инструментальный материал;

$n = 0,015$ – показатель, учитывающий условия резания.

Значения амплитуд колебаний были определены в результате эксперимента.

$$K_T = \left(\frac{36}{65}\right)^{0,2} \cdot 2,72^{0,015(65-36)} = 1,37.$$

Таким образом, снижение средних амплитудных значений автоколебаний в 1,8 раза приводит к увеличению среднего периода стойкости расточных резцов на 37 % при растачивании конструкционных сталей сборными расточными резцами со сменными твердосплавными пластинами.

6.2.2 Определение повышения производительности растачивания отверстий на токарных станках при использовании разработанной инструментальной системы

Для оценки эффективности применения разработанной инструментальной системы при растачивании на токарных станках используем коэффициент повышения производительности обработки, который определяется по формуле

$$П = t \cdot S \cdot V, \quad (6.4)$$

где $П$ – производительность обработки;

t – глубина резания;

S – подача;

V – скорость резания.

Величина коэффициента производительности обработки определяется по формуле

$$K_{\Pi} = K_t \cdot K_s \cdot K_v, \quad (6.5)$$

где K_{Π} – коэффициент повышения производительности процесса резания;

K_t . K_s . K_v – коэффициенты, учитывающие влияние элементов режимов резания в результате внедрения разработанной инструментальной системы для растачивания на токарных станках.

Для базового варианта исходные значения коэффициентов принимаются равными единице.

Глубина определяется прежде всего стадией обработки, следовательно для расчета оставляем ее неизменной, поэтому принимаем $K_t = 1$.

Подача выбирается по нормативам режимов резания [67] с учетом приведенных поправочных коэффициентов. С учетом повышения жесткости расточных резцов при растачивании рекомендуется вводить новые поправочные коэффициенты на подачу, зависящие от соотношения вылета к высоте державки резца, в сравнении с теми же коэффициентами для растачивания резцами, закрепленными в резцедержателе (приложение В).

Коэффициент, учитывающий влияние подачи, определяется по формуле

$$K_s = \frac{K_{Sl_{cp.2}}}{K_{Sl_{cp.1}}}, \quad (6.6)$$

где $K_{Sl_{cp.1}} = 0,8$ – средний поправочный нормативный коэффициент для подачи, учитывающий соотношение вылета к высоте державки резца, по нормативам режимов резания [67];

$K_{Sl_{cp.2}} = 0,97$ – средний поправочный коэффициент для подачи, учитывающий соотношение вылета к высоте державки резца с учетом применения разработанной инструментальной системы (приложение В).

$$K_s = \frac{0,97}{0,78} = 1,24.$$

Коэффициент, учитывающий влияние скорости, определяется по формуле

$$K_v = K_{v.s} \cdot K_{v.T}, \quad (6.7)$$

где $K_{v.s}$ – коэффициент для скорости резания, учитывающий величину подачи;

$K_{v.T}$ – коэффициент для скорости резания, учитывающий величину среднего периода стойкости.

$$K_{v.s} = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{Y_v} = \left(\frac{1}{K_s}\right)^{Y_v}, \quad (6.8)$$

где $Y_v = 0,35$ – значение показателя степени для подачи при расчете скорости резания по эмпирической формуле.

$$K_{v.s} = \left(\frac{1}{1,24}\right)^{0,35} = 0,93;$$

$$K_{v.T} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^m, \quad (6.9)$$

где T_1 – базовый средний период стойкости расточного резца при растачивании консольно закрепленным резцом при заданных условиях обработки;

T_2 – средний период стойкости расточного резца при растачивании с использованием разработанной инструментальной системы при заданных условиях обработки;

$m = 0,2$ – значение показателя степени для стойкости при расчете скорости резания по эмпирической формуле.

$$K_{v.T} = \left(\frac{1}{1,37}\right)^{0,2} = 0,94;$$

$$K_v = 0,93 \cdot 0,94 = 0,874.$$

Подставляем полученные значения коэффициентов в формулу (6.4):

$$K_{\pi} = 1 \cdot 1,24 \cdot 0,874 = 1,084.$$

Таким образом, средняя производительность в условиях проведения эксперимента обработки растачиванием при использовании разработанной инструментальной системы повысилась на 8,4 %.

Выводы по разделу 6

1. Применение разработанной конструкции инструментальной системы позволяет повысить средний период стойкости режущего инструмента, оснащенного пластинами из твердого сплава, на 37 % за счет снижения амплитуды колебаний режущей кромки при обработке конструкционных сталей.

2. Применение разработанной конструкции инструментальной системы позволяет повысить подачу на 24 % за счет увеличения жесткости режущего инструмента.

3. Разработанные рекомендации по выбору режимов растачивания на токарных станках при использовании разработанной конструкции инструментальной системы позволяют повысить производительность обработки на 8,4 %.

ВЫВОДЫ

1. Впервые разработано методическое и конструктивное обеспечение создания виброустойчивой инструментальной системы для растачивания отверстий на токарных станках, применение которой позволяет повысить точность, качество и производительность обработки.

2. На основании исследований характеристик расточных резцов при обработке отверстий на токарных станках установлено, что с увеличением вылета инструмента из резцедержателя существенно повышается величина прогиба державки под действием силы резания. Так, для резца сечением державки 32×32 мм с увеличением вылета с 150 до 250 мм прогиб увеличивается в 3,5 раза.

3. Получена расчетная формула для определения собственной частоты призматической державки расточного резца, которая позволяет прогнозировать эту динамическую характеристику в зависимости от его конструктивных параметров.

4. На основании анализа разработанных математических и трехмерных моделей установлено, что при создании дополнительной подвижной опоры державки амплитуды колебаний вершины расточного резца уменьшаются в 1,5–3,5 раза в зависимости от вылета инструмента.

5. На основании теоретических исследований и компьютерного моделирования впервые предложена структурная схема виброустойчивой инструментальной системы, которая обеспечивает повышение виброустойчивости путем создания дополнительной подвижной опоры державки расточного резца.

6. Анализ трехмерных моделей показывает обоснованность теоретических положений об улучшении динамических характеристик процесса растачивания за счет применения виброустойчивой инструментальной системы.

7. Экспериментальные исследования показали, что применение разработанной инструментальной системы с дополнительной подвижной опорой позволяет повысить жесткость резца при больших вылетах в среднем в 3 раза, уменьшить амплитуду колебаний в среднем в 2,5 раза.

8. Производственными исследованиями растачивания с использованием разработанной инструментальной системы установлено снижение шероховатости обработанной поверхности в среднем в 1,3 раза и повышение точности обработки в продольном и поперечном сечениях отверстия по сравнению с растачиванием консольно закрепленным резцом. Так, при растачивании отверстия $\varnothing 300$ мм и длине 250 мм разность диаметров начального и конечного сечений уменьшается с 0,09 до 0,02 мм, радиальное биение уменьшается с 0,15 до 0,03 мм.

