

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ДОНБАССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ
АКАДЕМИЯ

На правах рукописи

ПОЛУПАН ИВАН ИВАНОВИЧ

УДК 621.9.23

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ВОССТАНОВЛЕНИЯ
ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР СБОРНЫМИ РЕЗЦАМИ

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.....	4
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	10
1.1 Анализ теоретических исследований процесса восстановления колесных пар.....	10
1.2 Особенности технологического процесса восстановления профиля колесных пар.....	13
1.2.1 Классификация и основные виды неисправностей колесных пар.....	13
1.2.2 Методы обточки колесных пар с дефектами поверхности.....	17
1.2.3 Станочное оборудование.....	20
1.2.4 Свойства инструментальных материалов.....	22
1.2.5 Режимы резания.....	23
1.3 Анализ конструкций сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.....	24
1.4 Анализ существующих методов исследования напряженно- деформированного состояния режущей части инструментов.....	30
1.5 Анализ существующих методов исследования колебаний сборных резцов.....	35
1.6 Анализ методов определения качества сборного режущего инструмента ...	43
Выводы по разделу и постановка задач исследований.....	47
РАЗДЕЛ 2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ.....	49
2.1 Общая методика исследований.....	49
2.2 Анализ среды функционирования на основе банка данных.....	51
2.3 Методика определения качества сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.....	52
2.4 Методика исследований напряженно-деформированного состояния инструмента методом конечных элементов.....	63
2.5 Методика теоретических исследований колебаний сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.....	71
2.6 Методика экспериментальных исследований колебаний в процессе обработки колесных пар сборным инструментом.....	76

Выводы по разделу 2.....	85
РАЗДЕЛ 3. НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР	86
3.1 Структура отказов сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.....	86
3.2 Исследование напряженно-деформированного состояния режущей пластины сборного чашечного резца	94
3.3 Исследование напряженно-деформированного состояния режущей пластины сборного резца с тангенциальным креплением пластины	110
Выводы по разделу 3.....	116
РАЗДЕЛ 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАНИЙ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР	118
4.1 Теоретические исследования колебаний сборных резцов в процессе восстановления профиля колесных пар	118
4.2 Экспериментальные исследования колебаний сборных резцов в процессе восстановления профиля колесных пар.....	137
4.3 Сравнение экспериментальных и расчетных зависимостей.....	150
Выводы по разделу 4.....	153
РАЗДЕЛ 5. КАЧЕСТВО КОНСТРУКЦИЙ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР	154
5.1 Разработка усовершенствованных конструкций сборных резцов для восстановления профиля колесных пар	154
5.2 Качество сборного резцов для восстановления профиля колесных пар.....	160
Выводы по разделу 5.....	168
ВЫВОДЫ	169
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	171
Приложение А. Технические характеристики вибропреобразователей ДН-3, ДН-4, ДН-5	186
Приложение В. Листинг программы для обработки экспериментальных данных в программной среде MATLAB 8.0.....	187
Приложение В. Полученные патенты на изобретения.....	189
Приложение Г. Акты внедрения.....	195

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В настоящее время на предприятиях железнодорожного транспорта трудоемкость и себестоимость ремонта колесных пар вагонов и локомотивов возросла в несколько раз в связи с недостаточной заменой предельно изношенного подвижного состава.

Для устойчивого экономического развития Украины необходима надежная работа железнодорожного транспорта. Основная часть подвижного состава эксплуатируется длительное время и требует периодического ремонта, прежде всего колесных пар, которые являются одними из главных частей железнодорожных вагонов [105].

Процесс восстановления профиля колесных пар на колесотокарных станках является одной из самых затратных составляющих технологического процесса ремонта подвижного состава и представляет собой сложную технологическую операцию, которая характеризуется относительно невысокой производительностью и целым рядом особенностей [65].

Для процесса обточки колес характерно колебание в широком диапазоне припуска, твердости обрабатываемой поверхности. В зависимости от вида повреждения профиля колесной пары глубина резания является переменной величиной и может достигать 14...16 мм, а твердость обрабатываемой поверхности – до 900 НВ и более.

Кроме того, колесо имеет сложный фасонный профиль, что приводит в процессе обработки к изменению угла контакта режущего инструмента с деталью от 0 до 105° [116]. Перечисленные факторы и их изменение в процессе обработки приводят, при работе с заранее запрограммированным режимом, к значительным колебаниям тепловой и силовой нагрузок на инструмент, что влечет за собой преждевременный выход инструмента из строя вследствие выкрашиваний и поломок режущей пластины, а также пластических деформаций и разрушения элементов механического крепления.

Поэтому разработка и реализация методов и способов повышения эффективности процесса восстановления профиля колесных пар сборными резцами является актуальной научно-технической задачей, решение которой даст возможность повысить надежность работы подвижного состава железнодорожного транспорта.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа является частью исследований, которые выполнялись на кафедре «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии в рамках научных тем: Дк-08-04 «Усовершенствование технологической среды для автоматизированного производства продукции тяжелого машиностроения» (№ 0105U002445), Д-05-2007 «Исследование динамических явлений и процессов и повышение эффективности механообработки на основе теории фракталов и детерминированного хаоса» (№ 0107U001305), Д-04-2009 «Снижение энергозатрат обработки деталей в условиях сложных динамических процессов резания на уникальных станках тяжелого машиностроения» (№ 0109U002670), Дк-01-2014 «Повышение надежности и производительности компьютеризированных мехатронных станкоинструментальных систем тяжелого машиностроения» (№ 0114U002757), Д-01-2015 «Підвищення енергоефективності процесів механообробки на основі багатокритеріальної оптимізації параметрів технологічних систем важкого машинобудування» (№ 0115U003122).

Цель и задачи исследований. Целью диссертационной работы является повышение эффективности процесса восстановления профиля колесных пар путем улучшения прочностных и динамических характеристик сборных резцов, повышение производительности процесса механической обработки, качества конструкции и эксплуатации сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Определить факторы и исследовать условия эксплуатации, проанализировать характер и структуру отказов сборных резцов для восстановления профиля колесных пар в условиях сложных динамических нагрузок.

2. Исследовать влияние конструктивных параметров режущей пластины сборных резцов для восстановления профиля колесных пар на напряженно-деформированное состояние конструкции, формы режущей пластины сборных резцов на величину и характер распределения напряжений.

3. Выявить влияние элементов режима резания при восстановлении колесных пар на напряженно-деформированное состояние сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.

4. Разработать математические модели описания динамической системы «станок – инструмент – деталь» для исследования колебаний сборных резцов для восстановления профиля колесных пар и проверить их адекватность.

5. На основе полученных результатов усовершенствовать конструкции сборных резцов для восстановления профиля колесных пар в условиях сложных динамических нагрузок.

Объект исследования – процесс восстановления профиля колесных пар.

Предмет исследования – прочностные и динамические характеристики конструкций сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.

Методы исследования. Научные исследования базировались на теоретических основах теории резания металлов и формообразования поверхностей, теории проектирования и качества режущего инструмента, теории математического моделирования. Для расчета напряженно-деформированного состояния сборного инструмента использовался метод конечных элементов. Экспериментальные исследования проведены с использованием методик, разработанных на основе теории эксперимента и математической статистики, современной измерительной аппаратуры, разработанных аппаратных и программных средств. Для обработки экспериментальных результатов использовалась современная компьютерная техника и программное обеспечение.

Научная новизна

1. Впервые обобщены динамические характеристики сборных резцов в условиях сложных динамических нагрузок, неравномерности припуска, изменяющихся физико-механических свойств обрабатываемого материала в процессе обработки колесных пар, необходимые для усовершенствования сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.

2. Впервые установлены особенности характера и структуры отказов сборных чашечных резцов и резцов с тангенциальным креплением пластины для восстановления профиля колесных пар, которые могут быть использованы для повышения их эксплуатационных характеристик.

3. Усовершенствована математическая модель динамической системы «станок – инструмент – деталь», впервые учитывающая конструкцию и характер нагружения сборного резца для восстановления профиля колесных пар как подсистему, состоящую из отдельных элементов.

4. Получены модели напряженно-деформированного состояния режущих элементов сборных резцов для восстановления профиля колесных пар, учитывающие особенности контактного взаимодействия режущей пластины с элементами механического закрепления и корпусом инструмента.

5. Уточнено распределение реакций со стороны опорных и упорных поверхностей пластины с элементами базирования сборных резцов при различных способах закрепления и нагружения силами резания, что позволяет повысить точность расчетов и выявить опасное сечение в теле пластины.

6. Предложена иерархическая система свойств качества сборных резцов для восстановления профиля колесных пар, позволяющая количественно оценить качество конструкции и эксплуатации сборных резцов для восстановления профиля колесных пар с использованием квалиметрического подхода, проводить эвристический поиск рациональной конструкции и условий их эксплуатации.

Практическая ценность полученных результатов

Практическая ценность полученных результатов заключается в следующем:

1. Разработана методика обеспечения расчета контактных напряжений на передней поверхности режущего лезвия для оценки конструкции сборных резцов для восстановления профиля колесных пар по технико-экономическим параметрам с целью увеличения ресурса работы сборного металлорежущего инструмента на операциях чернового точения.

2. Разработаны усовершенствованные конструкции узлов крепления пластин сборного чашечного резца, а также резца с тангенциальным креплением пластины для восстановления профиля колесных пар.

3. Разработаны рекомендации по повышению эффективности восстановления профиля колесных пар сборными резцами с улучшенными динамическими характеристиками узлов крепления режущих пластин.

4. Усовершенствованные конструкции сборных резцов для восстановления профиля колесных пар позволяют повысить производительность обработки в среднем на 15 %, снизить расход инструмента на 21...26 %, а также могут быть использованы для механообработки в других областях машиностроения.

Новизна полученных результатов подтверждена патентами Украины № 32230 от 12.05.2008 г., № 45677 от 25.11.2009 г., № 74617 от 12.11.2012 г.

Результаты диссертационной работы внедрены в учебный процесс кафедры «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии (г. Краматорск) в курсы «Режущий инструмент», «Оптимизация процессов резания», «Основы теории качества режущих инструментов», а также на ПАО «КЗТС» (г. Краматорск) при испытании новых колесотокарных станков модели КЖ1836Ф3, ООО «ТЯЖСТАНКОСЕРВИС», ОАО «ХК "Лугансктепловоз"» при разработке технологических процессов, что позволило уменьшить затраты на инструмент на 21...26 %, повысить производительность обработки колесных пар на 15 % и получить общий годовой экономический эффект в размере 105 тыс. грн.

Личный вклад соискателя. Основные результаты работы, которые выносятся на защиту, получены автором самостоятельно. Постановка задач исследований, разработка методологии и подходов к их решению определялись совместно с научным руководителем. В опубликованных в соавторстве работах автору принадлежат основные положения проведенных исследований и научное обоснование основных теоретических положений.

Апробация результатов диссертации. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на Международной научно-технической конференции «Тяжелое машиностроение. Проблемы и перспективы развития» (Краматорск, 2007, 2008, 2013, 2015 гг.); XV Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века» (Донецк – Севастополь, 2008 г.), IX Всеукраинской молодежной научно-технической конференции «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво» (Запорожье, 2009 г.), Международной научно-технической конференции «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» (Тернополь, 2010 г.), Международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении. Механообработка» (Севастополь, СевНТУ, ДонНТУ, 2011), 9th International Quality Conference (Kraguevac, Serbia, Center for Quality, Faculty of Engineering, University of Kraguevac, 2015). В полном объеме работа докладывалась и получила положительный отзыв на заседании расширенного научно-технического семинара Донбасской государственной машиностроительной академии.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы изложены в 19 научных трудах, из них: 8 статей в специализированных изданиях (1 единолично), 1 – в зарубежном издании, включенном в наукометрические базы данных, 3 патентах Украины на полезную модель, 8 тезисах научных конференций.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, выводов, перечня использованных источников из 137 наименований на 15 страницах, четырех приложений на 13 страницах. Основной текст изложен на 170 страницах, содержит 93 рисунка и 18 таблиц. Общий объем работы составляет 198 страниц.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ теоретических исследований процесса восстановления колесных пар

Производительность, качество и себестоимость механической обработки во многом зависит от качества металлорежущего инструмента, а также эффективности его использования. Основная доля затрат на механическую обработку связана со стоимостью инструмента и расходами на его эксплуатацию.

Значительный вклад в решение актуальных проблем процессов механической обработки, проектирования и эксплуатации режущих инструментов внесли следующие ученые: Г. И. Грановский, Н. Н. Зорев, Т. Н. Лоладзе, А. Д. Макаров, В. А. Остафьев, Н. С. Равская, Г. П. Клименко, В. Д. Ковалев, В. А. Залого, А. И. Грабченко, Ю. Н. Внуков, Г. Л. Хае, Е. В. Мироненко, В. С. Гузенко и другие, а также зарубежные ученые: J. T. Black, R. Kohser, S. Kalpakjian, S. Schmid [12, 16, 20, 26, 33, 47, 49, 51, 60, 62, 67, 72, 89, 92, 106, 124, 110, 128].

В настоящее время наметилась устойчивая тенденция повышения трудоемкости ремонта подвижного состава, которая связана с увеличением степени его изношенности как по основным узлам, так и в целом. Это объясняется переходом на ремонт после гарантированного пробега, а также недостаточной обеспеченностью запасными частями ремонтных предприятий. Они вынуждены восстанавливать предельно изношенные детали и узлы, которые раньше подлежали замене.

Проблемами механической обработки при изготовлении и ремонте деталей подвижного состава занимались ученые Д. Г. Евсеев, Б. В. Захаров, Д. Л. Юдин, С. В. Алехин, М. М. Машнев, И. А. Иванов, А. А. Рауба, С. В. Урушев и другие, а также зарубежные ученые А. Śladkowski, D. Thompson, C. Collette [4, 31, 35, 65,

93, 108, 120, 126, 134, 135]. Авторами были проведены исследования по разработке и внедрению оптимальных технологических процессов механической обработки колесных пар, бандажей, валов и осей, зубчатых колес, деталей цилиндропоршневой группы, плунжерных пар и др., в том числе и с учетом динамических процессов.

По данным ремонтных депо Донецкой железной дороги, 95 % всего металлорежущего инструмента является твердосплавным. Для обработки деталей при ремонте подвижного состава используются дорогие и дефицитные вольфрамкобальтовые и вольфрамтитанокобальтовые твердые сплавы.

Эффективность механической обработки обеспечивается выбором рационального метода обработки и оптимальной его реализацией в конкретных условиях производства: выбором оборудования, режущего, контрольного измерительного инструмента и других средств технологического оснащения, определением режимов обработки.

Из многочисленной литературы, посвященной классификации станочного оборудования для обточки колесных пар, в частности [11, 14, 17, 51, 87], следует, что станочное оборудование, используемое на предприятиях железной дороги, можно разделить на две группы:

- колесообрабатывающие станки для обточки колесных пар без выкатки изпод подвижного состава, применяемые на предприятиях по ремонту подвижного состава локомотивного хозяйства и метрополитене;

- колесообрабатывающие станки для обточки колесных пар с выкаткой, используемые как в вагонных, так и в локомотивных депо, а также на заводах по изготовлению и ремонту подвижного состава.

При этом режущие инструменты, используемые для механической обработки профиля поверхности катания колесных пар, подразделяются на три основных вида:

- однолезвийные режущие инструменты, то есть режущие инструменты с одной режущей кромкой определенной геометрии и изготовленные из инструментального твердого сплава или быстрорежущей стали – резцы;

– многолезвийные режущие инструменты, то есть режущие инструменты с двумя и более режущими кромками определенной геометрии, изготовленные из твердых сплавов или быстрорежущей стали – фрезы и протяжки;

– абразивные режущие инструменты, то есть режущие инструменты определенного профиля, но с неопределенной геометрией режущей кромки – абразивные круги.

Методы колесотокарной обработки, которые наиболее широко распространены среди методов формообразования профиля поверхности катания колесных пар, имеют низкую производительность обработки по следующим причинам:

– высокая степень нестационарности процесса резания, которая выражается в значительных колебаниях сечения срезаемого слоя при формообразовании профиля нового колеса и динамических ударных нагрузках от поверхностных термо-механических дефектов при восстановлении профиля колесной пары, бывшей в эксплуатации;

– общая динамическая несбалансированность большинства отечественных колесных пар не позволяет при существующей конструкции станочного оборудования и прочности твердосплавного режущего инструмента увеличить скорость резания более, чем до 80 м/мин.

Значительный износ станочного оборудования и низкое качество используемого режущего инструмента ведут к снижению допустимых скоростей резания до 45...50 м/мин. Увеличение рабочих подач сдерживается необходимостью обеспечения заданной шероховатости обработанной поверхности ($R_z = 60...80$ мкм), а также конструктивными особенностями и недостатками применяемого режущего инструмента.

1.2 Особенности технологического процесса восстановления профиля колесных пар

В ходе эксплуатации подвижного состава меняются качественные свойства колесных пар вследствие износа, возникающих дефектов, нагрева при торможении. Вследствие этого механическая обработка колесных пар при их восстановлении на ремонтных предприятиях имеет ряд особенностей, к которым относятся значительные колебания припуска, колебания твердости обрабатываемого материала и скорости резания [29].

1.2.1 Классификация и основные виды неисправностей колесных пар

Железнодорожная колесная пара, внешний вид которой представлен на рисунке 1.1, является одним из наиболее сложных, металлоемких и ответственных элементов ходовой части подвижного состава.

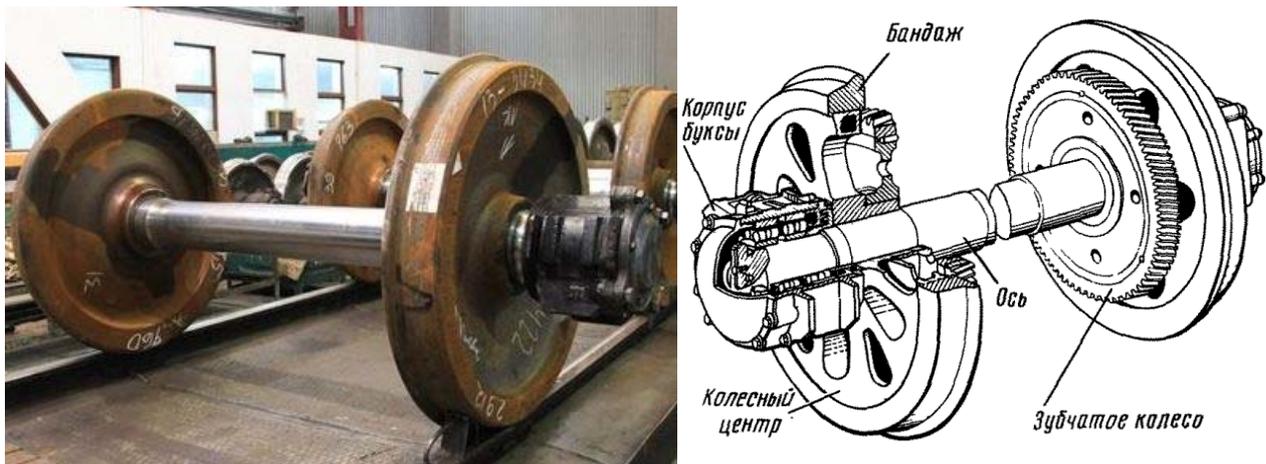


Рисунок 1.1 – Внешний вид колесной пары

Характеристики колесных пар представлены в таблицах 1.1–1.3.