9. Применение разработанной конструкции инструментальной системы позволяет увеличить средний период стойкости режущего инструмента на 37 % за счет снижения амплитуды колебаний, повысить подачу на 24 % за счет увеличения жесткости режущего инструмента и повысить производительность обработки на 8,4 % при соблюдении предложенных рекомендаций по выбору режимов резания.

10. Результаты работы внедрены на ПАО «Новокраматорский машиностроительный завод» и ООО «НИИПТмаш – опытный завод», а также в учебный процесс кафедры «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху : підручник / Алексейчук О. М. – К. : Вища шк., 2004. – 525 с.
2. Андреев В. Н. Совершенствование режущего инструмента / Андреев В. Н. – М. : Машиностроение, 1993. – 240 с.
3. Аршанский М. М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / Аршанский М. М., Щербаков В. П. – М. : Машиностроение, 1988. – 136 с.
4. Бармин Б. П. Вибрации и режимы резания / Бармин Б. П. – М. : Машиностроение, 1977. – 72 с.
5. Белов П. С. Исследование конструкции демпфирующих вставок из композиционного материала в державке токарного резца с помощью модуля конечно-элементного анализа / Рогов В. А., Белов П. С. // Инженерные системы – 2010 : сборник статей Международной научно-практической конференции. – М., 2010. – С. 313–316.
6. Большаков В. П. Создание трехмерных моделей и конструкторской документации в системе «Компас-3D» : практикум / Большаков В. П. – СПб. : БХВ-Петербург, 2010. – 496 с.
7. Боровский Г. В. Справочник инструментальщика / Боровский Г. В. – М. : Машиностроение, 2005. – 464 с.
8. Бородкин Н. Н. Проектирование режущего инструмента с корпусами из нетрадиционных материалов : монография / С. А. Васин, Л. А. Васин, Н. Н. Бородкин. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2007. – 130 с.
9. Бородкин Н. Н. Расчет методом конечных элементов перемещений режущей кромки токарных резцов с державками на основе композитов / Н. Н. Бородкин, А. Ю. Бурцев, Е. М. Генералова // Известия ТулГУ. – Тула, 2006. – С. 89–94. – (Серия «Технология машиностроения»).

10. Бочков В. М. Металорізальні верстати : навч. посіб. / В. М. Бочков, Р. І. Сілін, О. В. Гаврильченко ; Нац. ун-т «Львів. політехніка», Хмельниц. нац. ун-т. – Л., 2009. – 268 с.
11. Васин С. А. Прогнозирование виброустойчивости инструмента при точении и фрезеровании / Васин С. А. – М. : Машиностроение, 2006. – 384 с.
12. Васин С. А. Проектирование режущего инструмента с корпусами из нетрадиционных материалов / Васин С. А., Васин Л. А. – Тула : ТулГУ, 2007. – 130 с.
13. Власов В. И. Процессы и режимы резания конструкционных материалов : справочник / Власов В. И. – М. : ИТО, 2008. – 188 с.
14. Внуков Ю. М. Зношування і стійкість різальних лезових інструментів : навч. посіб. / Ю. М. Внуков, В. О. Залого. – Суми : Вид-во СумДУ, 2010. – 243 с.
15. Высоцкий Ю. В. Влияние вибраций на прочность и надежность твердосплавных резцов / Высоцкий Ю. В. // Надежность режущего инструмента. – К. : Техника, 1975. – С. 114–123.
16. Грабченко А. І. Сучасні технології матеріалізації комп'ютерних моделей : навч. посіб. / Грабченко А. І., Доброскок В. Л. – Х. : НТУ «ХП», 2009. – 86 с.
17. Грабченко А. І. Теорія 3D-моделювання : навч. посіб. / Грабченко А. І., Доброскок В. Л. – Х. : НТУ «ХП», 2009. – 230 с.
18. Грановский Г. И. Резание металлов : учебник для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов / Грановский Г. И., Грановский В. Г. – М. : Высшая школа, 1985. – 304 с.
19. Григорьев С. Н. Диагностирование и контроль технологических систем в машиностроении / Григорьев С. Н., Маслов А. Р., Синопальников В. А. – М. : ИТО, 2008. – 200 с.
20. Григорьев С. Н. Инструментальная оснастка станков с ЧПУ / Григорьев С. Н., Кохомский М. В., Маслов А. Р. – М. : Машиностроение, 2006. – 544 с.

21. Григорьев С. Н. Обработка резанием в автоматизированном производстве : учебное пособие / Григорьев С. Н., Маслов А. Р. – М. : Машиностроение, 2008. – 330 с.

22. Гузенко В. С. Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния расточных резцов / В. С. Гузенко, В. В. Хорошайло, В. С. Соловьев // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2013. – Вип. № 32. – С. 413–416.

23. Гузенко В. С. Математическое моделирование динамического состояния тяжело нагруженного инструмента / Гузенко В. С., Миранцов С. Л., Федоров В. Л. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения : международный сборник научных трудов. – Донецк : ДонГТУ, 1998. – Т. 1. – С. 220–223.

24. Динамическая модель процесса резания / Кабалдин Ю. Г., Бурков А. А., Семибратова М. В., Александров А. А. // Вестник машиностроения. – 2001. – № 8. – С. 33–38.

25. Дьяков И. Ф. Метод конечных элементов в расчетах стержневых систем : учебное пособие / И. Ф. Дьяков, С. А. Чернов, А. Н. Черный. – Ульяновск : УЛГТУ, 2010. – 133 с.

26. Експериментальне визначення характеристик стохастичного вектора сили різання при точінні / Хайзель У., Сторчак М. Г., Дрозденко В. М., Струтинський В. Б. // Сучасні технології в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – Вип. 3 – С. 115–125.

27. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / Жарков И. Г. – Л. : Машиностроение, 1986. – 1984 с.

28. Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки : монография / Ю. Н. Кузнецов [и др.]. – Старый Оскол : ТНТ, 2014. – 480 с.

29. Залогова В. А. Классификация задач моделирования процессов резания материалов / В. А. Залогова, Д. В. Криворучко, С. С. Ковальчук //

Сучасні технології в машинобудуванні. –Х. : НТУ «ХП», 2009. – Вип. 3. – С. 186–196.

30. Залого В. А. Контроль динамического состояния металлообрабатывающей технологической системы и прогнозирование ее ресурса : монография / В. А. Залого, В. М. Нагорный, В. В. Нагорный. – Сумы : Сумской государственной университет, 2016. – 242 с.

31. Залого В. А. Методология повышения эффективности взаимозависимых процессов проектирования, изготовления и эксплуатации в проектах машиностроения / Залого В. А., Дядюра К. А., Прокопенко А. В. // Сучасні технології в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХП», 2010. – Вип. 4. – С. 192–204.

32. Залого В. А. Скінченноеlementна модель процесу різання. Підтвердження її адекватності експерименту / О. А. Залого, Д. В. Криворучко, С. С. Некрасов // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир : ЖІТІ, 2007. – Вип. 5. – С. 60–72.

33. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде АРМ Structure 3D / Замрий А. А. – М. : АПМ, 2006. – 288 с.

34. Кабалдин Ю. Г. Математическое моделирование динамической устойчивости системы резания в виде нелинейного осциллятора с разрывными характеристиками / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Биленко, П. А. Саблин // Вестник машиностроения. – 2006. – № 10. – С. 35–43.

35. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.

36. Кирсанов С. В. Инструменты для обработки точных отверстий / Кирсанов С. В., Гречишников В. А., Схиртладзе А. Г., Кокарев В. И.. – М. : Машиностроение, 2003. – 330 с.

37. Кіндрацький Б. І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій : монографія / Кіндрацький Б. І., Сулим Г. Т. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с.

38. Клименко Г. П. Определение показателей стабильности процесса обработки деталей на тяжелых станках / Клименко Г. П., Хоменко А. В. // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2009. – Вып. 77. – 206 с.

39. Клименко Г. П. Підвищення стабільності обробки деталей збірними різцями важких верстатів з ЧПК / Г. П. Клименко, О. Ю. Андронов // Сучасні технології в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХП», 2010. – Вип. 4. – С. 239–246.

40. Клованчич С. Ф. Метод конечных элементов в нелинейных задачах инженерной механики / С. Ф. Клованчич. – Запорожье : Изд-во журнала «Світ техніки», 2009 – 400 с.

41. Ключко А. А. Инструментальные системы и инструментальное обеспечение / А. А. Ключко, Е. В. Мироненко, Е. В. Марчук. – Краматорськ : ДГМА, 2007. – 116 с.

42. Ковалев В. Д. Конструкции и эксплуатация тяжелых станков : учебное пособие / В. Д. Ковалев, О. Ф. Бабин, Л. Д. Пономарев. – Краматорск : ДГМА, 2004. – 112 с.

43. Козочкин М. П. Особенности вибраций при резании материалов / Козочкин М. П. // СТИН. – 2009. – № 1. – С. 29–35.

44. Колев К. С. Точность обработки и режимы резания / Колев К. С., Горчаков Л. М. – М. : Машиностроение, 1976. – 144 с.

45. Корендясев Г. К. О физических моделях возбуждения автоколебаний при резании / Корендясев Г. К. // Вестник научно-технического развития. – 2013. – № 7 (71). – С. 15–25.

46. Криворучко Д. В. Основи 3D-моделювання процесів механічної обробки методом скінченних елементів : навчальний посібник / Д. В. Криворучко, В. О. Залога, В. Г. Корбач. – Суми : Вид-во СумДУ, 2010. – 208 с.

47. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1973. – 360 с.

48. Кудинов В. А. Процесс резания как динамическая система / В. А. Кудинов // Конструкторско-технологическая информатика 2000 : труды IV Международного конгресса. – М. : КТИ, 2000. – Т. 1. – С. 311–312.

49. Кумабэ Д. Вибрационное резание / пер. с яп. С. Л. Масленникова ; под ред. И. И. Портнова, В. В. Белова. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.

50. Лазарев Г. С. Устойчивость процесса резания металлов / Лазарев Г. С. – М. : Машиностроение, 1973. – 184 с.

51. Ларионов М. А. Повышение точности консольного растачивания глубоких отверстий / Ларионов М. А. // Физика, химия и механика : межвузовский сборник научных трудов. – Иваново : ИвГУ, 2011. – Выпуск № 10. – С. 115–118.

52. Лоладзе Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента / Лоладзе Т. Н. – М. : Машиностроение, 1982. – 320 с.

53. Луцив И. В. Обработка отверстий большого диаметра инструментами с адаптивной кинематической связью / И. В. Луцив, С. Г. Нагорняк // Технология и организация производства. – Киев, 1987. – С. 27–29.

54. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания / Макаров А. Д. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1976. – 278 с.

55. Максаров В. В. Повышение динамической стабильности технологической системы за счет анизотропных свойств режущего инструмента / Максаров В. В., Коломин П. Ю. // Проблемы машиноведения и машиностроения : межвуз. сб. – СПб. : СЗТУ, 2004. – Вып. 32. – С. 147–150.

56. Малкин А. Я. Вопросы качества режущих инструментов / А. Я. Малкин // Известия вузов. Машиностроение. – М. : МВТУ им. Баумана, 1979. – № 11 – С. 95–104.

57. Маслов А. Р. Инструментальная оснастка для высокоэффективного резания : справочник / Маслов А. Р. – М. : ИГО, 2008. – 112 с.

58. Маслов А. Р. Инструментальные системы машиностроительного производства / Маслов А. Р. – М. : Машиностроение, 2006. – 336 с.

59. Маслов А. Р. Резание металлов в современном машиностроении / Маслов А. Р. — М. : ИТО, 2008. — 300 с.
60. Маталин А. А. Технология механической обработки / Маталин А. А. — Л. : Машиностроение, 1977. — 464 с.
61. Мельничук П. П. Оцінка динаміки ТОС при спрацюванні токарного різця / Мельничук П. П., Степчин Я. А. // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. — 2004. — № 4 (31), т. 1. — С. 66–69.
62. Метод конечных элементов / Варвак П. М. [и др.]. — К. : Вища школа, 1981. — 176 с.
63. Метод конечных элементов: теория, алгоритмы, реализация / В. А. Толок [и др.]. — К. : Наук. думка, 2003. — 316 с.
64. Мильніков О. В. Опір матеріалів / Мильніков О. В. — Тернопіль : Видавництво ТДТУ, 2005. — 247 с.
65. Мироненко Е. В. Оптимизация производственного процесса с учетом системных принципов проектирования модульного инструмента / Мироненко Е. В. // Сучасні технології в машинобудуванні : зб. наук. праць. — Харків : НТУ «ХП», 2010. — Вип. 3. — С. 207–213.
66. Новиков В. Ф. Теорія високоякісної обробки деталей машин : монографія / В. Ф. Новиков. — Х. : ХНЕУ, 2013. — 384 с.
67. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с ЧПУ. — М. : Машиностроение, 1990. — Часть II. — 472 с.
68. Общий каталог инструмента Mitsubishi. — Printed in Germany on Man Lithoman, 2014. — 1352 с.
69. Овчаренко В. А. Основи методу кінцевих елементів і його застосування в інженерних розрахунках : навчальний посібник / Овчаренко В. А., Подлесний С. В., Зінченко С. М. — Краматорськ : ДДМА, 2008. — 380 с.
70. Оптимизация конструктивных параметров инструментов на основе экспериментальных исследований / Н. С. Равская, П. Р. Родин, Л. Г. Дюбнер,

П. В. Скрынник // Вопросы механики и физики процессов резания и холодного пластического деформирования. – К. : ИСМ, 2002. – С. 332–336. – (Серия Г. Процессы механической обработки, станки и инструменты).