Таблица 1.1 – Химический состав сталей для изготовления колесных пар

Марка стали	Содержание в %, не более					
	C	Mn	Si	V	S	P
Колеса цельнокатаные						
Сталь 1	0,44...0,52	0,8...1,2	0,4...0,6	0,08...0,15	-	-
Сталь 2	0,55...0,65	0,5...0,9	0,22...0,45	-	0,04	0,035
Колеса цельнокатаные с повышенной твердостью обода						
Сталь 2	0,65	0,65	0,22...0,45	-	0,04	0,035
Бандажи из углеродистой стали						
Сталь 2	0,55...0,65	0,6...0,9	0,2...0,42	-	0,04	0,035

Таблица 1.2 – Физико-механические свойства колесных пар

Марка стали	Врем. сопротивление, σ_b , МПа	Отн. удлинение, δ , %	Отн. сужение, ψ , %	Уд. вязкость при 20 ± 10 °С, МДж/м ²	Схождение обода, мм
Колеса цельнокатаные					
Сталь 1	882..1078	12 min	21 min	0,2 min	1,0 min
Сталь 2	911...1107	8 min	14 min	0,2 min	1,0 min
Колеса цельнокатаные с повышенной твердостью обода					
Сталь 2	1118	11,5	23,5	0,22	3,4

Таблица 1.3 – Твердость по сечению колеса

Вид колеса	Твердость НВ на глубине от поверхности катания, мм				
	5,0	10,0	20,0	30,0	50,0
Цельнокатаные	300	280	260	255	240
Цельнокатаные с повышенной твердостью обода	380...400	350	340	330	310...320

Колесные пары, обрабатываемые на колесотокарных станках, можно разделить на 4 группы, как это показано на рисунке 1.2 [93]:

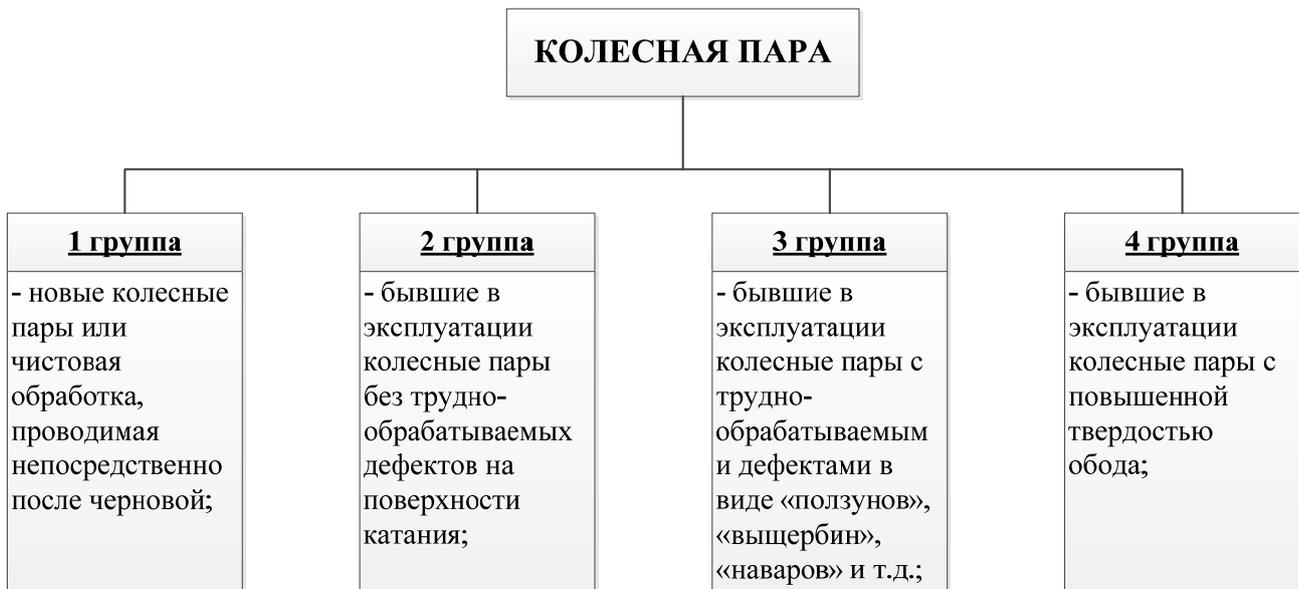


Рисунок 1.2 – Классификация колесных пар,
обрабатываемых на колесотокарных станках [93]

Сложное взаимодействие железнодорожного колеса и рельса пути приводит к интенсивному износу контактирующих поверхностей.

Из-за больших статических и динамических нагрузок, которые возникают в условиях эксплуатации колёсной пары, возникают различные дефекты.

Главными неисправностями колёсных пар являются: прокат ободьев колёс; износ ободьев по толщине, а также вертикальный подрез гребней; ползуны, выщербины и раковины на поверхности катания; износ и повреждения шеек осей; трещины в осях; протёртость и изгиб оси; ослабление и сдвиг колеса на оси; трещины в колёсах [14, 29].

Износ по толщине ободьев колёс наблюдается после продолжительной работы колёсных пар в эксплуатации и неоднократных обточек колёс на станке.

Износ гребня образуется от соприкосновения с рельсом вследствие извилистого движения колёсной пары на прямых участках пути и при прохождении вагона по кривым [40].

Вертикальный подрез гребня является следствием нарушения нормальных условий работы колёсных пар. Подрез гребня особенно часто образуется: у четырёхосных вагонов, имеющих большую разность баз боковых рам тележек;

при большой разности диаметров колёс, насаженных на одну ось; если имеется большой зазор между буксами и челюстями, а также перекося рамы тележки; от несимметричной насадки колёс на оси.

Изношенный гребень колеса может вызвать сход вагона с рельсов, в особенности на «противошёрстных» стрелках.

Ползуны (выбоины) образуются на поверхности катания колёс при их скольжении по рельсам в случае заклинивания колёсных пар, причем твердость участка колесной пары в зоне ползуна увеличивается в несколько раз [94], как это показано на рисунке 1.3. Ползуны во время движения вагона вызывают удары, разрушительно действующие на рельсовый путь, колёсные пары и ходовые части.

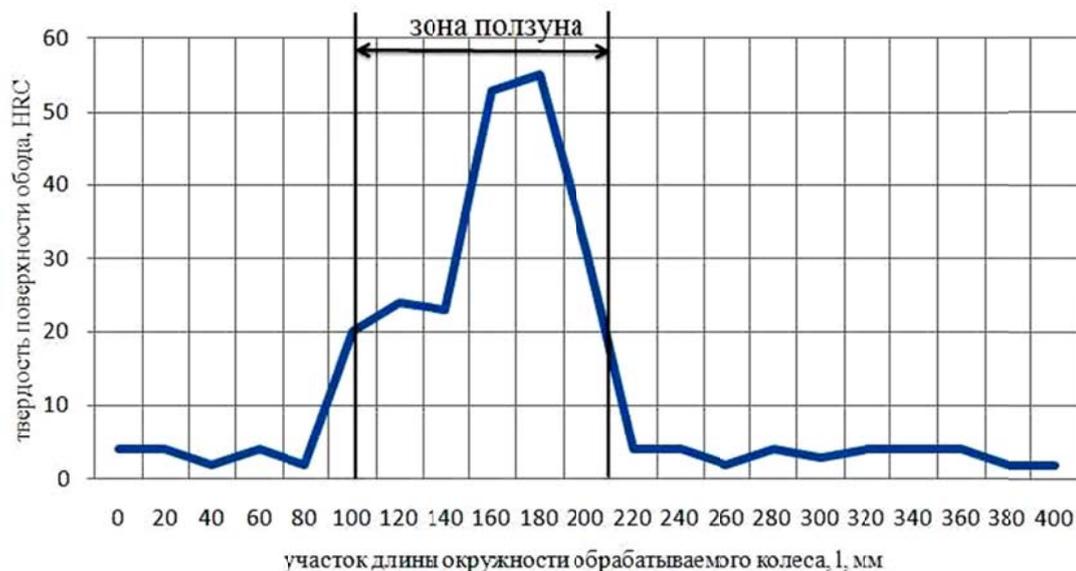


Рисунок 1.3 – Распределение твердости поверхности обода обрабатываемого колеса [94]

Выщербинами называют местные углубления на поверхности обода колеса колёсной пары, появляющиеся вследствие отслаивания или выкрашивания металла. Выщербины возникают чаще всего на месте ползунов и располагаются симметрично на одной линии на обоих колёсах. Такие дефекты могут быть и на одном колесе, возникают они от проскальзывания колеса в процессе движения вагона на башмаке при расформировании состава [58].

Раковины в колёсах являются следствием неметаллических включений (шлака, песка) внутрь металла, которые обнаруживаются на поверхности катания колеса после её истирания или обточки [14].

1.2.2 Методы обточки колесных пар с дефектами поверхности

Анализ методов восстановления профиля обода колесных пар [4, 5, 13, 109] показал, что приоритет сохраняется за лезвийной обработкой: точением на колесотокарных станках по копиру или программе, фрезоточением на станках КЖ20 сборными фасонными фрезами.

Систематизировав способы обработки и восстановления профиля колесных пар, их можно объединить в три основные группы [17], как это показано на рисунке 1.4.



Рисунок 1.4 – Способы обработки и восстановления колесных пар [17]

Для механической обработки резанием по копиру (программе) характерно задание требуемой траектории движения инструмента путем использования систем механического, гидравлического и электрического копирования или программного управления (ЧПУ).

Механическая обработка профильным инструментом предполагает обработку фасонным режущим инструментом с профилем, обратным профилю обода колеса.

При комбинированной обработке предусматривается возможность совмещения методов обработки резанием по копиру и фасонным инструментом.

Также в указанный способ обработки включаются отдельные способы обработки с дополнительным подводом энергии (электрической, химической, тепловой и др.) в зону обработки до, после или во время процесса резания для улучшения обрабатываемости, а также способы восстановления с использованием наплавки [4].

Одним из методов обработки поверхности обода с термомеханическими повреждениями является врезное профильное высокоскоростное шлифование (ВПВШ), обеспечивающее снижение технологического износа за счет минимизации припуска.

Этот метод нецелесообразно применять для большинства колесных цехов, так как ВПВШ эффективно при обработке партии изделий не менее 13 тыс. колесных пар в год [37].

Примеры обработки колесной пары показаны на рисунке 1.5.

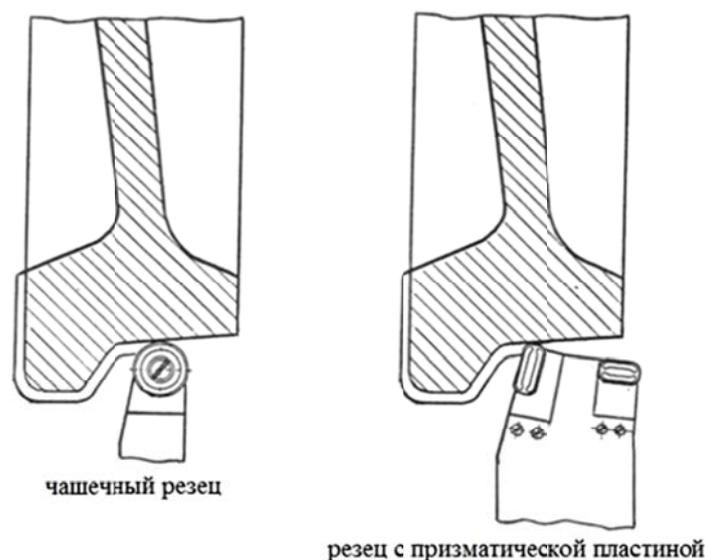


Рисунок 1.5 – Пример обработки колесной пары сборными резцами

Параметры обработки колесной пары в зависимости от типа сборного резца представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Параметры обработки колесной пары

Элементы технологической системы	Чашечный резец	Тангенциальный резец
Деталь	колесная пара нового формирования	колесная пара бывшая в эксплуатации, с дефектами
Материал	сталь 2 ГОСТ 10791-88, твердость 190...248 НВ, поковка	сталь 2 ГОСТ 10791-88, твердость 300...380 НВ
Станок	колесотокарный UBB 112	колесотокарный КЖ1836М10
Инструментальный материал	T1(ВТ223)	T1(ВТ223)
Пластина	RPUX 3009 MOSN-1	LNMX 301940 SN-01
Частота вращения, n	18 об/мин	12 об/мин
Скорость резания, v	52 м/мин	38 м/мин
Глубина резания, t	3...6 мм	5...10 мм
Подача, s	1,2...1,5 мм/об	1,2...1,5 мм/об
Стойкость, T_{cp}	7 деталей	6...7 деталей

Одной из основных особенностей обработки колесных пар на станках данных производителей является их многоинструментность (от 2 до 16 резцов). При постоянной частоте вращения колеса режущие инструменты при обточке разных поверхностей обода работают с различными скоростями и нагрузками. Применяются и другие способы восстановления профиля колеса – фрезерование и шлифование [17].

Однако вышеуказанные способы обработки нуждаются в дополнительных исследованиях применительно к восстановлению профиля колесных пар.

1.2.3 Станочное оборудование

Для восстановления профиля колес подвижного состава используются колесотокарные станки двух типов: напольные – с выкаткой из-под подвижного состава – и подпольные – без выкатки.

Технические данные основных типов станков, которые применяются для восстановления профиля колесных пар [131, 137], представлены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Технические характеристики основных типов колесотокарных станков для механической обработки колесных пар

№ п/п	Техническая характеристика	Модель колесотокарного станка						
		UBB 112	UCB 125	UBC 150	UDA 112	1836 M10	PT 905	165HP
1	Производитель станка	RAFAMET				КЗТС	РСЗ	Хегеншайдт
2	Компоновка станка	верт.	проход.	тупик.	портал.	верт.	портал.	портал.
3	Диапазон частот вращения планшайб, об/мин	2,93...31,67	9,0...27,0	9,0...35,5	2,5...31,0	3,15...25,0	5,0...26,0	5,9...21,9
4	Принцип регулирования частоты вращения планшайб	ступенчатое			бесступенчатое			ступенчатое
5	Диаметр шейки шпинделя в передней опоре, мм	360	440	440	360	460	360	360
6	Число суппортов станка, шт.	4	2	2	2	2	2	2
7	Диапазоны рабочих подач суппортов станка	0,45...4,50 мм/об	1,6...50,0 мм/мин	1,6...50,0 мм/мин	1,6...50,0 мм/мин	6,0...80,0 мм/мин	6,0...80,0 мм/мин	0,4...3,6 мм/об
8	Наибольшая глубина резания, мм	8	10	10	10	10	10	18
9	Мощность главного привода, кВт	1×60	2×55	2×65	2×51	1×75	2×55	2×63

Примечание: условные обозначения в таблице 1.5:

- верт. – колесотокарные станки, загрузка и выгрузка которых осуществляется в вертикальной плоскости;
- проход. – колесотокарные станки, которые позволяют прокатывать колесную пару через станок;
- тупик. – колесотокарные станки, загрузка и выгрузка которых происходит с одной рабочей стороны;
- портал. – колесотокарные станки, работающие как индивидуально, так и встраиваемые в поточную линию по ремонту колесных пар.

С точки зрения повышения эффективности вагоноремонтных предприятий и железнодорожных депо предпочтение следует отдать подпольным станкам. Их основным преимуществом является возможность быстрой обточки колесных пар без выкатки их из-под вагонов.

Это особенно важно в случае поездов постоянной составности, поскольку выкатка, обработка на напольных станках и обратная подкатка отдельных колесных пар таких поездов требуют значительного времени, специализированного оборудования и поэтому менее эффективны.

Колесотокарные станки используются как для обточки поверхности катания колес в ходе плановых ремонтов (для поддержания нормируемого профиля колеса в течение всего срока службы), так и для устранения ползунов и других дефектов. Типичная продолжительность обработки одной колесной пары составляет около 20 минут.

При ремонте колесных пар локомотивов используется способ обработки колесных пар без выкатки их из подвижного состава с использованием колесофрезерных станков (например, КЖ20, А-41).

Такая технология восстановления профиля колесных пар менее трудоемкая, по сравнению с традиционной. Однако точность и качество такой обработки не в полной мере удовлетворяет потребности производства.

1.2.4 Свойства инструментальных материалов

Для обточки колесных пар по профилю катания используются сменные режущие пластины из твердых сплавов, предназначенных для тяжелых условий обработки, в основном групп резания Р20 и Р30.

В качестве материала широко используются металлокерамические твердые сплавы, которые обладают износоустойчивостью, красностойкостью и высокой твердостью. Характеристики химического состава и механических свойств [45] наиболее распространенных марок твердых сплавов по ГОСТ 3882-74 и их аналогов из серии МС по ТУ 48-19-308–80, применяемых в ремонтных депо, приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Химический состав и механические свойства твердых сплавов

Марка сплава	Химический состав, %				Прочность при изгибе σ , ГПа	Плотность ρ , г/см ³	Твердость HRA , не менее	Твердость HV , ГПа
	WC	TiC	TaC	Co				
T5K10	85	5	-	10	1,42	12,40...13,10	88,5	-
MC131	-	-	-	-	1,40	11,40...11,50	91,5	14,3...15,7
T14K8	78	14	-	8	1,27	11,20...11,60	89,5	-
MC121	-	-	-	-	1,20	11,60...11,79	91,5	14,7...16,0
TT10K8Б	82	3	7	8	1,62	13,50...13,80	89,0	-
MC221	-	-	-	-	1,40	13,81...13,97	92,0	15,3...16,3

Это карбиды тугоплавких металлов: вольфрама W, титана Ti, тантала Ta. По структуре карбидных составляющих металлокерамические твердые сплавы делятся на три группы: вольфрамовые (W, группа WK), титановольфрамовые (Ti-W, группа TK), титано-тантало-вольфрамовые (Ti- Ta-W, группа TTK).

1.2.5 Режимы резания

В настоящее время на ремонтных предприятиях при восстановлении профиля колесных пар назначение режимов резания производится на основе рекомендаций, которые выдают заводы-производители твердосплавного инструмента, а также станкостроительные заводы.

В таблице 1.7 представлены рекомендуемые режимы резания при обработке колесных пар различными типами лезвийного инструмента [40].

Таблица 1.7 – Режимы резания при обработке колесных пар

Группа обрабатываемой колесной пары				
Обозначение	1 группа	2 группа	3 группа	4 группа
Точение пластинами RPUX				
t , мм	1...3	2...4	3...5	3...5
s , мм/об	1,0...1,5	0,4...0,6	0,4...0,6	0,4...0,6
v , м/мин	28...55	12...28	6...12	4...9
n , об/мин	9...18	4...9	2...4	1,5...3
Точение пластинами BNUX, LNUX, LNMX				
t , мм	2...5	3...12	3...12	3...12
s , мм/об	1,2...1,8	0,8...1,2	0,6...1,2	0,6...1,0
v , м/мин	47...70	35...47	18...35	18...30
n , об/мин	15...22	11...15	6...11	6...9,5

Непосредственно на ремонтных предприятиях выбор оптимальных режимов резания не производится. Существует лишь некоторая корректировка режимов резания опытными токарями с учетом следующих факторов:

- категория обрабатываемой колесной пары;
- технические возможности и степень изношенности оборудования;
- режущая способность пластины из твердого сплава (марка сплава, форма пластины, геометрия передней поверхности, надежность механизма крепления пластины).

1.3 Анализ конструкций сборных резцов для восстановления профиля колесных пар

Для восстановления профиля поверхности колеса на колесотокарных станках применяют резцы различной конструкции с использованием различных инструментальных материалов и форм пластин [14].

Основными производителями металлорежущего инструмента для восстановления профиля колесных пар являются следующие фирмы и предприятия: Sandvik Coromant (Швеция, г. Гимо), Pramet Tools (Чехия, г. Шумперк), Ceratizit S.A. (Австрия, г. Люксембург), ARNO-Werkzeuge (Германия, г. Остфильдерн), Walter A.G (Германия), ZCC-CT (Китай, г. Чжучжоу), Сандвик-МКТС (Россия – Швеция), КЗТС (Россия) [79, 122, 123, 125, 136] и др.

Наибольшее применение для черновой и чистовой обработки получили чашечные резцы с напайными или механически укрепляемыми пластинами различного диаметра из твердого сплава марки Т14К8 или Т5К10, примеры которых показаны на рисунке 1.6.

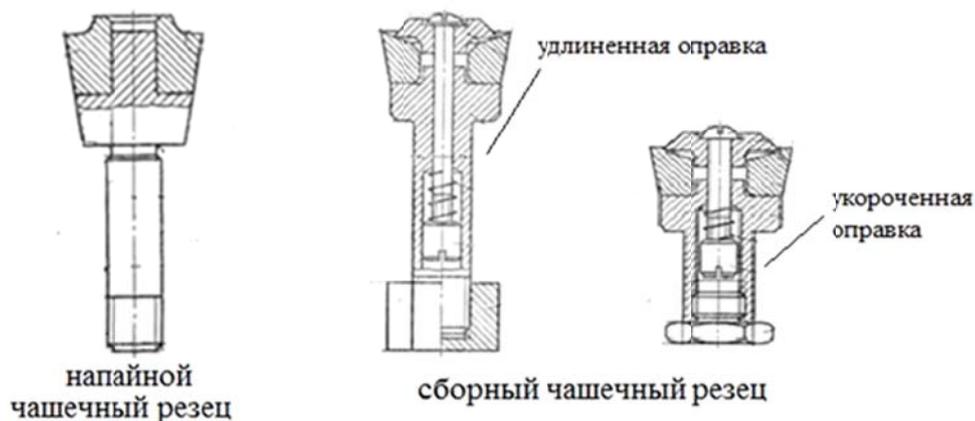


Рисунок 1.6 – Примеры напайного и сборных чашечных резцов

Чашечные резцы различных диаметров выпускают с напайными пластинами и сборными конструкциями с механическим креплением пластин преимуще-

ственно из твердого сплава марки Т14К8. Выпускают также чашечные резцы диаметрами 30,8 и 45,6 мм из быстрорежущей стали марки Р6М3 или Р18 с твердостью режущей части после термообработки HRC 62...65.

Сборные чашечные резцы с механическим креплением выпускают с пластинами из стандартных (форма 12 по ГОСТ 2209-82) и нормализованных (ТУ 48-19-113-74) заготовок с укороченной и удлиненной оправкой.

Опыт эксплуатации чашечных резцов при обработке колесных пар показал, что напайные и сборные резцы, оснащенные пластинами с монолитным стружколомом, обладают большей жесткостью и надежнее в работе, чем резцы со стандартными пластинами.

Фирмой ООО «ЭФСИ» (Экспериментальная Фирма Сестрорецкий Инструмент) ОАО «Сестрорецкий инструментальный завод» выпускает резцы с твердосплавной пластиной круглой формы для обработки профиля бандажей колесных пар подвижного состава железных дорог [42], пример которого показан на рисунке 1.7.

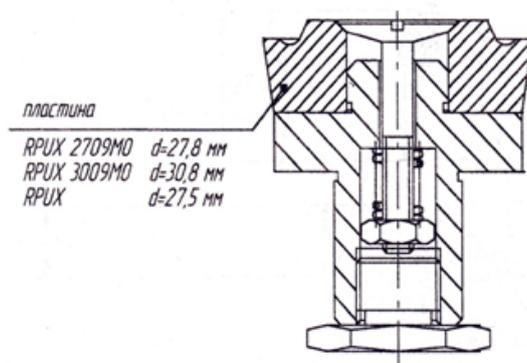


Рисунок 1.7 – Сборный чашечный резец, выпускаемый фирмой ООО «ЭФСИ»

Фирмы Ceratizit S.A. (Австрия), а также ZCC-CT (Китай) [125, 136] выпускают резцовые блоки сборных чашечных резцов, отличающихся способом крепления пластины. В данном случае режущая пластина крепится прихватом сверху, как это показано на рисунке 1.8.



Ceratizit S.A. (Австрия)

ZCC-CT (Китай)

Рисунок 1.8 – Резцовые блоки сборных чашечных резцов, выпускаемые фирмами Ceratizit S.A. (Австрия) и ZCC-CT (Китай)

Однако такой способ крепления не позволяет выбирать все возможные зазоры между пластиной и оправкой, что также приводит к преждевременной поломке пластины.

При использовании резцов с механическим креплением пластин, по сравнению с напайными резцами, сокращается расход державок и режущих пластин, повышается стойкость пластин в 1,5...2 раза и обеспечивается дробление стружки.

Как показывает анализ конструкций сборных чашечных резцов, наиболее слабым звеном у них является способ крепления пластины.

В общем случае режущая пластина крепится к оправке при помощи винта в радиальном направлении. Такое базирование пластины по упорной поверхности не является надежным, что приводит к мелким выкрашиваниям и поломкам пластины.

На колесотокарных станках моделей UBC150 и UCS125 для обработки профиля поверхности обода колес колесных пар в основном применяют резцы с треугольными пластинами из твердого сплава марок T5K10 и T14K8. Треугольные пластины толщиной 10 мм и радиусами при вершинах 5 мм устанавливают в выемки державок на аналогичные по конфигурации опорные пластины и прижимают болтами через прижимы и стружколомы.

Для обработки гребня применяют резец с двумя треугольными пластинами, а для обработки фаски и поверхности катания колеса – резец с одной пластиной. Опорные поверхности выемок державок имеют наклон $5...7^\circ$, который обеспечивает отрицательный передний угол и наклон главной режущей кромки.

В отечественной практике для обработки колесных пар преимущественное распространение получили резцовые блоки с тангенциальными удлиненными пластинами. Призматические пластины для обработки колесных пар фирмы «Сандвик Коромант» [123] изготавливают спеканием из трехкарбидного металлокерамического сплава марки SH, специально предназначенного для тяжелого резания.

По своему составу сплав марки SH эквивалентен отечественному твердому сплаву марки ТТ10К8Б. Тангенциальные удлиненная и нормальная пластины имеют конструктивное сходство, но отличаются друг от друга размерами.

Четыре режущие кромки дают возможность использовать пластину многократно путем ее поворота и переворачивания.

Призматическое вертикальное исполнение тангенциальной пластины характеризуется устойчивой работой в условиях действия больших сил резания, высоких температур и ударных нагрузок. Для закрепления вертикальных и горизонтальных пластин в резцовых блоках применяют универсальный способ крепления с помощью Г-образных рычагов (рисунок 1.9).

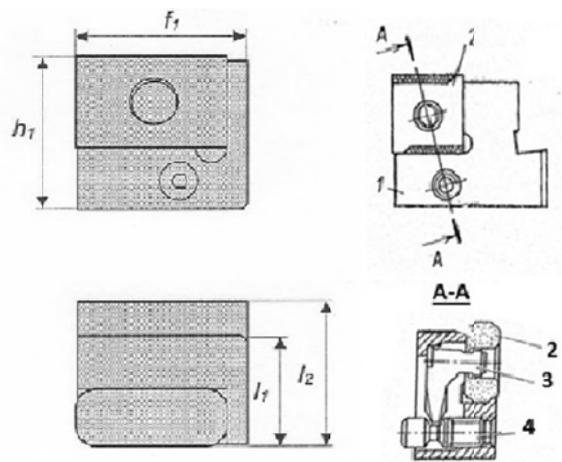


Рисунок 1.9 – Крепление тангенциальных пластин в резцовых блоках фирмы Sandvik Coromant

К опорной поверхности корпуса блока 1 пластина 2 прижимается Г-образным рычагом 3, который одним концом вставлен в отверстие пластины, а другим связан с винтом 4. Осевое перемещение винта 4 в процессе его вращения ключом обеспечивает поворот рычага 3 и закрепление пластины 2.

Размеры резцового блока, указанного на рисунке 1.9: $h_1 = 32$ мм, $l_2 = 30$ мм, $l_1 = 30$ мм, $f_1 = 25$ мм, режущая пластина – LNMХ301940-22.

Для более жесткого закрепления режущей призматической пластины по опорной поверхности фирмой «Сандвик Коромант» выпускаются также резцовые блоки с боковыми выемками, пример которого показан на рисунке 1.10.

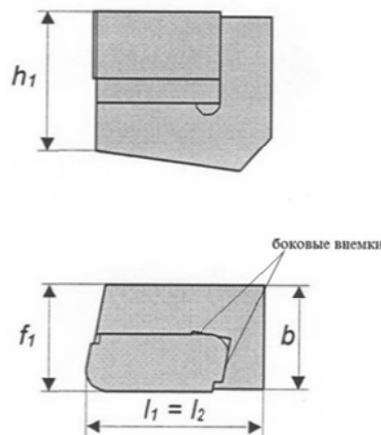


Рисунок 1.10 – Резцовые блоки с боковыми выемками для тангенциальных пластин фирмы Sandvik Coromant

Применение резцов с постоянной державкой и быстросменяемыми резцовыми блоками и пластинами обеспечивает большую экономию времени на замену и переналадку режущего инструмента, способствует увеличению производительности труда и повышению культуры производства. Однако указанные резцы имеют недостаточное надежное базирование режущей пластины по опорной поверхности.

Фирма ООО «ЭФСИ» ОАО «Сестрорецкий инструментальный завод» выпускает сборный инструмент для обработки колесных пар с тангенциальными

пластинами [42], состоящий из державок и сменных кассет, на которых режущие пластины закрепляются тангенциально, и выполнен в двух исполнениях: резец однокассетный и двухкассетный (рисунок 1.11).

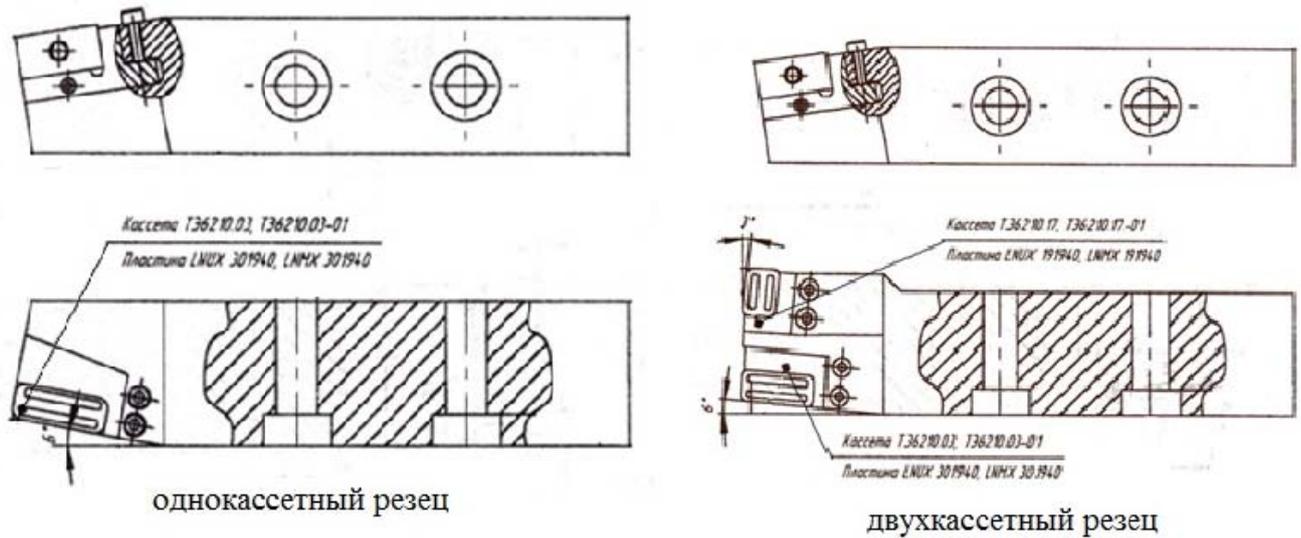


Рисунок 1.11– Сборные резцы с тангенциальными пластинами, выпускаемые фирмой ООО «ЭФСИ»

Фирмой Pramet Tools (Чехия) [122] выпускаются резцовые блоки с тангенциальными пластинами, подобные Sandvik Coromant, однако есть отличие в том, что под режущую пластину на опорную поверхность резцового блока подкладывается промежуточная пластина повышенной твердости. Пример такого резцового блока показан на рисунке 1.12.



Рисунок 1.12 – Резцовые блоки с тангенциальными пластинами, выпускаемые фирмами Pramet Tools (Чехия)

При обработке колесных пар сборным режущим инструментом с тангенциальными пластинами под действием силы резания и температурных факторов происходит существенная деформация опорной зоны гнезда корпуса под режущей пластиной, в результате чего происходит опускание опорной зоны, что приводит к образованию зазора между режущей пластиной и корпусом.

Таким образом, возникает необходимость поиска новых вариантов конструкции с целью более надежного базирования режущей пластины по опорной поверхности.

1.4 Анализ существующих методов исследования напряженно-деформированного состояния режущей части инструментов

Изучению напряженно-деформированного состояния режущей части инструмента в процессе резания посвящены работы [50, 61, 68, 76, 100, 114, 129].

Для твердого сплава может применяться критерий прочности по максимальным нормальным напряжениям $\sigma_1 \leq [\sigma_{расм}]$ или критерий Мора для полухрупких материалов $\sigma_1 - \chi\sigma_3 \leq [\sigma_{расм}]$, $\chi = \sigma_{расм} / \sigma_{сж}$, достоверность которого составляет 70...90 % при различных нагрузках [97]. Для твердого сплава, работающего в условиях резания при значительных температурах, более достоверным является критерий прочности Писаренко-Лебедева [78] для структурных неоднородных сред, уточненный В. А. Остафьевым [72].

А. И. Бетанели [9, 10] в отличие от исследователей, ограничивавшихся зоной контакта с передней и задней поверхностями, рассматривал напряженное состояние клина также за пределами зоны контакта, как это показано на рисунке 1.13.

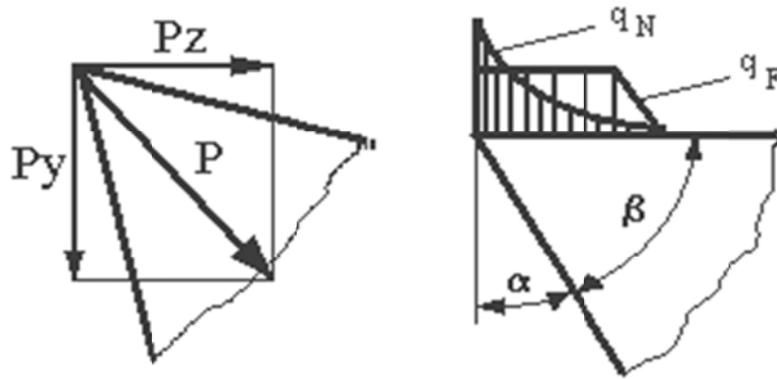


Рисунок 1.13 – Расчетные схемы режущего клина резца [9, 10]

Используя основную расчетную схему клина, А. И. Бетанели вывел формулы для расчета напряженного состояния клина с учетом параболической эпюры нагружения передней поверхности инструмента, а также переменного характера коэффициента трения вдоль передней поверхности:

$$\sigma_r = \frac{2p_0}{r} \left[\frac{\cos \left[\nu_0 - \left(\frac{\beta}{2} + \gamma \right) \right] \cos \left[\theta - \left(\frac{\beta}{2} + \gamma \right) \right]}{\beta + \sin \beta} \right] + \frac{\sin \left[\nu_0 - \left(\frac{\beta}{2} + \gamma \right) \right] \sin \left[\theta - \left(\frac{\beta}{2} + \gamma \right) \right]}{\beta - \sin \beta},$$

$$\sigma_\theta = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0, \quad (1.1)$$

где σ_r – радиальные напряжения;

σ_θ – тангенциальные напряжения;

$\tau_{r\theta}$ – касательные напряжения;

r, θ – полярные координаты точки в режущей части резца;

$\nu_0 = \arctg P_z/P_y$ – угол, определяющий направление силы резания;

β – угол заострения;

γ – передний угол;

$P_0 = P/c$ – удельная сила на единицу полной длины кромки;

$\tg \nu_0 = (P_z/P_y) \cos \varphi$.

В качестве теории предельного состояния принималась теория хрупкой прочности.

Г. Л. Хае́т, Л. В. Серге́ев, Л. М. Миранцо́в [112] на основе анализа различных расчетных схем предложили методику расчета на прочность твердосплавного резца не как сплошного клина, а как составного тела.

Показали, что упругопластические свойства зоны соединения пластина-стержень оказывают существенное влияние на прочность режущего инструмента.

Для анализа напряженного состояния режущей твердосплавной пластины использовалась расчетная схема, изображенная на рисунке 1.14.