71. Орликов М. Л. Динамика станков / Орликов М. Л. – 2-е изд., перераб. и доп. – К. : Выща школа. Головное изд-во, 1989. – 272 с.

72. Основы теории резания материалов : учебник [для высш. учеб. заведений] / Мазур Н. П. [и др.] ; под общ. ред. Н. П. Мазура и А. И. Грабченко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. – 534 с.

73. Остафьев В. А. Расчет динамической прочности режущего инструмента / Остафьев В. А. – М. : Машиностроение, 1979. – 168 с.

74. Пат. 74324 Україна, МПК⁷ В23В 1/00. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарних верстатах / Хорошайло В. В. – № u201204051 ; опубл. 25.10.2012, Бюл. № 20. – 4 с.

75. Пат. 85983 Україна, МПК⁷ В23В 1/00. Рухомий люнет для розточування отворів великих діаметрів та довжини на токарних верстатах / Хорошайло В. В. – № u201306935 ; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23. – 4 с.

76. Писаренко Г. С. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Є. С. Уманський. – К. : Вища школа, 2004. – 656 с.

77. Подураев В. Н. Обработка резанием с вибрациями / Подураев В. Н. – М. : Машиностроение, 1975. – 166 с.

78. Попов В. И. Динамика станков / Попов В. И., Локтев В. И. – Киев : Техника, 1975. – 134 с.

79. Производительный антивибрационный инструмент. Sandvik Coromant, АВ Sandvikens Tryckeri. – АВ Sandvik Coromant, 2012.

80. Пуховский Е. С. Безвибрационное многолезвийное резание / Е. С. Пуховский, Г. Э. Таурит, М. И. Лещенко. – К. : Техника, 1982. – 117 с.

81. Равська Н. С. Програмне САЕ-забезпечення для реалізації 3D-моделювання процесу різання / Равська Н. С., Оробченко А. П. // Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении : материалы

научно-технической конференции, 22–24 сентября 2014 г., г. Одесса. – Киев : АТМ Украины, 2014. – С. 164–166.

82. Развитие науки о резании металлов / В. Ф. Бобров [и др.] ; под ред. д-ра техн. наук Н. Н. Зорева. – М. : Машиностроение, 1968. – 416 с.

83. Резание материалов : учебник для студ. высш. учеб. завед. / Д. В. Кожевников [и др.]. – М. : Машиностроение, 2007. – 238 с.

84. Рогов В. А. Исследования вибрационных характеристик вариантов конструкций державок расточных токарных резцов со вставками из высоконаполненного композиционного материала / В. А. Рогов, П. С. Белов // Технология машиностроения. – М., 2011. – № 8. – С. 28–32.

85. Рогов В. А. Исследование демпфирующих способностей конструкций расточных токарных резцов со вставками из высоконаполненного композиционного материала / Рогов В. А., Белов П. С. // Вестник машиностроения. – М.; 2011. – № 6. – С. 69–71.

86. Родин П. Р. Металлорежущие инструменты : учебник для вузов / Родин П. Р. – 3-е изд., перераб. и доп. – К. : Вища школа. Головное изд-во, 1986. – 457 с.

87. Розенберг Ю. А. Резание материалов / Ю. А. Розенберг. – Курган : ОАО «Полиграфический комбинат», 2007. – 294 с.

88. Розин Л. А. Стержневые системы как системы конечных элементов / Л. А. Розин. – Л. : ЛГУ, 1986. – 232 с.

89. Романов В. Н. Теория измерений. Анализ и обработка экспериментальных данных : учебное пособие / В. Н. Романов, В. В. Комаров. – СПб. : СЗТУ, 2002. – 127 с.

90. Рыжков Д. И. Вибрации при резании и методы их устранения / Рыжков Д. И. – М. : Машгиз, 1961. – 171 с.

91. Савула Я. Г. Метод скінченних елементів / Савула Я. Г., Шинкаренко Г. А. – Львів : Львів. нац. ун-т ім. І. Франка, 1993. – 80 с.

92. Санкин Ю. Н. Устойчивость токарных станков при нелинейной характеристике процесса резания / Ю. Н. Санкин, Н. Ю. Санкин ; под общ.

ред. Ю. Н. Санкина. – Ульяновск : УлГТУ, 2008. – 137 с.

93. Сборный твердосплавный инструмент / Хагет Г. Л. [и др.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.

94. Симоновський В. І. Теорія коливань : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми : Сумський державний університет, 2012. – 71 с.

95. Способ и устройство для исследования регенеративных автоколебаний при точении / Внуков Ю. Н., Кучугуров М. В., Дядя С. И., Зинченко Р. Н., Гончар Е. А. // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. – Вып. 83. – С. 42–54.

96. Справочник конструктора-инструментальщика / под общ. ред. Баранникова В. И. – М. : Машиностроение, 1994. – 560 с

97. Старков В. К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве / Старков В. К. – М. : Машиностроение, 1989. – 296 с.

98. Степчин Я. А. Підвищення стійкості токарних твердосплавних різців керуванням віброактивністю процесу різання / Я. А. Степчин // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво : тези доповідей П'ятої всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції, 26–29 жовтня 2005 р. – Суми, 2005. – С. 91–92.

99. Струтинський В. Б. Динамічні процеси в металорізальних верстатах : монографія / В. Б. Струтинський, В. М. Дрозденко. – Київ : Основа-Принт, 2010. – 440 с.

100. Струтинський В. Б. Експериментальне визначення поля параметрів низькочастотних коливальних процесів при токарній обробці деталей / В. Б. Струтинський, О. М. Кравець, О. Я. Юрчишин // Наук. пр. Донец. нац. техн. ун-ту. – 2010. – Вип. 7. – С. 168–176. – (Сер. Машинобудування і машинознавство).

101. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів і систем : підручник / В. Б. Струтинський, А. М. Гуржій, В. С. Кривцов. – Х. : Нац.

аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», 2011. – 672 с.

102. Струтинський В. Б. Підвищення точності металорізальних верстатів на основі чисельних розрахунків еліпсоїдів жорсткості / В. Б. Струтинський, В. М. Чуприна, О. Я. Юрчишин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : збірник наукових праць. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 40 (1149). – 128 с. ; с. 78–84. – (Серія: Технології в машинобудуванні).

103. Струтинський В. Б. Технологія моделювання динамічних процесів та систем : монографія / В. Б. Струтинський, Н. Р. Веселовська ; Національний технічний ун-т України «Київський політехнічний ін-т». – Вінниця : О. Власюк, 2007. – 466 с.