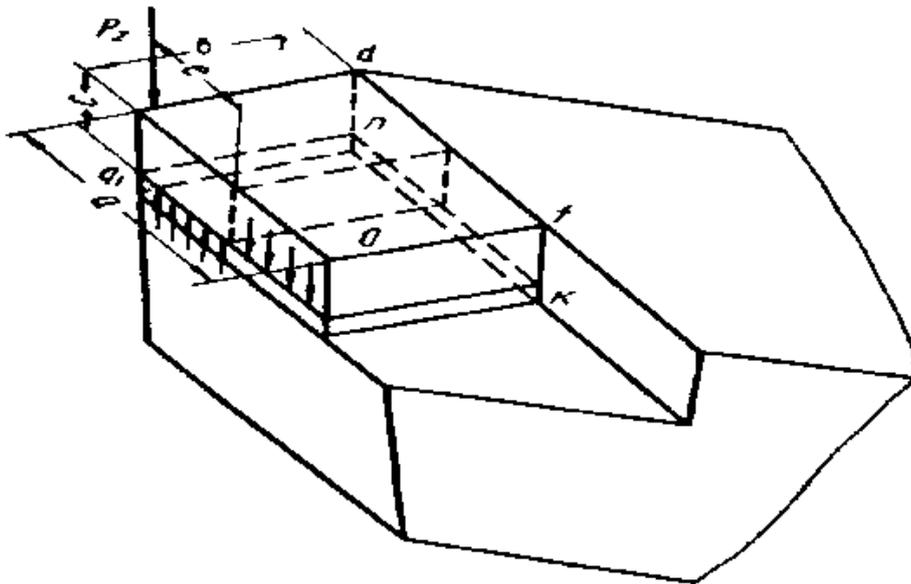


Рисунок 1.14 – Расчетная схема режущей части токарного резца для определения напряжений [112]

Для определения нормальных напряжений, действующих вдоль передней поверхности пластины, авторами была предложена формула:

$$\sigma = k \frac{P_z x y}{I_1 + I_2 (E_1 / E_2)}, \quad (1.2)$$

где $E_1 I_1$ – жесткость твердосплавной пластинки;

E_2I_2 – жесткость державки резца;

X – текущая горизонтальная координата с началом на режущей кромке.

В качестве критерия прочности режущей пластины резцов принималась величина ломающей подачи s_n , для определения которой использовалась формула:

$$s_n = Y_{Pz} \sqrt{\frac{a(Ybj + \sigma_b b + 4\tau c)}{4C_{Pz} t^{X_{Pz}}}}, \quad (1.3)$$

где a, b, c – конструктивные параметры режущей пластины;

σ_b, τ – соответственно пределы прочности материала при растяжении и срезе.

Однако, применяя различные расчетные схемы и методы теории упругости, авторы, рассматривая напряженно-деформированное состояние режущего инструмента, определяли напряженное состояние режущего клина без учета реальных эпюр распределения нагрузки.

Для учета этих и других факторов, на наш взгляд, наиболее перспективным методом исследования прочности режущих инструментов является метод конечных элементов [69, 107], который позволяет учесть геометрические и конструктивные параметры режущих элементов, условия нагружения, методы крепления режущих пластин и их форму.

Согласно данному методу, в качестве расчетной схемы применяли клин простой или сложной формы, нагруженный составляющими силы резания. При этом исследовались напряжения, возникающие в непосредственной близости от вершины клина.

Для проведения анализа режущий инструмент условно разбивался на конечные элементы (рисунок 1.15), точки соединения которых называются узловыми точками. В этом случае любая сложная и фасонная форма режущего инструмента может быть разбита на элементы с высокой степенью точности.

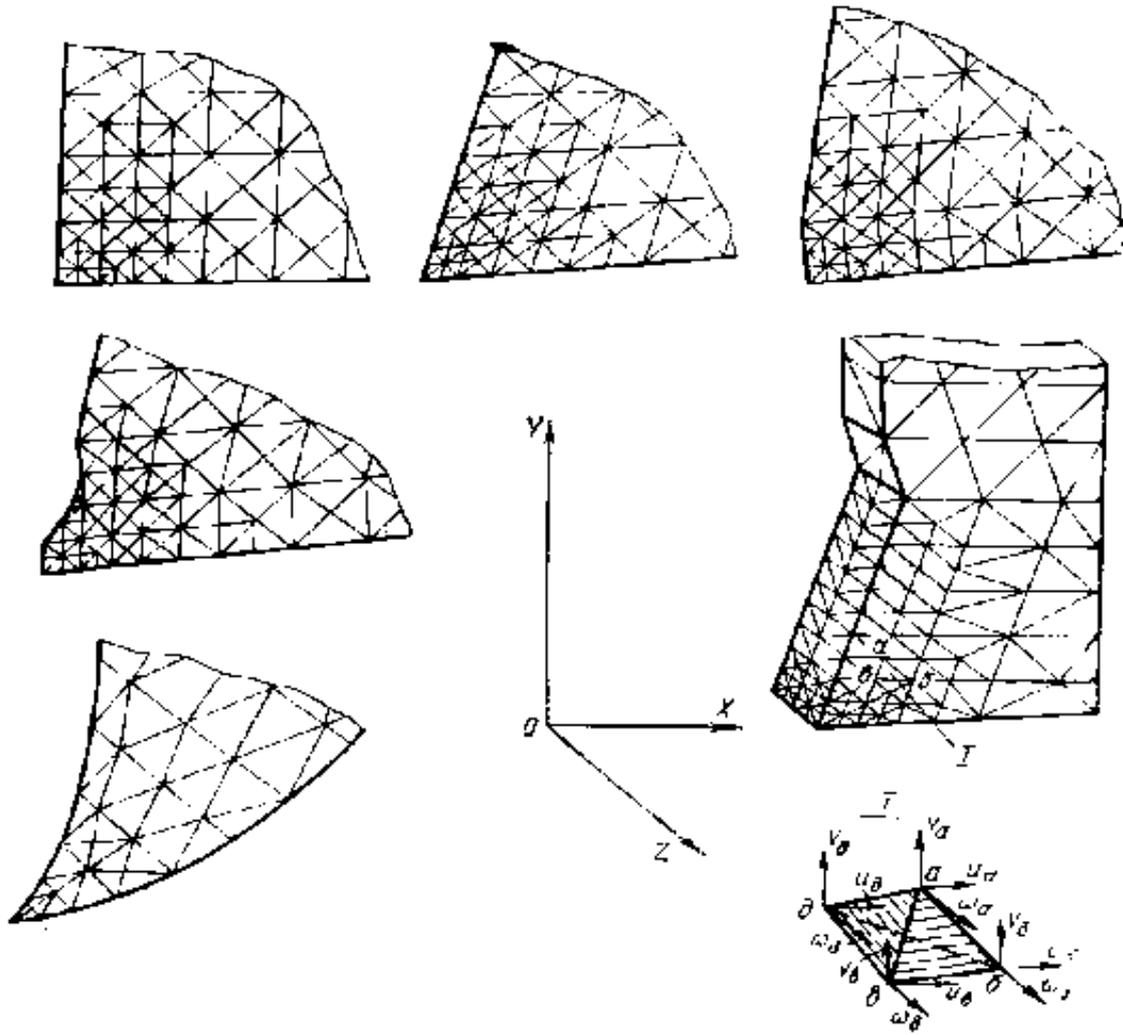


Рисунок 1.15 – Схемы разбивки режущей части инструмента [72]

В. А. Остафьев в своей фундаментальной работе [72] исследовал напряженно-деформированное состояние режущей части инструмента методом конечных элементов и показал, что изменение нагрузок приводит к изменению напряженно-деформированного состояния режущего инструмента. Расчеты напряжений показывают, что в этом случае максимальные напряжения сосредотачиваются у передней грани возле режущей кромки.

Из режимов резания наибольшее значение имеет толщина среза, увеличение которой способствует росту напряжений. Существенную роль на прочность режущей части играют термонапряжения, особенно при прерывистом резании. Однако автор рассматривал только режущий клин [72].

В работах [6, 34, 95] методом конечных элементов рассчитаны напряжения в твердосплавной режущей пластине, которая крепится к державке резца. При этом установлено, что метод крепления режущей пластины, а также ее конструктивные параметры существенно влияют на напряженно-деформированное состояние режущей части резца.

Таким образом, на основании анализа методов исследования прочности режущих элементов можно сделать вывод, что аналитическое исследование напряженно-деформированного состояния режущей части инструментов необходимо производить методом конечных элементов, как наиболее точным и мобильным, тем более что в настоящее время широко распространены электронные вычислительные машины, без которых применение указанного метода затруднительно.

Как показано в работах [66, 68], конструктивные параметры режущего инструмента оказывают существенное влияние на распределение напряжений в режущей пластине. Следовательно, при анализе напряженно-деформированного состояния режущего инструмента расчетные схемы должны учитывать конструктивные и геометрические параметры инструмента, а также методы закрепления режущих пластин.

Силовые нагрузки, принимаемые в расчетных схемах, должны быть адекватны реальным нагрузкам, действующим на инструмент в процессе его эксплуатации.

1.5 Анализ существующих методов исследования колебаний сборных резцов

Фундаментальные исследования в области динамики станков выполнены А. П. Соколовским, В. А. Кудиновым, А. В. Кудиновым, А. И. Кашириным, J. Plusty, М. Э. Эльясбергом, В. Н. Подураевым, В. П. Кузнецовым, А. Д. Шустиковым и другими учеными.

Основные показатели динамического качества токарного станка: наибольшие допускаемые режимы устойчивого резания, определяющие производительность обработки, запас и степень устойчивости системы; силы резания и соответствующие им отклонения формообразующих перемещений звеньев системы от требуемых; интенсивность колебаний резца и детали при резании на холостом ходу; динамическая жесткость; быстродействие; уровень шума.

Динамические процессы, происходящие в станке, оказывают решающее воздействие на точность и устойчивость обработки, определяя возможность применения рациональных режимов резания, условия обслуживания станка, уровень шума, общую культуру производства в целом.

Раскрытие физических причин возмущения вибраций технологических систем при резании металлов привлекало пристальное внимание исследователей многие годы. Этим вопросам посвящены работы [32, 118, 119] и другие.

Для изучения природы автоколебаний исследователи применяли аналитические и экспериментальные методы исследований. Анализ протекающих при резании колебаний проводился также по профилограммам, так как обработанную поверхность можно рассматривать как внешнее отображение динамических свойств технологической системы, которые проявляются при относительных колебаниях подсистем заготовки и инструмента.

Как известно, динамическая структура металлорежущего станка может быть представлена обобщенной структурой. Металлорежущий станок, согласно В. А. Кудинову [54], представляет собой замкнутую многоконтурную систему. При рассмотрении какого-либо рабочего процесса подобная динамическая система для упрощения условно заменяется одноконтурной, которая состоит из рассматриваемого процесса и эквивалентной упругой системы (ЭУС).

Для анализа колебаний инструмента в процессе резания чаще всего различными авторами принимается одноконтурная замкнутая система. В качестве процесса резания использовались различные математические модели процесса резания.

А. И. Левин, В. А. Кудинов, В. Н. Подураев, В. Б. Струтинский и другие в работах [15, 55, 56, 59, 80, 102] представили различные модели процесса резания, которые представляют собой сложный комплекс взаимодействия процессов (деформирования, разрушения, изменения свойств материала, воздействия окружающей среды и так далее).

Передаточная функция процесса резания, согласно В. А. Кудинову, имеет следующее выражение [57]:

$$W = \frac{P}{a} = \frac{K_{рез}}{T_p p + 1}, \quad (1.4)$$

где P , a – соответственно сила резания и толщина среза, изменяющиеся во времени.

Для расчета и моделирования колебаний, помимо передаточной функции процесса резания, используются и другие математические модели процесса резания. Так, например, в работе [44] в качестве модели использовалась нелинейная зависимость составляющей силы резания P_z :

$$P_z = P_{z0} + H_1(\dot{z} - \dot{z}^3 / 3v_{a1}^2), \quad (1.5)$$

где P_{z0} – сила резания при отсутствии колебаний;

H_1 – крутизна характеристики силы резания;

v_{a1} – скорость, соответствующая нелинейной характеристике силы.

При аналитическом исследовании колебаний режущего инструмента и элементов технологической системы различными авторами [15, 55, 56, 59, 80, 102] разрабатывались и использовались расчетные схемы, которые включали в себя, помимо элементов технологической системы, также упругие и диссипативные связи.

Анализируя большое многообразие предлагаемых различными авторами расчетных схем, можно принять, что все они сводятся к трем основным видам:

схемы, в которых доминирующей колебательной системой являются элементы металлорежущего станка [54, 88] (рисунок 1.16); схемы, в которых доминирующей колебательной системой является обрабатываемая деталь [32, 59] (рисунок 1.17); схемы с доминирующей колебательной системой режущего инструмента [44] (рисунок 1.18).

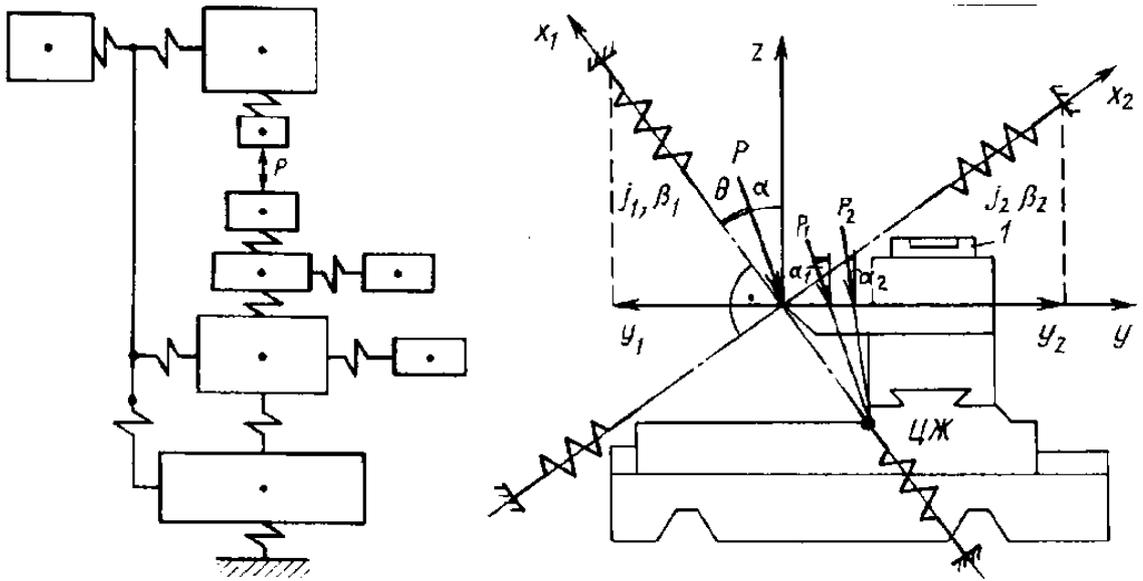


Рисунок 1.16 – Расчетные схемы с доминирующей колебательной системой элементов металлорежущего станка [54, 88]

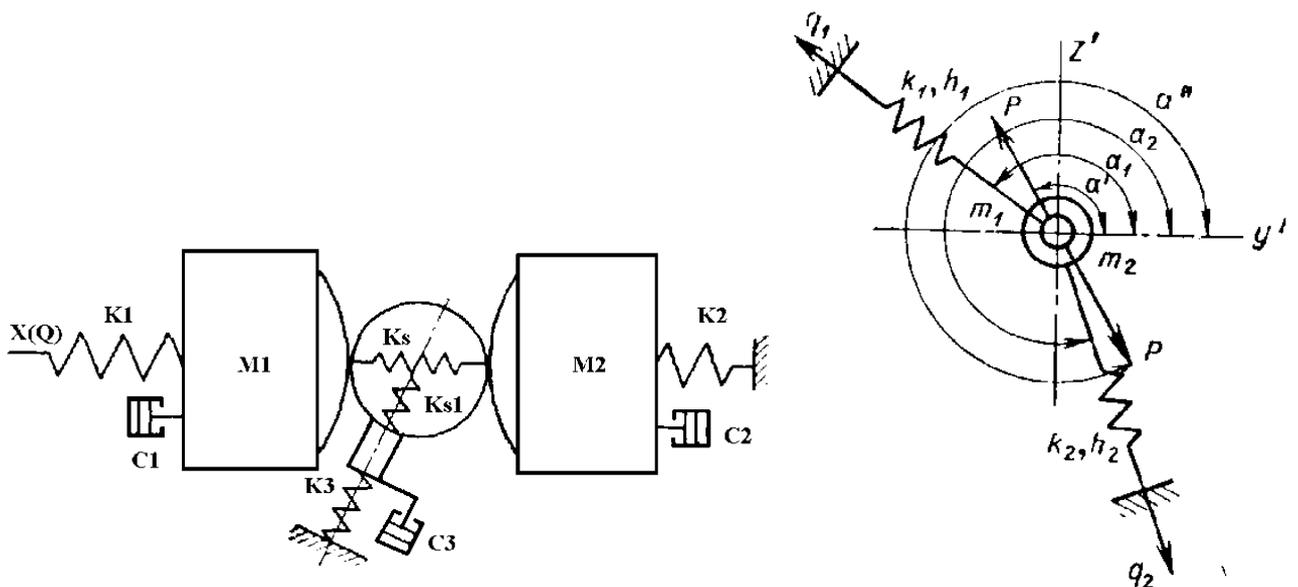


Рисунок 1.17 – Расчетные схемы с доминирующей колебательной системой обрабатываемой детали [32, 59]

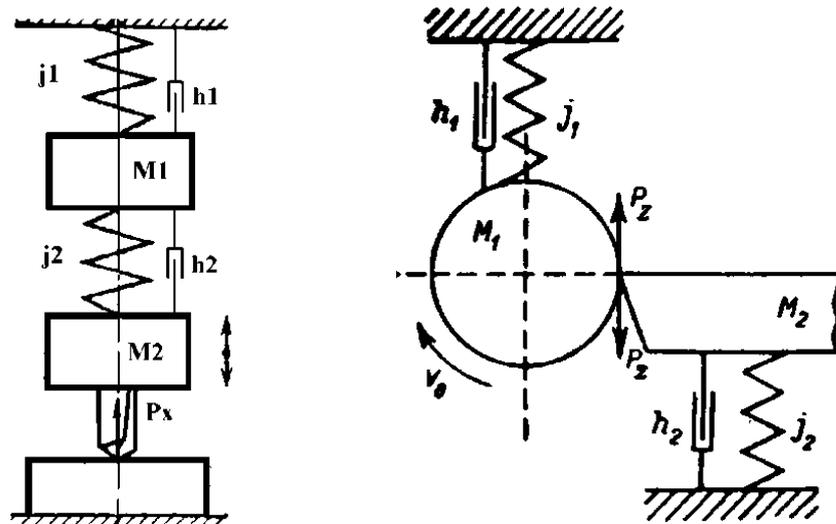


Рисунок 1.18 – Расчетные схемы с доминирующей колебательной системой режущего инструмента [44]

Применительно к рассматриваемой проблеме исследования колебаний сборных отрезных резцов в процессе резания необходимо в первую очередь рассматривать расчетные схемы с доминирующей колебательной системой инструмента.

В работе [96] динамическая характеристика процесса резания представлена в виде экспоненциальной функции:

$$P(t) = P \cdot e^{a(t-t_0)^2}, \quad (1.6)$$

где P – сила резания на бездефектном участке катания;

$t-t_0$ – продолжительность резания по времени;

a – коэффициент, учитывающий условия резания.

Расчетная схема системы «резец – колесо», которая учитывает нелинейную зависимость силы резания от скорости, а также предположение, что колебательная система имеет две степени свободы по координате x и вращение, показана на рисунке 1.19.

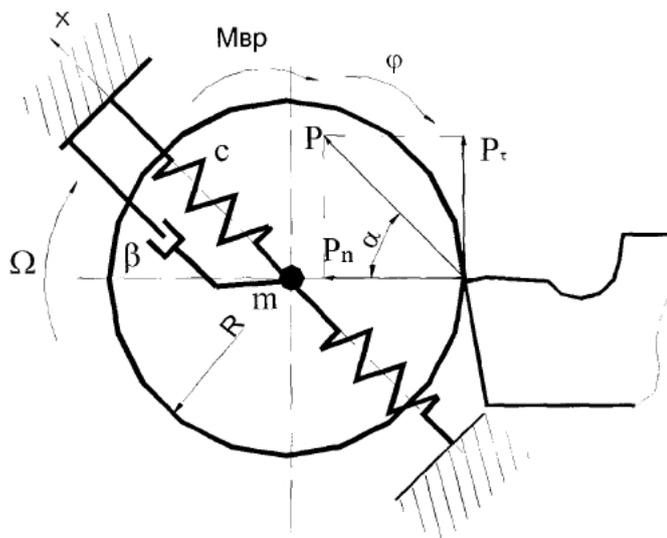


Рисунок 1.19 – Расчетная схема «резец – колесо» [96]

Математической моделью, согласно [96], является следующая система уравнений:

$$\begin{cases} J \frac{d\Omega}{dt} = M_{ep}(t) - P(t) \cdot \sin(\alpha \cdot R_k) \\ m\ddot{x} + \beta\dot{x} + cx = P(t) \cdot \cos \alpha \\ L_{я} \frac{dI}{dT} + R_{я} \cdot I + C_e \cdot \Phi_0 \cdot \Omega = U_{дв} \end{cases}, \quad (1.7)$$

где M_{ep} – момент вращения;

$L_{я}$, $R_{я}$ – индуктивность и сопротивление якоря электродвигателя соответственно;

Ω – угловая скорость вращения колесной пары;

β – коэффициент демпфирования;

c – коэффициент жесткости;

m – масса.

Однако в данной модели сборный инструмент для восстановления профиля колесной пары рассматривается как цельный элемент, а процесс резания в целом представлен одним нелинейным звеном.

Некоторые авторы в своих работах [18, 19, 127, 133] предложили графический метод определения предела устойчивости процесса резания, позволяющий визуализировать частотный спектр автоколебаний с целью уменьшения их амплитуды, также привели методику и результаты аналитического исследования динамики процесса резания с использованием положений нечеткой логики. Представлен алгоритм, позволяющий оценить возможность взаимосвязи колебаний двух форм в системе станка с использованием уравнений нечеткой логики.

О. Л. Кондратюк в своей работе [52] исследует устойчивость процесса резания при операциях глубокого сверления на малых агрегатных станках. Расчетная схема указанного процесса представлена в виде упругой схемы с одной степенью свободы и показана на рисунке 1.20.

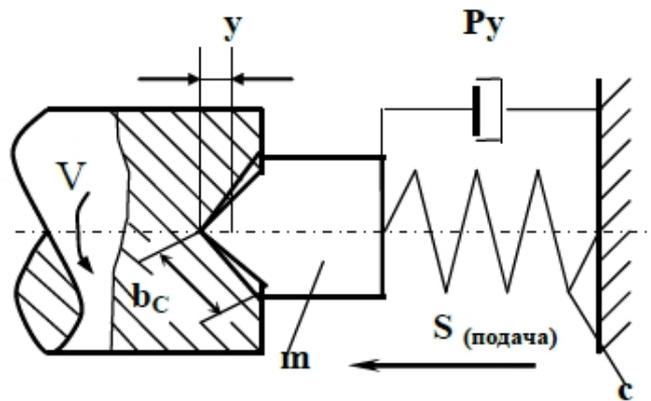


Рисунок 1.20 – Расчетная схема упругой системы при глубоком сверлении [52]

Осевые колебания инструмента в данном случае описывались системой уравнений упругой эквивалентной системы станка и процесса резания:

$$\begin{cases} m_y \frac{d^2 y}{dt^2} + n_y \frac{dy}{dt} + c_y \cdot y = P_y \\ T_p \frac{dP_y}{dt} + P_y = -k_p \cdot y \end{cases}, \quad (1.8)$$

где y – осевое перемещение инструмента;

P_y – отклонение от установившегося (статистического) значения составляющей силы резания, направленной по оси инструмента;

T_p – постоянная времени процесса резания.

Анализ литературных источников свидетельствует, что в большинстве случаев инструмент в процессе колебаний рассматривается как цельная конструкция (рисунок 1.18).

Вопросы исследования процесса резания и стойкости инструмента с учетом основных положений о динамической замкнутой технологической системе «станок – инструмент – деталь» были рассмотрены А. Д. Шустиковым в работе [117], где он предложил стойкостную модель, определяющую место инструмента в замкнутой динамической технологической системе «станок – инструмент – деталь».

Автор этой работы обращает внимание на то, что стойкость инструмента в процессе колебаний зависит не только от соотношения скорости колебательного движения к скорости резания, но и от действующих нагрузок, от изменения этих параметров во времени.

В. А. Гречишников и другие предлагают оценивать динамическую точность инструмента (под динамической точностью понимается смещение вершины пластины под действием сил резания и закрепления во время резания) расчетными методами на стадии проектирования сборного инструмента, что, по их мнению, оказывает влияние на правильность выбора сборного режущего инструмента [21].

П. П. Петков на основании анализа различных вариантов поведения технологической системы в процессе резания разработал динамическую модель автоколебательной системы при обработке материалов резанием с учетом напряженно-деформированного состояния в срезаемом слое, которая позволяет проводить исследование динамики процесса резания и металлорежущих систем с учетом взаимосвязи процессов пластической деформации в локализованной зоне стружкообразования и трения по передней грани инструмента с колебательными процессами в системе [77].

Таким образом, как видно из литературного обзора, влиянию колебаний на прочность сборных резцов для обработки железнодорожных колес уделено

недостаточное внимание, а сборный инструмент в данных работах рассматривался не как отдельная подсистема, состоящая из нескольких элементов, а как цельная конструкция.

1.6 Анализ методов определения качества сборного режущего инструмента

Оценка уровня качества процесса – это относительная характеристика его качества, которая основана на сравнении оцениваемых значений показателей качества процесса с базовыми. Оценка уровня качества процесса эксплуатации инструмента производится с помощью методов прикладной квалиметрии. Основными задачами прикладной квалиметрии являются разработка конкретных методик оценки качества объектов разного вида и назначения [1, 36, 90].

Основные принципы квалиметрии в настоящее время определены стандартами ISO 9000, согласно которым даны определения показателей качества [101, 121].

Принципы системы качества стандарта ISO 9000: 2000 положены в основу разработки системы эксплуатации сборного режущего инструмента.

Приведем указанные принципы ниже:

- ориентирование на требования к процессу эксплуатации инструмента, выдвигаемые потребителями;
- определение целей, направлений, задач эксплуатации инструмента на основе анализа условий и особенностей этого процесса на тяжелых станках;
- рассмотрение вопросов эксплуатации инструмента, связанных не только непосредственно с обработкой деталей на тяжелых станках, но и с другими информационными, технико-экономическими, организационными и другими процессами, необходимыми для обеспечения рационального использования режущих инструментов;

- определение всех необходимых параметров, обеспечивающих рациональную эксплуатацию инструмента, установление механизмов взаимодействия между ними;

- управление эксплуатацией инструмента как единой системой с использованием комплексного подхода к оценке уровня качества процесса и определению путей его усовершенствования;

- применение квалиметрического подхода к количественной оценке качества эксплуатации, заключающегося в построении иерархической структуры свойств процесса эксплуатации, определении их оценок и весомостей на разных уровнях рассмотрения, позволяющих получить комплексную оценку качества эксплуатации;

- установление зависимостей для формирования целевых функций и принятие решений при определении рациональных регламентов эксплуатации инструментов с учетом стохастического характера работы сборного инструмента на тяжелых станках;

- определение параметров, управляющих качеством эксплуатации.

При построении структуры системы эксплуатации сборного режущего инструмента на тяжелых станках, которая предложена [48] и представлена на рисунке 1.21, эксплуатация инструмента рассматривалась как совокупность процессов: организационного, управления ресурсами, обслуживания технологической системы, подготовительно-информационного, процесса обработки деталей и процесса обеспечения обратной связи (оценки, анализа, усовершенствования).

Система управления процессом эксплуатации инструмента, приведенная выше, ориентирована на потребителя, который вначале формирует требования по эксплуатации инструмента, а затем контролирует точность их выполнения.

В качестве потребителей могут выступать различные службы, которые обеспечивают использование режущего инструмента на уровне всего предприятия, цеха, участка и т. д. При этом на каждом входе и выходе отдельных процессов системы эксплуатации инструмента может быть свой потребитель, но в ко-

нечном итоге непосредственное использование инструмента завершается на стадии обработки деталей.



Рисунок 1.21 – Модель системы управления процессом эксплуатации инструмента в соответствии с ISO 9000: 2000

Таким образом, под рациональной эксплуатацией режущего инструмента понимают такой процесс его использования, при котором наряду с высокой производительностью при минимальных затратах достигается как можно меньший расход инструмента при заданном уровне его надежности и психофизической нагрузки на станочника.

Система показателей качества режущего инструмента, предложенная А. Я. Малкиным в [64], отличается включением в нее динамического качества инструмента и системы СПИД, как это показано на рисунке 1.22.

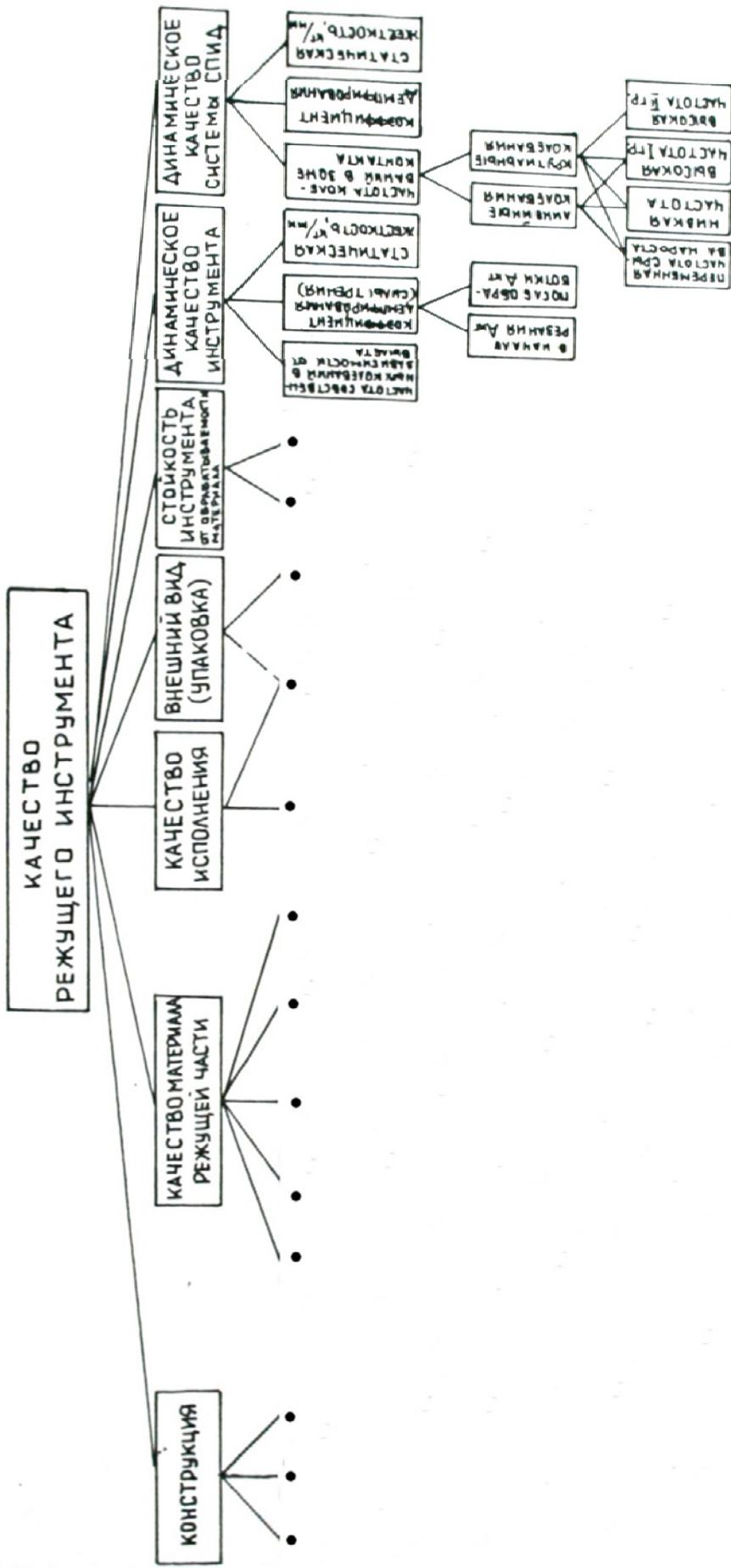


Рисунок 1.22 – Система качества режущего инструмента, предложенная А. Я. Малкиным [64]

Согласно указанной системе качества, динамическое качество инструмента характеризуется частотами собственных колебаний, коэффициентами демпфирования, изменением этих в процессе резания и жесткостью инструмента.

Однако, в данной системе качества не уделено серьезное внимание элементам крепления и базирования режущей пластины по упорной и опорной поверхностям конструкций сборных резцов.

Выводы по разделу и постановка задач исследований

Проведенный анализ современного состояния вопроса исследования влияния динамики на прочность сборного режущего инструмента для обработки железнодорожных колес позволяет сделать следующие выводы:

1. Одной из основных причин, влияющих на снижение производительности колесотокарной обработки, является высокая степень нестационарности процесса резания, которая выражается в значительных колебаниях сечения срезаемого слоя при формообразовании профиля нового колеса и динамических ударных нагрузках от поверхностных термомеханических дефектов при восстановлении профиля колесной пары, бывшей в эксплуатации.

2. Анализ литературных источников в области колебаний режущего инструмента позволяет говорить, что на стойкость твердосплавного инструмента большое влияние оказывают колебания с частотами, близкими к собственным частотам упругих систем державок резцов и элементов узла крепления резцов.

3. При анализе вопросов усовершенствования сборного режущего инструмента в первом приближении можно пренебречь влиянием свойств станка на работоспособность инструмента и рассматривать инструмент как отдельную изолированную систему.

4. Существующие в настоящее время расчетные схемы и математические модели динамической системы «станок – инструмент – деталь» рассматривают инструмент как передаточное звено между деталью и суппортной группой и не учитывают конструкцию инструмента как подсистему, состоящую из отдельных элементов.

5. Существующие конструкции сборных резцов для обработки колесных пар не отвечают в полной мере необходимым требованиям по жесткости узла крепления режущей пластины и ее прочности.

В связи с вышеприведенным, в диссертационной работе были поставлены следующие задачи исследований:

1. Определить факторы и исследовать условия эксплуатации, проанализировать характер и структуру отказов сборных резцов для восстановления профиля колесных пар в условиях сложных динамических нагрузок.

2. Исследовать влияние конструктивных параметров режущей пластины сборных резцов для восстановления профиля колесных пар на напряженно-деформированное состояние конструкции, формы режущей пластины сборных резцов на величину и характер распределения напряжений.

3. Выявить влияние элементов режима резания при восстановлении колесных пар на напряженно-деформированное состояние сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.

4. Разработать математические модели описания динамической системы «станок – инструмент – деталь» для исследования колебаний сборных резцов для восстановления профиля колесных пар и проверить их адекватность.

5. На основе полученных результатов усовершенствовать конструкции сборных резцов для восстановления профиля колесных пар в условиях сложных динамических нагрузок.

РАЗДЕЛ 2

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1 Общая методика исследований

В соответствии с поставленными задачами, работа была разделена на этапы, которые представлены в виде структурно-логической схемы, показанной на рисунке 2.1.

Этапы исследований проводились в соответствии с нижеприведенными методиками.

Анализ среды функционирования сборных резцов для обработки железнодорожных колес проводился на основе созданного банка данных, который предусматривал накопление, математическую обработку и оперативное использование хранимых в нем статистических данных.

Анализ структуры свойств сборного инструмента проводился путем экспертного определения комплексных свойств, характеризующих свойства инструмента, а также путем построения иерархической структуры свойств, определяющих качество инструмента.

Исследования напряженно-деформированного состояния сборного режущего инструмента для обработки колесных пар проводились с помощью метода конечных элементов, а также с использованием программного продукта ANSYS.

Исследование колебаний сборного инструмента для обработки железнодорожных колес проводилось путем построения математических моделей процесса восстановления профиля колесных пар сборными чашечными резцами, а также резцами с тангенциальным расположением пластин.

Экспериментальные исследования проводились с помощью виброизмерительного комплекса, который позволял записывать и обрабатывать величины относительных виброускорений резцов.



Рисунок 2.1 – Структурно-логическая схема работы

Данные виброускорения принимались в качестве идентификационных признаков процесса колебаний, возникающих при обработке колесных пар.

2.2 Анализ среды функционирования на основе банка данных

Первоначальным этапом анализа среды функционирования сборных резцов для обработки колесных пар является создание банка данных, который предусматривает накопление, математическую обработку и оперативное использование огромного количества статистических данных.

Банк данных – это система организации, ведения и хранения интегрированной информации, предназначенной для комплексного многоцелевого использования вместе со специальными программами, организационными и техническими средствами его ведения. Основными составляющими элементами банка данных являются база данных и система управления базой данных.

База данных представляет собой взаимосвязанную совокупность данных, которые организованы и хранимы определенным образом в электронном виде. В нашем случае такая база данных используется в качестве информации для анализа областей функционирования сборных резцов для обработки колесных пар. Структура базы данных удовлетворяет требованиям многих применений, что обеспечивает быстрый доступ к каждому элементу информации.

С этой целью в базе данных отражены естественные логические связи между данными, на основании которых при решении задач выполняется выборка нужных элементов информации без обработки остальной информации.

Для хранения базы данных применялась оболочка Microsoft Access.

Сбор статистической информации проведен на железнодорожных предприятиях Украины, в частности локомотивном и вагонном депо станции Лиман, а также вагонном депо станции Славянск.

Для сбора информации были использованы следующие методы:

- 1) анкетного опроса;
- 2) моментных наблюдений;
- 3) длительных наблюдений;
- 4) изучения технической документации, проспектов инструментов.