104. Схиртладзе А. Г. Повышение точности растачивания отверстий / Схиртладзе А. Г. // Технология машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 15–17.

105. Ташлицкий Н. И. Первичный источник энергии возбуждения автоколебаний при резании металлов / Н. И. Ташлицкий // Вестник машиностроения. – 1960. – № 2. – С. 45–50.

106. Технология машиностроения : учебник для вузов : в 2 т. / Бурцев В. М. [и др.] ; ред. Дальский А. М., Кондаков А. И. – 3-е изд., испр. и перераб. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. – Т. 1 : Основы технологии машиностроения. – 2011. – 478 с.

107. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах : монографія / Кузнецов Ю. М., Луців І. В., Шевченко О. В., Волошин В. Н. ; упоряд. Кузнецов Ю. М. – К. : Тернопіль : Тернограф, 2011. – 692 с.

108. Ткаченко Б. О. Моделирование колебаний при растачивании отверстий с учетом переменной жесткости технологической системы / Ткаченко Б. О., Баланюк А. В. // Праці Одеського політехнічного університету. – 2014. – Вип. 2 (44). – С. 34–38.

109. Тонконогий В. М. Управление точностью обработки отверстия / В. М. Тонконогий. – Одесса : Бахва, 2003 – 72 с.

110. Управление точностью обработки при растачивании отверстий / Мещеряков Р. К. [и др.] // Вестник машиностроения. – 1988. – № 9. – С. 30–33.

111. Хае́т Г. Л. Повышение качества инструмента и эффективности обработки деталей на тяжелых станках / Г. Л. Хае́т, В. Н. Левин // Обзор. – М. : НИИмаш, 1982. – 48 с.

112. Холмогорцев Ю. П. Оптимизация процессов обработки отверстий / Ю. П. Холмогорцев. – М. : Машиностроение, 1984. – 184 с.

113. Хорошайло В. В. Исследование напряженно-деформированного состояния расточных резцов с корректирующей инструментальной оснасткой / В. В. Хорошайло // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – Вип. № 37. – С. 78–83.

114. Хорошайло В. В. Повышение виброустойчивости растачивания на токарно-винторезных станках / В. В. Хорошайло // Технологический аудит и резервы производства. – 2016. – № 1/1 (27). – С. 17–22.

115. Хорошайло В. В. Повышение виброустойчивости расточных резцов при обработке отверстий большого диаметра на токарно-винторезных станках / В. В. Хорошайло, В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2014. – Вип. № 35. – С. 131–135.

116. Чуприна В. М. Тензорно-математичне моделювання точності обробки деталей в динамічній системі металорізального верстату / Чуприна В. М. // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – Х. : Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, 2015. – Вип. 1 (46). – 168 с.

117. Шевченко О. В. Підвищення вібростійкості токарної обробки нежорстким інструментальним оснащенням / Шевченко О. В. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2006. – Вип. № 20. – С. 125–131.

118. Шустиков А. Д. Влияние вибраций на износ инструмента / Шустиков А. Д. // СТИН. – 2000. – № 1. – С. 12–16.
119. Эльясберг М. Е. Автоколебания металлорежущих станков. Теория и практика / М. Е. Эльясберг. – СПб., 1993. – 181 с.
120. Яковлев А. П. Диссипативные свойства неоднородных материалов и систем / Яковлев А. П. – Киев : Наук. думка, 1985. – 248 с.
121. Ящерицын П. И. Теория резания / П. И. Ящерицын, Е. Э. Фельдштейн, М. А. Корниевич. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн. : Новое знание, 2006. – 512 с.
122. Altintas Y. Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping / Y. Altintas, M. Eynian, H. Onozuka // CIRP Annals - Manufacturing Technology. – 2008. – № 57. – P. 371–374.
123. Black J. T. Materials and Processes in Manufacturing / J. T. Black, R. Kohser – Danvers : Jonh Wiley & Sons, 2008. – 1031 p.
124. Gaurav Saindane. Experimental Investigation of Vibration Damping in Boring Operation using passive damper / Gaurav Saindane, Amit Jakikore, Ashish Umbarkar // International Journal of Research in Engineering & Advanced Technology. – Volume 2, Issue 3. – URL: www.ijreat.org/Papers2014/Issue9/IJREATV2I3022.pdf.
125. Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers / M. H. Miguélez, L. Rubio, J. A. Loya, J. Fernández-Sáez // International Journal of Mechanical Sciences. – October 2010. – Vol. 52, Issue 10. – P. 1376–1384.
126. Investigation of Boring Bar Dynamics for Chatter Suppression / Y. Alammari, M. Sanati, T. Freiheit, S. S. Park // Procedia Manufacturing. – 2015. – Volume 1. – P. 768–778.
127. Kai Cheng. Machining Dynamics. Fundamental, applications and practies / Cheng Kai. Springer Series in Advanced Manufacturing. Advanced Manufacturing & Enterprice Engineering Department School of Engineering and Design. Brunel University. Middlesex UB8 3PH. UK. – 2009.

128. Kalpakjian S. Manufacturing Engineering and Technology / S. Kalpakjian, S. Schmid. – Pearson Education, 2009. – 1197 p.
129. Moetakef-Imani B. Dynamic simulation of boring process / B. Moetakef-Imani, N. Z. Yussefian // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – November 2009. – Volume 49, Issue 14. – P. 1096–1103.
130. On the prediction of surface roughness in the hard turning based on cutting parameters and tool vibrations / Hessainia Z., Belbah A., Athmane Y. M., Mabrouki T., Rigal J. F. // Measurement. – 2013. – 46 (5). – P. 1671–1681.
131. Ozel T. Finite Element Analysis of The Influence of Edge Roundness on The Stress and Temperature Fields Induced by High Speed Machining / T. Ozel, E. Zeren // Int. J. Adv. Manuf. Technology. – 2007. – Вып. 35. – № 3. – С. 255–267.
132. Siddhpura M. A review of chatter vibration research in turning / M. Siddhpura, R. Paurobally // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – October 2012. – Volume 61. – P. 27–47.
133. Sortino M. Development of a practical model for selection of stable tooling system configurations in internal turning / M. Sortino, G. Totis, F. Prospero // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2012. – 61. – P. 58–70.
134. Xiaodong Lu. Magnetic actuator for active damping of boring bars / Xiaodong Lu, Fan Chen, Yusuf Altintas // CIRP Annals – Manufacturing Technology. – 2014. – Volume 63, Issue 1. – P. 369–372.
135. Yussefian N. Z. The prediction of cutting force for boring process / N. Z. Yussefian, B. Moetakef-Imani, H. El-Mounayr // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – October 2008. – Vol. 48, Issues 12–13. – P. 1387–1394.