Метод моментных наблюдений применялся для анализа технологических задач и условий их реализации; номенклатуры инструмента, которая используется на предприятии. Наблюдатель в случайном порядке обходил изучаемые станки и фиксировал в специальном протоколе необходимые параметры, характеризующие станок, обрабатываемую деталь, инструмент, режимы резания, состояние технологического процесса. Для обеспечения случайности посещения рабочих мест все возможные маршруты нумеровались с помощью таблиц случайных чисел и составлялся график обходов.

Метод длительных наблюдений предназначался главным образом для получения распределения периода стойкости сборного инструмента для обработки колесных пар. Основным и главным отличием указанного метода от других является длительность и непрерывность наблюдения за инструментом до его отказа.

Наблюдатель в течение времени работы инструмента находился на рабочем месте и регистрировал параметры станка, обрабатываемой детали (колесной пары), инструмента (материал, форма, размеры, геометрические параметры), период стойкости инструмента, вид отказа.

Таким образом, была накоплена информация о предлагаемых конструкциях для сборных резцов, областях их функционирования, материалах пластин и марках покрытий, которые обеспечивают работу инструмента для обработки колесных пар в заданных областях функционирования.

2.3 Методика определения качества сборных резцов для восстановления профиля колесных пар

Качество режущего инструмента характеризуется совокупностью свойств, обуславливающих пригодность инструмента к процессу резания с обеспечением заданных форм, размеров и качества поверхностей детали при определенной производительности труда, затратах трудовых, материальных и денежных средств.

Сборный режущий инструмент относится к классу продукции, расходующей свой ресурс, к группе ремонтируемых изделий. Для этой группы изделий рекомендуется оценка следующих основных комплексных свойств: назначения, надежности, эргономических, эстетических, технологичности, транспортабельности, унификации, патентно-правовых, экологических, безопасности.

При выборе свойств, которые характеризуют процесс эксплуатации, необходимо анализировать их число, номенклатуру, взаимосвязи и структуру.

Номенклатура свойств устанавливается как с учетом общих рекомендаций, которые касаются качества продукции или процессов [1, 2], так и требований к процессу эксплуатации сборного режущего инструмента, которые применяются к конкретным условиям его работы и задачам оценки качества.

Также учитываются следующие требования с точки зрения теории принятия решений [70]:

1. Полнота – использование любых дополнительных свойств не меняет результатов.
2. Операциональность – каждое свойство должно иметь понятную формулировку, ясный и однозначный смысл, удобство применения.
3. Декомпозируемость – набор свойств должен обеспечивать возможность их упрощения, разложения на части как качества изделия в целом, так и составляющих его сложных свойств на более простые.
4. Неизбыточность – различные свойства не должны учитывать один и тот же аспект последствий, отбрасывание хотя бы одного приведет к изменению результатов.
5. Минимальность.
6. Измеримость.

Рациональное число свойств рассчитывается при помощи положений теории информации [91].

Установлено, что увеличение числа свойств свыше 10 мало изменяет информативность о качестве процесса.

Свойства, которые составляют качество процесса эксплуатации инструмента, имеют сложную взаимосвязь и представляют собой систему. Связи между свойствами настолько сложны, что их количественный анализ затруднителен. Поэтому структуру свойств упорядочивают в виде иерархического дерева, которое строится по определенным правилам.

Для оценки качества эксплуатации режущего инструмента составляется структурная схема всех наиболее важных свойств, характеризующих этот процесс. Качество процесса эксплуатации, как наиболее обобщенное комплексное свойство процесса, рассматривается на самом высоком нулевом уровне структурной схемы, а составляющие его – ниже.

На рисунке 2.2 представлена иерархическая система свойств, составляющих качество эксплуатации режущего инструмента.

Иерархическая структура строится так, что на каждое свойство j -го уровня рассмотрения определяется свойствами $j+1$ уровня. Структурная схема строится вплоть до самых простых свойств, которые достаточно просто оцениваются.

На первом уровне рассмотрения качество процесса эксплуатации режущего инструмента определяется четырьмя группами свойств: свойствами назначения, техническими свойствами, связанными с обработкой (которые проявляются непосредственно в процессе обработки детали резанием), а также свойствами обслуживания технологической системы и организационными свойствами.

Свойства назначения эксплуатации режущего инструмента занимают особое положение, так как представляют собой вектор критериев управления качеством процесса обработки (цифра обозначает уровень рассмотрения):

$$U^{-1} = (U_1^3, U_2^3, U_3^3, U_4^3, U_5^3), \quad (2.1)$$

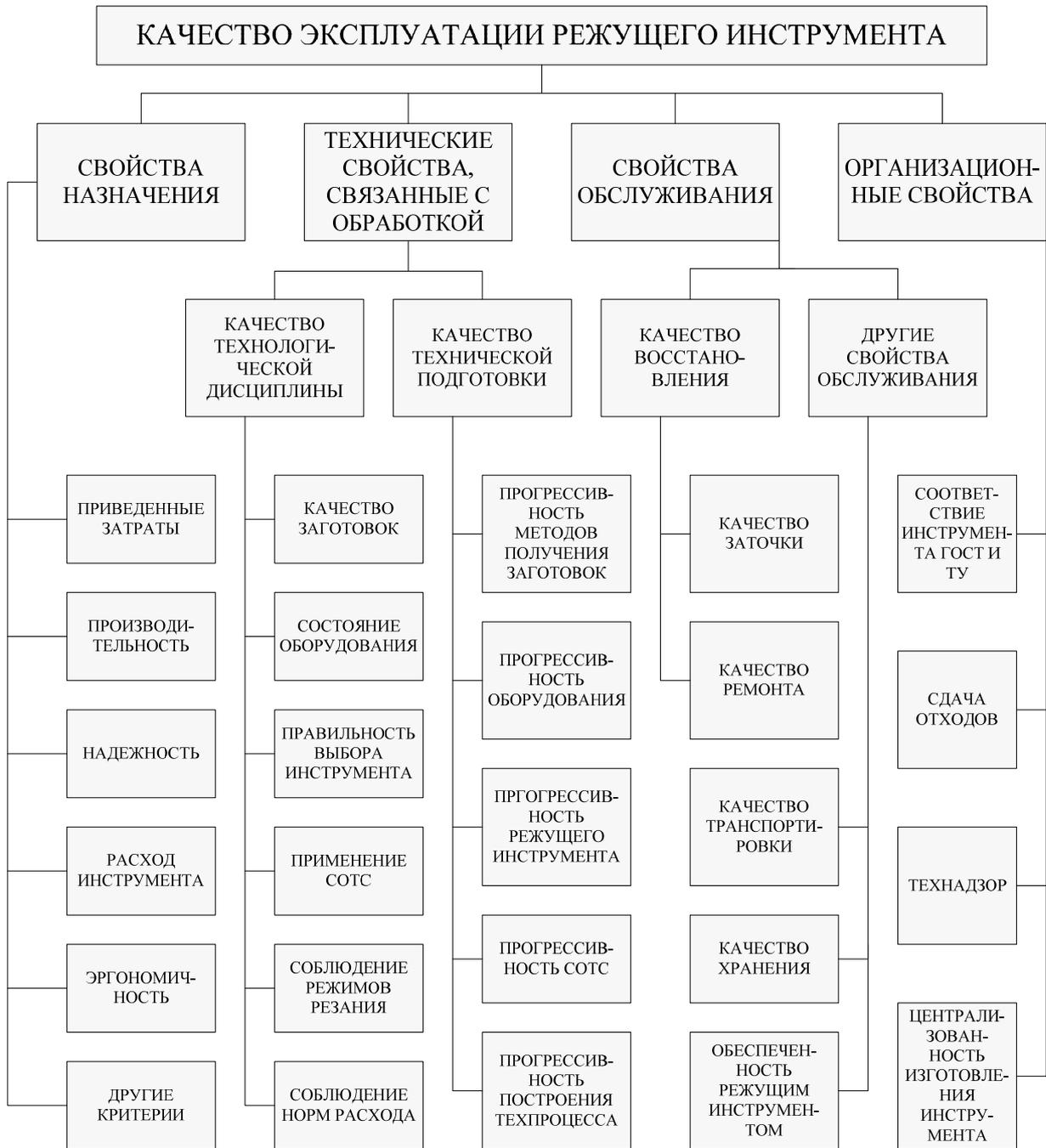


Рисунок 2.2 – Иерархическая система свойств, составляющих качество эксплуатации режущего инструмента

Здесь каждый из критериев U_i^3 (производительность, приведенные затраты, надежность, расход инструмента, нагрузка на рабочего), которые рассматриваются на 3-м уровне, характеризуется условно-простыми свойствами 4-го уровня рассмотрения (элементами режима резания и расхода, показателями надежности,

экономическими показателями), которые являются управляющими параметрами (регламентами) процесса эксплуатации инструмента.

Их количественная оценка представляет измеряемые в производстве показатели, отнесённые к базовым (нормативным) значениям.

К техническим свойствам на 2-м уровне рассмотрения относят качества технологической дисциплины и качество технологической подготовки.

Первое свойство характеризуется свойствами 3-го уровня: соответствием заготовок, оборудования, инструмента, СОТС, режимов резания и норм износа и расхода инструмента, которые должны соответствовать требованиям нормативно-технической документации.

Второе свойство на 3-м уровне рассмотрения характеризуется прогрессивностью используемых заготовок, оборудования, инструментов, СОТС, техпроцессов.

Свойства обслуживания на 2-м уровне рассмотрения определяются качеством восстановления (заточки и ремонта) и другими свойствами обслуживания (обеспеченностью режущим инструментом, качеством транспортирования и хранения), которые были рассмотрены на 3-м уровне.

К организационным свойствам на более низком уровне рассмотрения относятся проверка соответствия инструмента ГОСТам и ТУ, сдача отходов, технадзор, централизованность производства инструментов.

Данные свойства определяют организационные мероприятия по повышению качества процесса эксплуатации инструмента.

Каждое из свойств 4-го уровня может быть разложено на свойства еще более низкого уровня, например: качество заготовок характеризуется припуском, твердостью, дефектами поверхности; состояние оборудования – жесткостью, точностью, виброустойчивостью и т. д. Алгоритм комплексной оценки уровня качества эксплуатации инструмента представлен на рисунке 2.3.

Процесс эксплуатации режущего инструмента обладает практически бесконечным количеством свойств, которые характеризуют его качество.



Рисунок 2.3 – Алгоритм комплексной оценки уровня качества эксплуатации режущего инструмента

Однако на практике при вычислении комплексного показателя качества $Y_3^{ОБЩ}$ всегда принимается во внимание сравнительно ограниченное число свойств n , значительно меньшее, чем теоретически возможное их количество n_T , то есть всегда соблюдается соотношение $n \ll n_T$.

Вместе с тем очевидно, что величина $Y_3^{ОБЩ}$ зависит от числа принятых во внимание свойств n . Поэтому здесь приходится учитывать две тенденции.

Первая тенденция заключается в том, чтобы построить такую расчетную модель качества процесса резания, которая в наибольшей степени соответствовала бы реальному процессу эксплуатации инструмента:

$$K_i^j = f\left(\frac{P_i}{P_i^{ЭТ}}\right), \quad (2.2)$$

где K_i^j – оценка комплексного i -го свойства на j -м уровне рассмотрения;

P_i и $P_i^{ЭТ}$ – производственные показатели качества i -го свойства, соответственно фактические и эталонные.

Уровень качества эксплуатации, рассмотренный на уровне $j + 1$, равен

$$Y_3^{j+1} = \sum_{i=1}^n K_i^j \cdot B_i^j, \quad (2.3)$$

где B_i^j – весомость i -го свойства на j -м уровне рассмотрения.

При выборе единичных показателей для оценки качества эксплуатации режущего инструмента применялось 3 подхода:

1. Использовались только объективные показатели, то есть показатели, основанные на различных отчетных данных, количественных оценках, измерениях и т. п. Указанные показатели наиболее надежны, но требуют иногда длительного обследования. А в некоторых случаях, например при оценке уровня прогрессивности процесса, они вообще не применимы.

2. Использовались только субъективные показатели. Эти методы позволяют на основании беглого обследования путем балльной или экспертной оценки делать заключение об уровне качества. Субъективные методы значительно менее точны. Однако в некоторых случаях, когда нет возможности получить объективную оценку, они незаменимы.

3. Наиболее надежный способ получения единичных показателей – это сочетание объективных и субъективных оценок.

Величина фактических показателей качества $P_{факт}$ является постоянной характеристикой, присущей каждому свойству, определяемой на основании обследований, наблюдений, испытаний, опросов и т. п. в производственных условиях.

Величина базовых эталонных показателей $P_{эт}$ зависит не только от самого свойства, но и от выбранной для сравнения базы (эталона). При постоянном значении $P_{факт}$ могут быть различные значения $P_{эт}$. Иначе говоря, вне выбранного эталона для сравнения показателя нельзя говорить об оценке уровня качества данного свойства.

Фактические уровни свойств (абсолютные показатели) определялись на основе данных следующими методами:

1. Метод анкетного опроса. В зависимости от цели определения уровня эксплуатации режущего инструмента разрабатывается анкета с перечнем вопросов, заполняется на заводе специалистом или бригадой для сбора информации. При этом предусматриваются анкеты показателей в целом по заводу и анкеты показателей цеха, участка и т. п., заполняются рабочими или ИТР.

2. Метод моментных наблюдений. Метод заключается в том, что наблюдатель в случайном порядке обходит станки, на которых применяется используемый режущий инструмент и фиксирует его состояние: основное время, вспомогательное время, простой, ту или иную операцию, работоспособность или отказ, а также условия: обрабатываемый материал, размеры детали, режимы резания и т. д.

3. Сбор информации по списанному инструменту. Резцы (сточенные или поломанные) делились на группы по типоразмерам, результаты измерений заносились в журнал.

сились в протокол. Метод анализа состояния списанного инструмента применялся в основном для приблизительной оценки прочности и долговечности инструмента.

Методика экспертной оценки режущего инструмента разработана на кафедре КМСИТ ДГМА [39, 41, 110].

Установлено, что в зависимости от конкретных условий целесообразно применять групповую экспертизу с взаимодействием экспертов или без взаимодействия.

Первая сокращает сроки оценки, облегчает работу при недостаточной квалиметрической подготовке экспертов, вторая требует меньших затрат времени экспертов, уменьшает влияние авторитетов на результаты оценки.

Порядок выполнения работ при экспертной оценке качества режущего инструмента показан на рисунке 2.4. Сначала формируется так называемая рабочая группа, в состав которой входят организатор – специалист по квалиметрии и, желательно, по эксплуатации режущего инструмента, один-два специалиста по инструменту и четыре-шесть технических работников.

Далее уточняется методика экспертизы и готовятся материалы для экспертов, формируется экспертная группа, в составе которой должно быть не менее семи человек. Структура свойств и методика оценки их качества экспертами лишь обсуждаются и принимаются голосованием. Основные этапы экспертизы осуществляются в несколько туров (обычно два или три).

В каждом туре эксперты сначала оценивают весомость или единичный показатель качества. Как показывает опыт, целесообразно применять десятибалльную систему, причем самое важное свойство или показатель базового образца принимается за 20 баллов. Также существует ряд приемов, которые облегчают работу экспертов. Например, перед балльной оценкой целесообразно ранжировать свойства или конструктивные варианты, то есть расположить их в ряд в порядке уменьшения важности или ухудшения варианта.

Во многих случаях полезен метод парных сравнений.

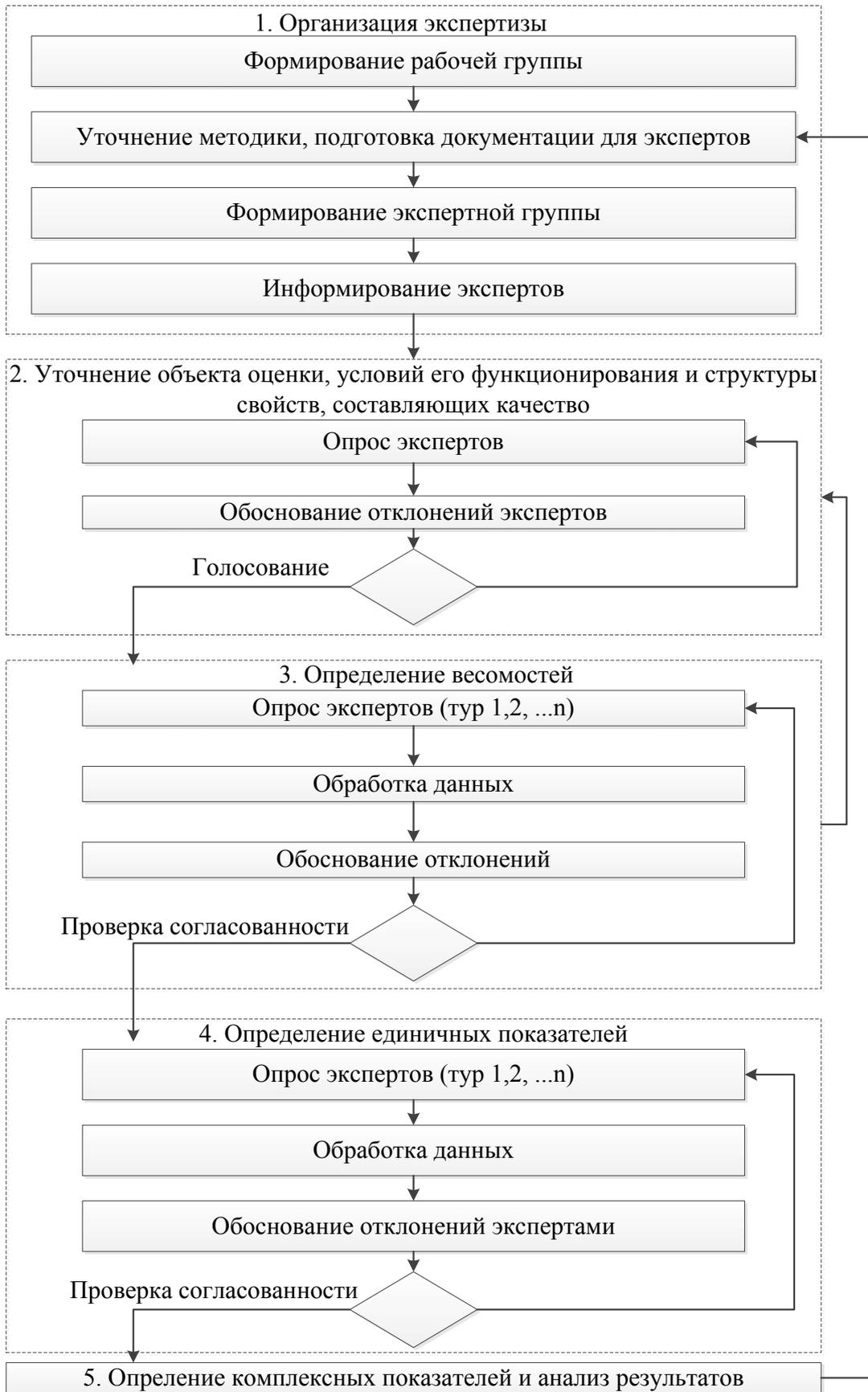


Рисунок 2.4 – Порядок выполнения работ при экспертной оценке качества

Далее рабочая группа рассчитывает средние значения оценок, размах оценок (разность между наибольшей и наименьшей оценками), квартили (четвертые части размаха) и относительный размах (отношение размаха к средним значениям).