Приложение А
Измерительные устройства и приборы

Таблица А.1 – Технические характеристики осциллографа RIGOL DS5022M

Наименование параметра	Значение параметра
Каналы	2 канала + внешний запуск
Объем памяти	4000 точек на 1 канал
Чувствительность по вертикали	2мВ/дел - 5В/дел
Разрешение по вертикали	8 бит
Режим входа А1 и А2	DC, AC, земля
Режимы запуска DS5062MA	По фронту, видео, по длине импульса, задержка
Режимы запуска - развертки	Авто, нормальный, однократный
Источники запуска	К1, К2, Внешний, внешний/5, сеть
Погрешность измерения временных интервалов	$\pm 0,01$ %
Максимальное входное напряжение	400В(DC + AC пик, (1МОм входной импеданс 10X)
Курсорные измерения	Режимы: ручной, трек и автоматических измерений
Хранение	10осциллограмм и настроек
БПФ (Быстрое преобразование Фурье)	Ханнинг, Хамминг, Блэкмен-Харис.
Напряжение-питание / потребляемая мощность	100-240В / 40 VA Max
Вес	4,5 кг

Функции осциллографа RIGOL DS5022M:

1. Максимальная частота дискретизации в реальном времени: до 250 Мегавыборок/с.
2. Скорость захвата: до 1000 сигналов/с.

3. Два канала и полоса пропускания до 25МГц;
4. Цифровой фильтр и регистратор осциллограмм.
5. Цифровой ЖК-дисплей и монохромный ЖК-дисплей.
6. До 20 автоматических измерений.
7. Курсорные измерения-режимы: ручной, трек и режим автоматических измерений.
8. Хранение и воспроизведение: до 10 осциллограмм.
9. Математические функции: сложение, вычитание, умножение, деление.
10. Расширенные функций запуска: по фронту, видео, по длине импульса, задержка запуска.
11. Встроенная функция анализатора спектра.
12. Автокалибровка
13. Встроенный аппаратный частотомер.
14. Стандартный USB-интерфейс.

Таблица А.2 – Технические характеристики виброизмерительного датчика ДН-4

Наименование параметра	Значение параметра
1. Рабочий диапазон частот, Гц	до 12600
2. Действительное значение коэффициента преобразования вибропреобразователя на частоте 200-1000 Гц, $\text{мВ} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-1}$	$1 \pm 0,06$
3. Относительный коэффициент поперечного преобразования, %	4
5. Габаритные размеры, мм	20×20×14
6. Масса, не более, кг	0,013
7. Рабочий диапазон температур, ОС	-30...+70

Технические характеристики измерителя шероховатости TR 200:

1. Датчик:

1.1 Способ контроля: индукционный.

1.2 Диапазон измерений: 160 мкм.

1.3 Радиус кончика пера: 5 мкм.

1.4 Материал пера: алмаз.

1.5 Сила прижима при измерении: 4 мН.

1.6 Угол заточки кончика пера: 90°.

1.7 Радиус кривизны скользящего элемента: 45 мм.

2. Максимальный диапазон перемещения: 17,5 мм.

3. Погрешность: $\pm 10\%$.

4. Параметры шероховатости: стандарты ISO, DIN, ANSI, JIS.

5. Диапазон отображений: $R_a = 0,005 \text{ мкм} \sim 16 \text{ мкм}$.

6. Дискретность: $0,01 \text{ мкм} \sim 0,04 \text{ мкм}$.

7. Номинальная мощность: 6 Вт.

8. Рабочие условия: температура: $0 \sim 40^\circ \text{ C}$.

9. Размеры: $D \times Ш \times В = 141 \times 56 \times 48 \text{ мм}$

10. Масса: 430 г.

11. Соединение с персональным компьютером: интерфейс RS-232.

Приложение Б Моделирование в программном комплексе MATHCAD

Обработка консолюно закрепленным расточным резцом сечением 32x32 мм, вылет L=250 мм.

Начальные условия

C1 := 2300	C2 := 7000	Pz := 1000	Pzb := 250	Py := 300	Pyb := 75	m1 := 0.56	h2 := 0.2 h1 := 0.2	ω := 2000	θ := $\frac{30 \cdot \pi}{180}$
------------	------------	------------	------------	-----------	-----------	------------	------------------------	-----------	---------------------------------

$$\text{Rh1}(z1, y1, z0, y0, t) := (Pz + Pzb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos(\theta) + (Py + Pyb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \sin(\theta) - h1 \cdot (z1 \cdot \cos(\theta) + y1 \cdot \sin(\theta)) - C2 \cdot (z0 \cdot \cos(\theta) + y0 \cdot \sin(\theta))$$

$$\text{Rh2}(z1, y1, z0, y0, t) := -[(Pz + Pzb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \sin(\theta)] + (Py + Pyb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos(\theta) - h2 \cdot (y1 \cdot \cos(\theta) - z1 \cdot \sin(\theta)) - C1 \cdot (y0 \cdot \cos(\theta) - z0 \cdot \sin(\theta))$$

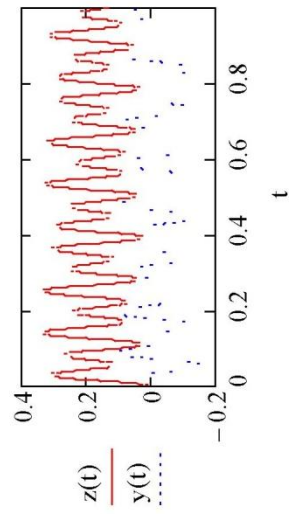
Given

$$m1 \cdot (z''(t) \cdot \cos(\theta) + y''(t) \cdot \sin(\theta)) = \text{Rh1}(z(t), y(t), z(t), y(t), t)$$

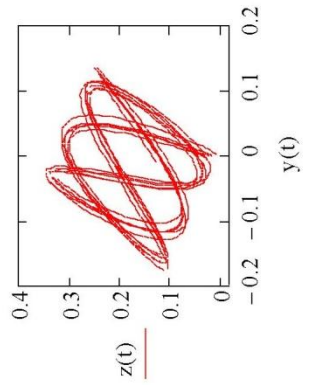
$$m1 \cdot \left(\left(\frac{d^2}{dt^2} y(t) \right) \right) = \text{Rh1}(z'(t), y'(t), z(t), y(t), t) \cdot \sin(\theta) + \text{Rh2}(z'(t), y'(t), z(t), y(t), t) \cdot \cos(\theta)$$

$$z(0) = 0 \quad y'(0) = 1 \quad z'(0) = 1 \quad y(0) = 0 \quad t := 0, 0.001 \dots 1 \quad \begin{pmatrix} z \\ y \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[\begin{pmatrix} z \\ y \end{pmatrix}, t, 1 \right]$$

Графики виброперемещений



Траектория



Обработка двухопорно закрепленным расточным резцом сечением 32x32, вылет L=250мм.