Эксперты, оценки которых попали в крайние квартили (то есть существенно отклонялись от средних), обязаны обосновать свои оценки, которые подвергаются обсуждению.

После каждого тура руководитель экспертной группы анализирует согласованность мнений экспертов на основе анализа величины относительного размаха оценок и выступлений экспертов.

Если относительный размах оценок весомостей всех свойств и всех единичных показателей качества снизится до 0,5...1,0 и в обосновании своих цифр эксперты не выдвигают новых соображений, предварительно считается, что мнения согласованы, и проводится более полная проверка согласованности мнений по коэффициенту вариации $v_{эки}$ – отношению средних квадратических отклонений S_i оценок к их среднему значению \bar{m}_{ij} :

$$v_{эки} = \frac{S_i}{\bar{m}_{ij}}, \quad (2.4)$$

Среднее квадратическое отклонение величин определяется по формуле:

$$S_i = \frac{1}{r-1} \cdot \sqrt{r \sum_{j=1}^r (\bar{m}_{ij} - m_i)^2}, \quad (2.5)$$

где i – номер свойства;

j – номер эксперта;

r – число экспертов в группе.

Согласованность считается высокой при $v_{эки} < 0,10$, выше средней – при $v_{эки} = 0,11...0,15$, средней – при $v_{эки} = 0,16...0,25$, ниже средней – при $v_{эки} = 0,26...0,35$ и низкой – при $v_{эки} > 0,35$.

Если согласованность средняя или выше средней, можно перейти к проверке согласованности мнений экспертов о весомости всех показателей или о единичных показателях качества.

Это делается путем расчета коэффициента конкордации [3].

При согласованности ниже средней требуется повторный тур опроса.

После окончания работы экспертов рабочая группа рассчитывает весомости в относительных единицах так, чтобы сумма их была равна 1, определяет комплексный показатель качества и составляет заключение о результатах экспертизы.

2.4 Методика исследований напряженно-деформированного состояния инструмента методом конечных элементов

На основании анализа результатов исследований многих работ, посвященных расчету прочности режущей части инструмента, было установлено, что максимальная величина напряжений за пределами контактной зоны находится на передней грани на расстоянии 2...3 длин контакта от режущей кромки и в пределах контактной зоны при треугольных и параболических формах контактных нагрузок.

В связи с изложенным, расчет напряженного состояния режущей части инструмента, нагруженного изменяющимися по величине и направлению контактными нагрузками, требует разработки специальной методики расчета, учитывающей все особенности условий ее деформирования. В данной работе такая методика была разработана на основе метода конечных элементов как наиболее эффективного и быстро развивающегося в настоящее время, а также с использованием программного продукта ANSYS.

Потенциал полной энергии для трехмерного напряженного состояния представляет собой выражение:

$$\mathbf{V} = \frac{1}{2} \int_{\Omega} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{xz} \gamma_{xz} + \tau_{yz} \gamma_{yz}) d\Omega - \int_{\Omega} (p_x u + p_y v + p_z w) d\Omega, \quad (2.6)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ – нормальные и касательные напряжения, возникающие при действии внешних сил;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$ – соответствующие напряжениям относительные и сдвиговые деформации;

p_x, p_y, p_z – внешняя нагрузка по направлению соответствующих осей координат X, Y, Z .

Все зависимости удобно представлять в матричной форме записи. Введем следующие обозначения:

$$u = \{u, v, w\}^T; \quad p = \{p_x, p_y, p_z\}^T; \\ \varepsilon = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}\}^T; \quad \sigma = \{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}\}^T, \quad (2.7)$$

где $u, p, \varepsilon, \sigma$ – соответственно векторы перемещений, внешних усилий, деформаций и напряжений.

В этом случае основные соотношения теории упругости принимают вид:

$$\sigma = D \cdot \varepsilon, \quad \varepsilon = L \cdot u, \quad (2.8)$$

где D – матрица упругости изотропного тела;

L – матрица дифференцирования, связывающая деформации с перемещениями.

Матрица упругости изотропного тела имеет порядок 6×6 элементов и имеет следующий вид:

$$D = \begin{bmatrix} \lambda + 2\nu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\nu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \nu \end{bmatrix}, \quad (2.9)$$

где $\lambda = \frac{\mu E}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)}$; $\nu = \frac{E}{2(1 + \mu)}$ – коэффициенты Ламе.

Элементами матрицы дифференцирования L являются дифференциальные операторы. Она имеет порядок 6×3 элементов:

$$L = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial/\partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z \\ \partial/\partial y & \partial/\partial x & 0 \\ 0 & \partial/\partial z & \partial/\partial y \\ \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial x \end{bmatrix},$$

где L – матрица дифференцирования, связывающая деформации с перемещениями.

Функционал полной энергии для трехмерного тела с учетом принятых обозначений и выражений (2.2), (2.3) запишется в виде компактного выражения:

$$V = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \varepsilon^T \cdot \sigma d\Omega - \int_{\Omega} p^T \cdot u d\Omega, \quad (2.10)$$

где ε^T – вектор деформаций;

p^T – вектор внешних усилий.

Первое слагаемое представляет собой работу внутренних сил U , равную потенциальной энергии деформации, второе – это работа внешних сил W .

Решение задачи определения напряженно-деформированного состояния объемного тела при помощи МКЭ основано на вариационном принципе Лагранжа, который гласит: из всех перемещений, допускаемых наложенными на тело связями, в действительности имеют место такие, при которых полная энергия системы V минимальна.

В случае трехмерного напряженного состояния область Ω , занимаемая телом, дискретизируется на конечные элементы, которые имеют определенную форму и количество узловых точек. Для определения напряжений перемещения узловых точек аппроксимируются полиномиальными функциями, а потенциал полной энергии (2.10) подвергается минимизации.

Для аппроксимации узловых перемещений конечного элемента используются полиномы вида:

$$\begin{aligned} u_x(x, y, z) &= u_{x_0}(x, y, z) + \sum_{k=1}^m a_{x_k} u_{x_h}(x, y, z), \\ u_y(x, y, z) &= u_{y_0}(x, y, z) + \sum_{k=1}^m a_{y_k} u_{y_h}(x, y, z), \\ u_z(x, y, z) &= u_{z_0}(x, y, z) + \sum_{k=1}^m a_{z_k} u_{z_h}(x, y, z). \end{aligned} \quad (2.11)$$

Здесь a_{x_k} , a_{y_k} и a_{z_k} есть некоторые постоянные, подлежащие определению, остальные же величины представляют собой выбранные заранее подходящие функции координат. При этом функции u_{x_0} , u_{y_0} , u_{z_0} должны принимать заданные значения на части Ω_u поверхности Ω , все остальные функции должны на Ω_u обращаться в нуль.

Тогда при любых значениях будут удовлетворяться геометрические граничные условия. Постоянные a подбирают таким образом, чтобы при выбранных функциях полная энергия системы V была минимальна.

Условие экстремальности потенциала полной энергии $\partial V / \partial a_k = 0, \forall k$ приводит к получению системы алгебраических уравнений вида:

$$Ku = P, \quad (2.12)$$

где K – матрица жесткости системы, определяемая в зависимости от вида конечных элементов и порядка аппроксимирующих полиномов (2.4);

u – искомый вектор перемещений;

P – вектор действующей нагрузки.

Таким образом, для определения поля перемещений необходимо выбрать вид конечных элементов, произвести дискретизацию исследуемой области, вычислить матрицы жесткости конечных элементов, составить и решить систему уравнений относительно перемещений, вычислить компоненты напряженно-деформированного состояния.

В программном комплексе ANSYS [7, 115] имеется два основных метода построения сетки: построение произвольной сетки и построение упорядоченной сетки, пример которых показан на рисунке 2.5.

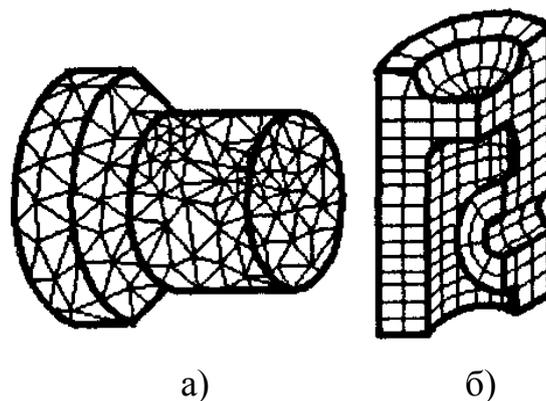


Рисунок 2.5 – Примеры построения произвольной (а) и упорядоченной (б) сетки в программном комплексе ANSYS

Произвольная сетка строится автоматически, при этом соседние элементы существенно отличаются по размерам. Упорядоченная сетка строится путем деле-

ния геометрических элементов модели на некоторое число частей. В автоматически построенных сетках с большим числом элементов число узлов преобладает над числом элементов.

Отношение между узлами и элементами примерно 2:1 для плоских произвольных сеток и 6:1 для произвольных трехмерных сеток. Очевидно, чем меньше линейный размер конечного элемента, тем большее количество элементов в модели, при этом время вычислений экспоненциально возрастает, а ошибки анализа уменьшаются.

Однако ошибки уменьшаются не до нуля, так как с увеличением числа элементов накапливаются ошибки округления в ЭВМ.

У многих конечных элементов, используемых системой ANSYS, существует два варианта: обычный и квадратичный. Обычный элемент имеет узлы только на вершинах, в то время как квадратичный элемент имеет также промежуточные узлы на серединах ребер.

В связи с этим, если у обычных элементов ребра всегда прямолинейные, у квадратичных – они могут быть и криволинейными. Квадратичные элементы позволяют производить расчеты с большей точностью для тел с криволинейными границами, как в нашем случае, а также они обеспечивают большую точность для нерегулярных (свободных) сеток.

Библиотека конечных элементов программного комплекса ANSYS содержит свыше 170 типов конечных элементов, из которых 94 могут применяться при расчете задач механики деформируемого твердого тела. Для разбиения объемной модели на конечно-элементную сетку применяются объемные конечные элементы, описание некоторых приведено ниже:

- Brick 8node 45 – элемент SOLID45 представляет собой объемный шестигранник с восемью узлами, расположенными на углах. Данный тип элементов позволяет использовать изотропные, пластичные и другие нелинейные виды материалов, за исключением гиперэластичных. Элементы данного типа могут принимать вырожденные формы, например призматическую или четырехгранную, как это показано на рисунке 2.6.

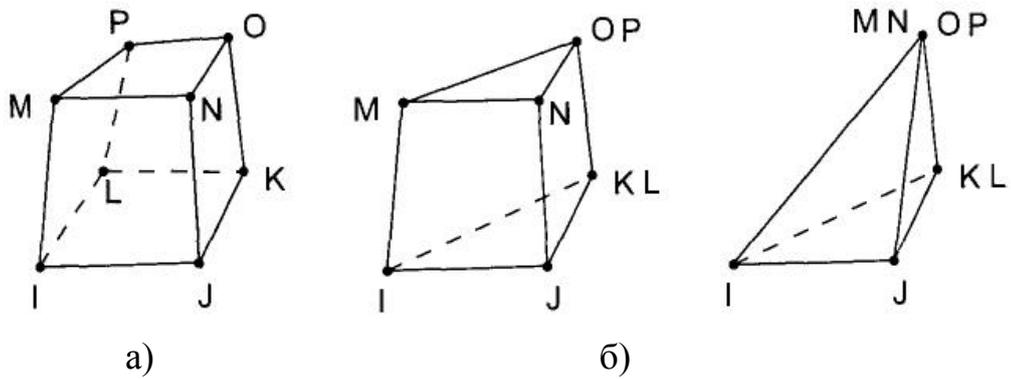


Рисунок 2.6 – Обычная (а) и вырожденные (б) формы элемента SOLID45

- Brick 20node 95 – элемент SOLID95 представляет собой объемный шестигранник, подобный SOLID45, но имеющий не 8, а 20 узлов. К узлам, находящимся в вершинах, добавлены промежуточные узлы на серединах сторон. Данный тип элементов лучше, чем SOLID45, так как приспособлен для использования в нерегулярных сетках. Он поддерживает элементы вырожденной формы: четырехгранные, призматические, пирамидальные (рисунок 2.7).

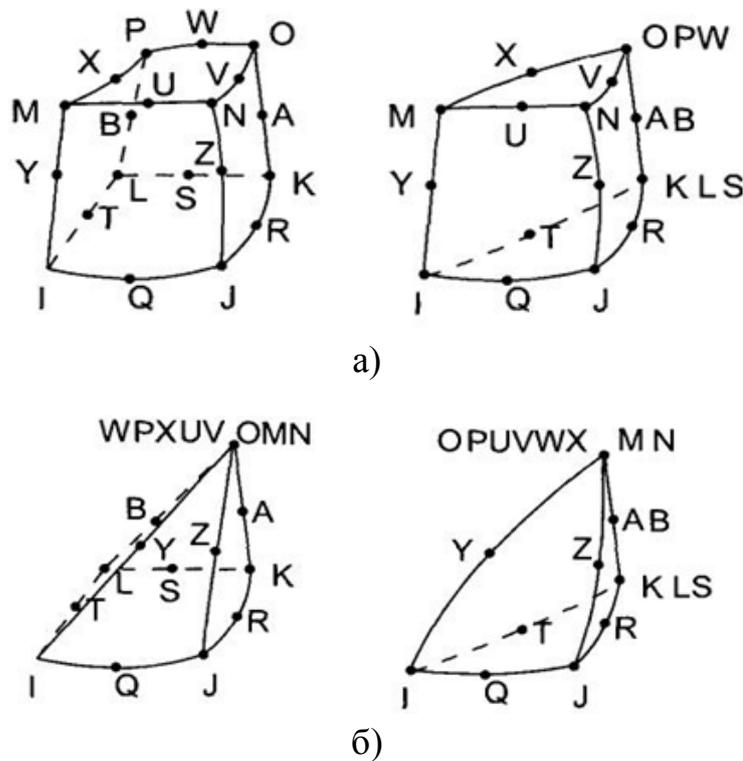


Рисунок 2.7 – Обычная (а) и вырожденная (б) формы элемента SOLID95

Данный тип элементов позволяет использовать изотропные, пластичные и другие нелинейные виды материалов, за исключением гиперэластичных.

Одним из ответственных этапов конечно-элементного анализа является задание граничных условий. Причем перемещение узлов модели, с учетом ограничений, наложенных на них связями, должны соответствовать перемещениям тех же узлов натурной конструкции. Перемещения могут приобретать как нулевые, так и ненулевые значения. Существуют также граничные условия, при которых задаются нагрузки. Максимальное число граничных условий, приложенных в узле, равно числу его степеней свободы: 3 силы или 3 перемещения.

Схема размещения граничных условий зависит от вида нагружения (растяжение, чистый изгиб, сдвиг).

Разбиение режущей части сборного инструмента на конечно-элементную сетку целесообразно производить на конечные элементы треугольной формы, которые в отличие от элементов прямоугольной формы обладают постоянством напряжений и деформаций внутри элемента.

Таким образом, для разбиения исследуемых моделей конструкций сборных инструментов на конечно-элементную сетку применим элемент разбиения SOLID95 (а точнее, вырожденная форма в виде призмы).

Нагрузка, прикладываемая к кромке режущей части сборного инструмента в виде составляющих сил резания к участкам передней и задней поверхностей, является рассредоточенной, поэтому, в соответствии с принципами метода конечных элементов, она не может быть приложена непосредственно к элементу, а должна быть трансформирована к узлам. Применение распределенной нагрузки к узлам основано на сравнении энергии упругих деформаций. Так, для стержневого элемента распределенная по его длине неравномерная нагрузка интенсивности q заменяется двумя сосредоточенными силами, приложенными к узлам с соответствующими пропорциями.

2.5 Методика теоретических исследований колебаний сборных резцов для восстановления профиля колесных пар

Процесс механической обработки колесных пар представляет собой сложную систему механического взаимодействия режущего инструмента с материалом срезаемого слоя обрабатываемого колеса.

Механическая обработка может быть представлена как разомкнутая система одновременно совершающихся взаимосвязанных процессов пластической деформации и разрушения, трения и изнашивания, теплообмена, контактного взаимодействия, химических, электромагнитных и др.

Исследования и практический опыт свидетельствуют о неустойчивом или нестабильном характере протекания этих процессов, так как их параметры являются случайными величинами [103].

Управляемые параметры включают в себя параметры, которые допускают целенаправленный выбор или изменение их в процессе обработки колесных пар.

К управляемым параметрам относятся: модель станка, жесткость технологической системы, свойства инструментального материала, характеристики конструкции режущего инструмента, режимы резания и др.

Надежность и стабильность качества обработки зависят от количества значимых управляемых параметров. Чем больше значимых параметров резания включается в управление при обработке, тем выше эффективность эксплуатации станка и инструмента.

Рассмотрим общие подходы, которые применялись к моделированию динамических процессов при обработке колесных пар.

Для аналитических исследований динамических явлений, возникающих в процессе резания на тяжелых колесотокарных станках, предложена структурная и математическая модель технологической системы.

Наибольшее распространение при исследованиях получила замкнутая динамическая система, в которую входят процесс резания, эквивалентная упругая

система (ЭУС) станка, а также учитывается фазовая характеристика изменения силы резания.

Для построения модели технологической системы тяжелых колесотокарных станков, расчета и анализа динамических явлений предлагается структурная модель, включающая в себя сборный инструмент как отдельную упругую подсистему инструмента, включенную параллельно ЭУС станка.

Структурная модель динамической системы со сборным инструментом для тяжелых колесотокарных станков представлена на рисунке 2.8.

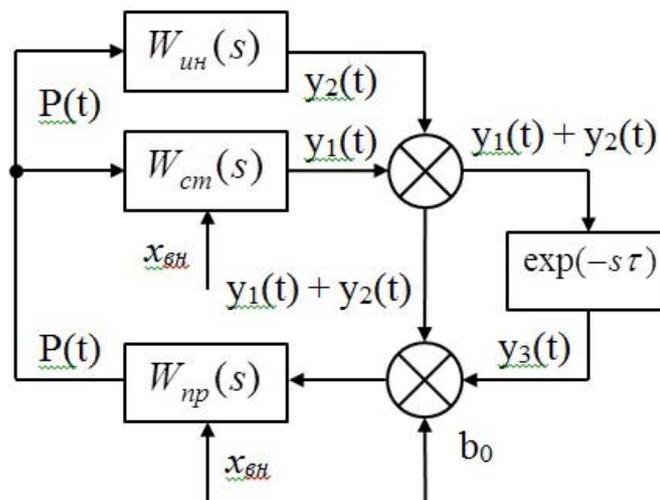


Рисунок 2.8 – Структурная модель динамической системы со сборным инструментом для тяжелых станков

В представленной на рисунке 2.8 структуре в качестве $W_{рп}(s)$ обозначен процесс резания; $W_{см}(s)$ – передаточная функция ЭУС станка; $W_{ин}(s)$ – передаточная функция инструмента; $\exp(-s\tau)$ – фазовая характеристика процесса резания; $y_1(t)$ – упругие перемещения, возникающие в ЭУС станка; $y_2(t)$ – упругие перемещения, возникающие в подсистеме сборного инструмента; $y_3(t)$ – упругие перемещения, возникающие вследствие движения инструмента по следу от предыдущего прохода; $x_{вн}$ – внешние воздействия на технологическую систему, связанные с наличием случайных и систематических погрешностей.