Начальные условия

C1 := 5730	C2 := 18500	Pz := 1000	Pzb := 250	Py := 300	Pyb := 75	m1 := 0.7	h2 := 0.2 h1 := 0.2	ω := 2000	θ := $\frac{15 \cdot \pi}{180}$
------------	-------------	------------	------------	-----------	-----------	-----------	------------------------	-----------	---------------------------------

$$Rh1(z1, y1, z0, y0, t) := (Pz + Pzb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos(\theta) + (Py + Pyb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \sin(\theta) - h1 \cdot (z1 \cdot \cos(\theta) + y1 \cdot \sin(\theta)) - C2 \cdot (z0 \cdot \cos(\theta) + y0 \cdot \sin(\theta))$$

$$Rh2(z1, y1, z0, y0, t) := -[(Pz + Pzb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \sin(\theta)] + (Py + Pyb \cdot \cos(\omega \cdot t)) \cdot \cos(\theta) - h2 \cdot (y1 \cdot \cos(\theta) - z1 \cdot \sin(\theta)) - C1 \cdot (y0 \cdot \cos(\theta) - z0 \cdot \sin(\theta))$$

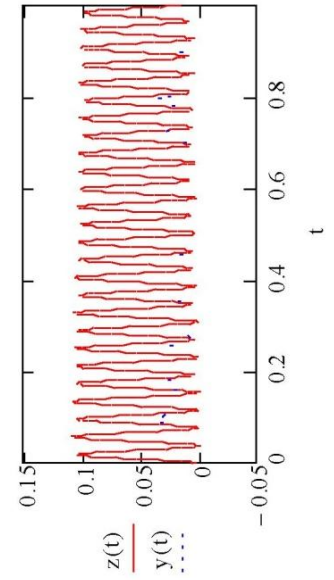
Given

$$m1 \cdot (z''(t) \cdot \cos(\theta) + y''(t) \cdot \sin(\theta)) = Rh1(z(t), y(t), z(t), y(t), t)$$

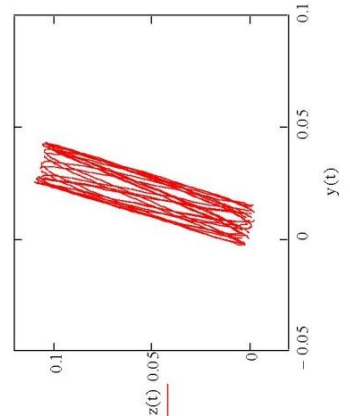
$$m1 \cdot \left(\left(\frac{d^2}{dt^2} y(t) \right) \right) = Rh1(z'(t), y'(t), z(t), y(t), t) \cdot \sin(\theta) + Rh2(z'(t), y'(t), z(t), y(t), t) \cdot \cos(\theta)$$

$$z(0) = 0 \quad y'(0) = 1 \quad z'(0) = 1 \quad y(0) = 0 \quad t := 0, 0.001 .. 1 \quad \begin{pmatrix} z \\ y \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[\begin{pmatrix} z \\ y \end{pmatrix}, t, 1 \right]$$

Графики виброперемещений



Траектория



Приложение В
Режимы обработки

Таблица В.1 – Поддачи для черного растачивания отверстий на токарных станках

Обрабатываемый материал	Глубина резания t , мм, до	Сечение державки шириной B , мм					
		25	32	40	50	60	75
Стали конструкционные углеродистые и легированные	2	0,68	0,76	0,80	0,87	0,92	1,05
	3	0,63	0,72	0,76	0,82	0,85	0,92
	5	0,56	0,60	0,68	0,74	0,78	0,83
	8			0,48	0,52	0,65	0,70
	12				0,40	0,53	0,58
Стали жаропрочные, коррозионно-жаростойкие	2	0,74	0,84	0,88	0,95	1,00	1,15
	3	0,70	0,80	0,84	0,90	0,94	1,00
	5	0,62	0,66	0,75	0,82	0,86	1,00
	8			0,53	0,57	0,70	0,77
	12				0,44	0,58	0,64
Чугун серый	2	0,74	0,84	0,88	0,95	1,00	1,15
	3	0,70	0,80	0,84	0,90	0,94	1,00
	5	0,62	0,66	0,75	0,82	0,86	1,00
	8			0,53	0,57	0,70	0,77
	12				0,44	0,58	0,64
Медные и алюминиевые сплавы	2	0,85	0,95	1,0	1,08	1,15	1,30
	3	0,78	0,90	0,85	1,02	1,06	1,15
	5	0,70	0,75	0,6	0,92	0,97	1,03
	8				0,65	0,80	0,87
	12				0,50	0,66	0,72

Таблица В.2 – Поддачи для полустогового растачивания отверстий на токарных станках

Обрабатываемый материал	Глубина резания t , мм, до	Сечение державки шириной B , мм					
		25	32	40	50	60	75
Стали конструкционные углеродистые и легированные	0,7						
	1,5	0,50	0,57	0,66	0,75	0,82	0,88
	3,0	0,38	0,48	0,60	0,67	0,75	0,84
	5,0	0,28	0,36	0,50	0,58	0,66	0,76
	8,0			0,35	0,45	0,52	0,64
Стали жаропрочные, коррозионно-жаростойкие	0,7	0,74	0,84	0,88	0,95	1,00	1,15
	1,5	0,42	0,47	0,54	0,63	0,68	0,73
	3,0	0,32	0,40	0,5	0,56	0,63	0,70
	5,0	0,24	0,30	0,42	0,48	0,55	0,63
	8,0			0,30	0,37	0,43	0,54
Чугун серый	0,7						
	1,5	0,55	0,62	0,72	0,80	0,90	0,96
	3,0	0,42	0,52	0,66	0,73	0,82	0,92
	5,0	0,30	0,40	0,54	0,64	0,73	0,83
	8,0			0,38	0,48	0,56	0,64
Медные и алюминиевые сплавы	0,7						
	1,5	0,62	0,72	0,82	0,93	1,00	1,15
	3,0	0,47	0,60	0,75	0,82	0,93	1,05
	5,0	0,35	0,45	0,62	0,72	0,82	0,90
	8,0						0,80

Таблица В.3 – Подачи для чистового растачивания отверстий на токарных станках

Обрабатываемый материал	Глубина резания t , мм, до	Сечение державки шириной B , мм					
		25	32	40	50	60	75
Стали конструкционные углеродистые и легированные	0,3	0,50					
	0,8	0,30	0,38	0,45	0,50	0,53	0,55
	1,5	0,26	0,32	0,37	0,42	0,45	0,48
	4,0	0,15	0,18	0,23	0,27	0,3	0,32
Стали жаропрочные, коррозионно-жаростойкие	0,3	0,3					
	0,8	0,26	0,32	0,37	0,42	0,44	0,46
	1,5	0,22	0,26	0,32	0,35	0,37	0,40
	4,0	0,12	0,15	0,20	0,23	0,25	0,27
Чугун серый	0,3	0,38					
	0,8	0,33	0,40	0,50	0,55	0,58	0,60
	1,5	0,28	0,35	0,41	0,46	0,50	0,53
	4,0	0,16	0,20	0,25	0,30	0,33	0,35
Медные и алюминиевые сплавы	0,3	0,43					
	0,8	0,37	0,47	0,56	0,62	0,66	0,68
	1,5	0,32	0,40	0,46	0,52	0,56	0,60
	4,0	0,18	0,22	0,28	0,33	0,37	0,40

Таблица В.4 – Поправочные коэффициенты для величины подачи в зависимости от отношения вылета резца и его высоты

Способ растачивания	Отношение вылета резца к его высоте, L/H				
	3	5	7	9	≥ 10
	Коэффициент K_{sl}				
Резец	1	0,9	0,82	0,74	0,56
Инструментальная система	1,1	1	0,94	0,9	0,86

Приложение Г
Патенты на изобретения





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **74324** (13) **U**
(51) МПК (2012.01)
B23B 1/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2012 04051	(72) Винахідник(и): Хорошайло Вадим Вікторович (UA)
(22) Дата подання заявки: 02.04.2012	(73) Власник(и): ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ, вул. Шкадінова, буд. 72, м. Краматорськ, 84313 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.10.2012	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.10.2012, Бюл.№ 20	

(54) СПОСІБ РОЗТОЧУВАННЯ ГЛИБОКИХ ОТВОРІВ ВЕЛИКИХ ДІАМЕТРІВ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

(57) Реферат:

Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарних верстатах включає переміщення розточувального різця вздовж осі деталі в отворі. Розточування виконують з притискуванням розточувального різця до поверхні, що обробляється, пристроєм з телескопічними циліндрами, який розміщують на оправці і переміщують вздовж її осі.

UA 74324 U

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 85983

РУХОМИЙ ЛЮНЕТ ДЛЯ РОЗТОЧУВАННЯ ОТВОРІВ
ВЕЛИКИХ ДІАМЕТРІВ ТА ДОВЖИНИ НА ТОКАРНИХ
ВЕРСТАТАХ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи
і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні
моделі **10.12.2013**.

Голова Державної служби
інтелектуальної власності України

M.V. Kovinia — М.В. Ковіня





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **85983** (13) **U**
(51) МПК (2013.01)
B23B 1/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 06935	(72) Винахідник(и): Хорошайло Вадим Вікторович (UA)
(22) Дата подання заявки: 03.06.2013	(73) Власник(и): ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ, вул. Шкадінова, 72, м. Краматорськ, 84313 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.12.2013	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2013, Бюл.№ 23	

(54) РУХОМИЙ ЛЮНЕТ ДЛЯ РОЗТОЧУВАННЯ ОТВОРІВ ВЕЛИКИХ ДІАМЕТРІВ ТА ДОВЖИНИ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

(57) Реферат:

Рухомий люнет для розточування отворів великих діаметрів та довжини на токарних верстатах містить корпус з опорними елементами у вигляді набору телескопічних циліндрів з фіксуючими гвинтами, встановлений на оправці, крім того корпус має плоскі напрямні і вилку, яка охоплює державку різця з трьох сторін, а оправка пристрою має плоскі поверхні, дотичні до напрямних корпусу.

UA 85983 U

Приложение Д
Акты внедрений

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний технолог

ПАО «НКМЗ»



О.М. Баранов

« 03 » 12 2013 р.

м. Краматорськ

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Хорошайла Вадима Вікторовича
на ПАО «НКМЗ»

Цей акт підтверджує передачу в ПАО «НКМЗ» теоретичних і практичних результатів дисертаційної роботи Хорошайло В.В.

Перевірена і прийнята до впровадження розроблена конструкція інструментального оснащення (патент України на корисну модель №74324) для розточування отворів на токарних верстатах і нормативи режимів різання для розточування отворів з використанням спроектованого інструментального оснащення. Результати експериментів у виробничих умовах показали, що завдяки впровадженню розробленої конструкції покращуються жорсткісні параметри різців, знижується рівень шкідливих вібрацій в процесі розточування, внаслідок чого стійкість різального інструменту може бути збільшена в 1,4 разу, а витрата твердого сплаву понижена на 25%. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленого інструментального оснащення складає одинадцять тис. грн

Заступник головного
технолога по новій
техніці ПАО НКМЗ

Статкевич О.В.

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Директор
 ТОВ «НДПТмаш
 дослідний завод»
 Ю.М. Лисенко
 " 15 " _____ 2015 р.

м. Краматорськ

АКТ
 про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Хорошайло В.В.
 на ТОВ «НДПТмаш – дослідний завод»

Справжнім актом підтверджується проведення випробувань інструментальної системи у виробничих умовах дослідного заводу ТОВ «НДПТмаш», і доцільність її використання при розточуванні деталей типу втулок достатньо великого діаметру на токарних верстатах.

Експериментальні дослідження розробленої автором конструкції інструментального оснащення для розточування отворів на токарних верстатах довели можливість застосування вищих режимів обробки, в порівнянні з обробкою розточувальними різцями без інструментального оснащення. Результати експериментів у виробничих умовах показали, що завдяки застосуванню розробленої інструментальної системи суттєво знижується амплітуда коливань розточувального різця і підвищується якість обробленої поверхні.

Начальник виробництва
 ТОВ «НДПТмаш – дослідний завод»



С.О. Тупіков

Затверджую
Проректор з наукової роботи та
зовнішніх зв'язків ДДМА

д. т. н. проф. Турчанін М. А.
« 07 » 12 2015 р.

Акт

використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи «Підвищення ефективності розточування отворів на токарних верстатах шляхом створення вібростійкої інструментальної системи», яка виконана асистентом кафедри «Інформатики і інженерної графіки» Донбаської державної машинобудівної академії Хорошайло Вадимом Вікторовичем

Я, що нижче підписався, д.т.н. професор, завідувач кафедри «Комп'ютеризовані мехатронні системи, інструменти та технології» Ковальов В. Д. склав даний акт про використання в навчальному процесі в курсах «Різальний інструмент», «Основи автоматизованого проектування різального інструменту» результаті в дисертаційної роботи «Підвищення ефективності розточування отворів на токарних верстатах шляхом створення вібростійкої інструментальної системи», а саме:

в курсі «Різальний інструмент» - основи проектування та раціональної експлуатації інструментів для токарної обробки;

в курсі «Основи автоматизованого проектування різального інструменту» - методика проектування інструментів та систем з використанням методу скінчених елементів.

Завідувач кафедри «Комп'ютеризовані
мехатронні системи, інструменти
та технології» д.т.н., проф.



В. Д. Ковальов