Особенностью предлагаемой модели, по сравнению с ранее разработанными моделями, является наличие, наряду с процессом резания $W_{np}(s)$ и эквивалентной упругой системы станка $W_{cm}(s)$, блока сборного инструмента $W_{ин}(s)$. Такая структура позволяет рассматривать отдельно колебания сборного инструмента и других элементов технологической системы.

Для практической реализации модели, представленной на рисунке 2.8, необходимо:

- определить передаточную функцию эквивалентной упругой системы тяжелого колесотокарного станка;
- определить передаточную функцию подсистемы сборного инструмента;
- разработать модель процесса резания применительно к резанию на колесотокарных станках;
- проверить адекватность предложенной модели технологической системы тяжелых колесотокарных станков.

Для разработки расчетной схемы и модели технологической системы тяжелых колесотокарных станков в качестве базы был принят колесотокарный станок мод. КЖ1836М.10 (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Общий вид колесотокарного станка мод. КЖ 1836М.10

Колесотокарный станок модели КЖ 1836М.10 предназначен для выполнения токарных работ по ремонту профилей бандажей колесных пар вагонов, тепловозов, электровозов и мотор-вагонных секций с шириной колеи 1435...1676 мм и диаметром по кругу катания 700...1250 мм.

Краткая техническая характеристика станка приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Краткая техническая характеристика станка мод. КЖ1836М.10

Наименование параметра	Значение
Предельные размеры устанавливаемой колесной пары	
– диаметры по кругу катания, мм	840...1250
– длина оси, мм	2020...2600
Наибольшая масса заготовки, кг	4000
Ширина железнодорожной колеи, мм	1520
Число оборотов шпинделя, об/мин	3,15...25
Точность обработки бандажей колесных пар по кругу катания, мм	
– радиальное отклонение	0,2
– разность диаметров	0,3
Наибольший крутящий момент на планшайбе, кН·м	35
Шероховатость обработанной поверхности (R_a)	6,3
Мощность привода главного движения, кВт	80
Класс точности станка	Н
Габаритные размеры станка, мм:	
– длина	9130
– ширина	6460
– высота	2400

Для построения расчетной схемы и модели использовались методики [32, 53] и допущения, предложенные авторами работ [23, 24, 25], в частности:

- технологическая система рассматривается как замкнутая процессом резания совокупность элементов с сосредоточенными массами, соединёнными между собой линейными упругими и диссипативными связями;
- все упругие деформации и перемещения элементов технологической системы, возникающие при действии составляющих силы резания P_x , P_y , P_z , происходят в упругих элементах системы.
- с учетом массы и габаритов обрабатываемой детали и габаритов обрабатываемой детали последняя рассматривается как абсолютно жесткий элемент технологической системы;
- режущий инструмент рассматривается как подсистема, состоящая из корпуса, блока, режущего элемента (режущей пластины) и элементов механического закрепления, соединенными между собой линейными упругими и диссипативными связями.

Схема взаимодействия колеса со сборным резцом представлена на рисунке 2.10.

В представленной на рисунке 2.10 схеме приняты следующие обозначения:

- β_1, β_2 – коэффициенты демпфирования станка и инструмента, Н·с/м;
- θ – угол упругого прогиба режущего инструмента под нагрузкой, рад;
- M_{sp} – крутящий момент на шпинделе станка, Н·м;
- y – прогиб вершины резца, м;
- e_1 – эксцентриситет приложенной нормальной силы P_n относительно оси инструмента, м;
- γ – передний угол лезвия режущего инструмента, рад;
- R_K – радиус обрабатываемого колеса, м;
- m_1 – масса колесной пары, кг;
- m_2 – масса режущего инструмента, кг;
- Ω – угловая скорость вращения колесной пары, рад/с;
- P_τ – тангенциальная составляющая силы резания;
- c_1, c_2 – коэффициенты жесткости колесной пары и режущего инструмента соответственно.

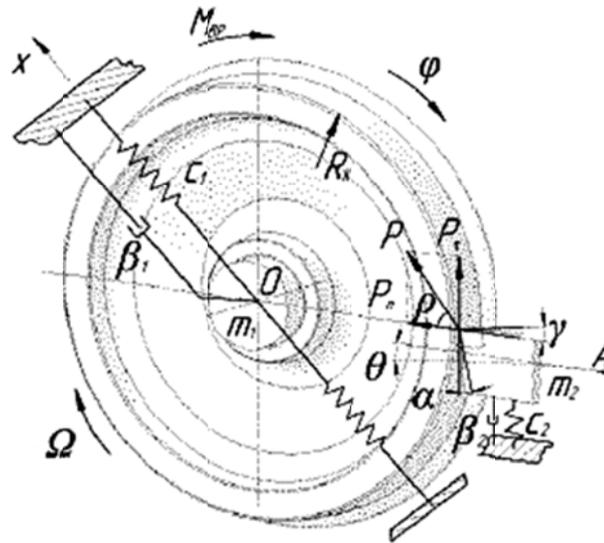


Рисунок 2.10 – Расчетная схема технологической системы «станок – инструмент – деталь» в процессе обработки колесной пары

Для построения динамической модели подсистемы сборного резца для восстановления профиля колесных пар использовались подходы и методики, указанные в работах [23, 24, 25, 32, 53].

2.6 Методика экспериментальных исследований колебаний в процессе обработки колесных пар сборным инструментом

Металлорежущее оборудование. Экспериментальные исследования проводились в производственных условиях локомотивного депо станции Лиман на станке мод. КЖ1836М.10. Технические характеристики колесотокарного станка КЖ1836М.10 приведены в таблице 2.1.

Обрабатываемые материалы. При экспериментальных исследованиях рассматривался процесс обработки колесных пар локомотивов. Наружный диаметр колесной пары составлял $D = 950$ мм.

Метод получения заготовки колеса – поковка, состояние наружной поверхности – без корки.

Материал обрабатываемых при экспериментальных исследованиях заготовок – сталь 2 (ГОСТ 398-71).

Химический состав и физико-механические свойства обрабатываемого материала приведены соответственно в таблицах 1.1–1.3.

Режущий инструмент. Для проведения экспериментальных исследований использовалась конструкция сборного чашечного резца для обработки колесных пар локомотивов.

На рисунке 2.11 изображена схема исследуемого сборного чашечного резца, содержащего державку 1, режущую пластину с отверстием 3, оправки с базирующим для режущей пластины отверстием 2, прижимного элемента 4, винта 6 с прижимной частью 5.

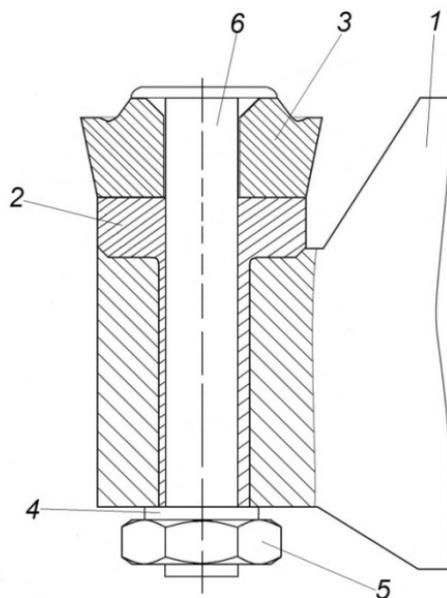


Рисунок 2.11 – Схема конструкции сборного чашечного резца

Диаметр режущей пластины $d = 27,8$ мм. Геометрические параметры режущей части: $\gamma = 15^\circ$, $\alpha = 11^\circ$. Материал режущей части резцов – твердый сплав Т14К8.

Оборудование для измерений. Различают условно два вида колебаний, сопровождающих процесс резания: вредные вибрации – собственные колебания, появляющиеся при механической обработке резанием, и полезные – направленные управляемые вибрации, специально применяемые для улучшения процесса резания.

Первые в свою очередь делятся на низкочастотные и высокочастотные колебания.

Низкочастотные колебания происходят преимущественно с частотами, близкими к частотам собственных колебаний деталей несущей системы станка (10...1000 Гц).

Высокочастотные колебания происходят с частотой, близкой к частоте собственных колебаний инструмента (1000...7000 Гц).

Следовательно, для исследования динамических процессов при контурной обработке сборными чашечными резцами необходимо использование виброизмерительной аппаратуры, измеряющей параметры колебаний в указанных диапазонах.

В качестве идентификационных признаков процесса колебаний, возникающих при контурной обработке на тяжелых токарных станках, принимаются величины относительных виброускорений сборных чашечных резцов, а также сборных резцов с тангенциальным креплением пластины.

Для исследования динамических характеристик сборных чашечных резцов разработан виброизмерительный комплекс, структурная схема которого представлена на рисунке 2.12.

Виброизмерительный комплекс состоит из персональной ЭВМ – ноутбук на базе процессора *Intel*, которая управляет процессом измерения, а специальное программное обеспечение позволяет производить визуальный контроль и создавать файлы данных измеряемых параметров. ПЭВМ должна быть достаточно производительной, для того чтобы успевать регистрировать и создавать файл данных, измеренных аналого-цифровым преобразователем (АЦП) в реальном времени.

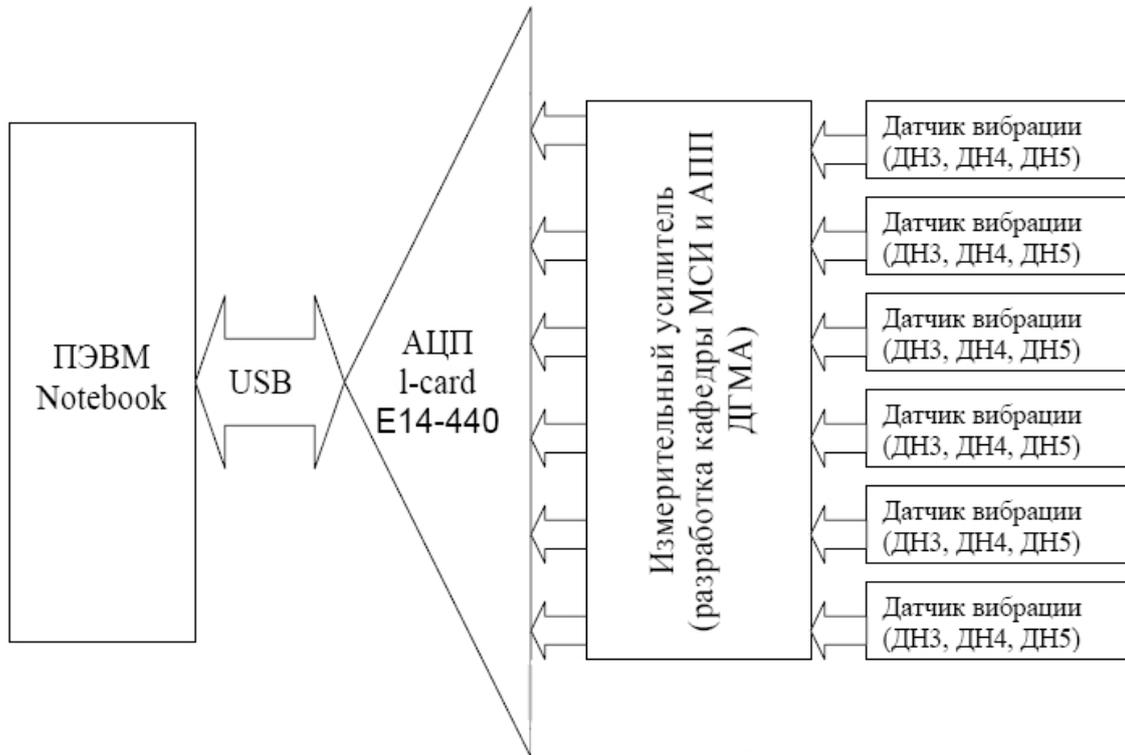


Рисунок 2.12 – Структурная схема измерительного комплекса

Внешний вид измерительного комплекса представлен на рисунке 2.13.

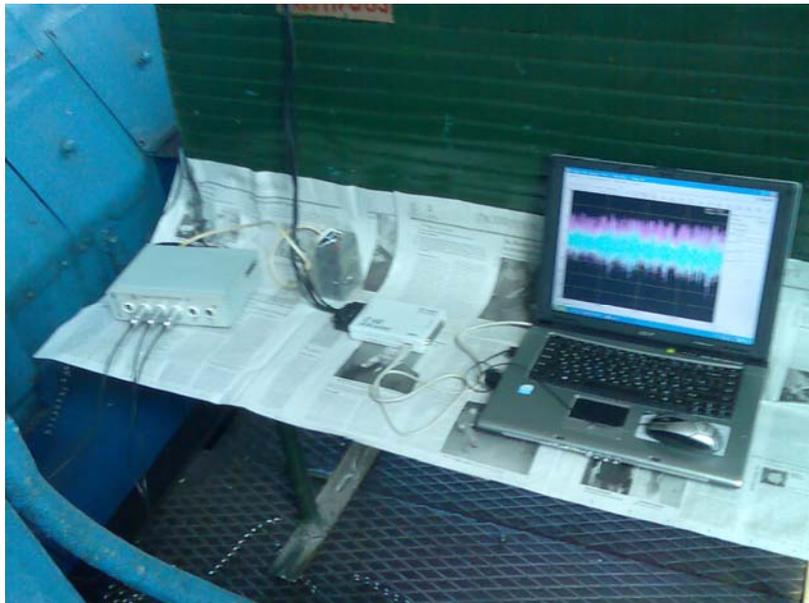


Рисунок 2.13 – Внешний вид виброизмерительного комплекса

Регистрация колебаний инструмента проводилась с помощью пьезоэлектрических датчиков, установленных на резце в направлениях, составляющих силы резания P_x , P_y , P_z , которые подключены к измерительному усилителю с питанием от аккумулятора.

Посредством интерфейса USB к ПЭВМ подключается аналого-цифровой преобразователь (АЦП), в качестве которого используется модуль фирмы L-card E14-440.

Модуль E14-440 является современным универсальным программно-аппаратным устройством для использования со стандартной последовательной шиной USB1.1 (USB2.0 совместимость) и предназначен для построения многоканальных измерительных систем ввода, вывода и обработки аналоговой и цифровой информации в составе персональных IBM-совместимых компьютеров. Модуль E14-440 имеет программно-управляемую настройку параметров сбора данных: числа и последовательности опроса входных каналов, диапазонов измерения, частоты преобразования АЦП.

Возможна синхронизация сбора данных по внешнему синхросигналу или по уровню входного сигнала. Применение цифрового сигнального процессора и возможность загрузки прикладных программ позволяют реализовывать различные функциональные алгоритмы и специализированные режимы работы модуля, в комплект поставки входит драйвер с наиболее используемыми алгоритмами ввода-вывода.

Ниже представлены основные технические параметры модуля E14-440:

- АЦП: 14 бит / 400 кГц, 32 канала с общей землей или 16 дифференциальных каналов;
- отношение сигнал/шум: 70 дБ;
- синхронизация АЦП от синхросигнала или по уровню аналогового сигнала;
- цифровые входы/выходы КМОП TTL: 16/16;
- встроенный цифровой сигнальный процессор ADSP-2185M (48 МГц, 16 кСлов ОЗУ, FIFO буфер АЦП 512-12288 Слов);

- разъемы: аналоговый разъем DRB-37V, цифровой разъем DRB-37F, USB розетка типа B;

- габариты: 129×95×26 мм.

Условия проведения эксперимента. Экспериментальные исследования колебаний сборных чашечных резцов проводились в производственных условиях. Объектами исследования являлись частота и амплитуда колебаний сборных чашечных резцов в зависимости от элементов режима резания.

При испытаниях проводилось девять серий экспериментов с разными значениями подачи инструмента s и скорости резания v . В зависимости от участка обработки для процесса обработки колесной пары использовались следующие режимы резания: глубина резания $t = 2 \dots 4$ мм, подача инструмента $s = 0,8 \dots 3,8$ мм/об, скорость резания $v = 36 \dots 75$ м/мин.

АЦП преобразует в цифровой вид данные, полученные с подключенных к его аналоговому входу измерительного усилителя и интерфейсного модуля. Подключение датчиков к АЦП выполняется при помощи разработанного авторами измерительного усилителя с высокоомным входом (входное сопротивление 0,5 ГОм) и единичным коэффициентом усиления.

Усилитель оснащен пассивным фильтром нижних частот (ФНЧ) второго порядка с частотой среза 15 кГц, что является обязательным условием применения АЦП без встроенного ФНЧ. Для снижения помех и обеспечения автономности измерительной системы усилитель питается от аккумуляторной батареи напряжением 6 В. К входным разъемам измерительного усилителя, в зависимости от исследуемых параметров, возможно подключение датчиков ДНЗ, ДН4 и ДН5. Установка датчиков показана на рисунке 2.14.

Технические характеристики датчиков указаны в приложении А. Для измерения низкочастотных колебаний применяется датчик ДН5 (диапазон измеряемых частот ниже 1000 Гц). Измерение средних и высоких частот колебаний производится соответственно датчиками: ДНЗ (линейный диапазон измеряемых частот до 4000 Гц) и ДН4 (диапазон частот до 12500 Гц), технические характеристики которых приведены в приложении А.



1 – P_z , 2 – P_x , 3 – P_y

Рисунок 2.14 – Установка датчиков виброускорений ДН-3
по направлениям сил резания

В результате покрывается весь диапазон исследуемых частот колебаний. Нижняя граница частотного диапазона определяется входным сопротивлением усилителя и собственной емкостью датчиков. Для приведенных выше условий она составляет 2...4 Гц.

Для измерения мгновенной частоты вращения к аналоговому входу АЦП Е14-440 подключается интерфейсный модуль, в состав которого входит формирователь импульсов начала отсчетов с блоком питания на 12 В. К входу интерфейсного модуля подключается датчик вращения модели ROD 230-9000 немецкой фирмы Heidenhain.

С целью исключения внешних помех ПЭВМ и измерительный усилитель подключаются от батарейного источника питания, а интерфейсный модуль, питающийся от сети переменного тока, гальванически развязан от измерительного комплекса.

Разработанный измерительный комплекс позволяет измерять диапазон частот колебаний от 2 до 12500 Гц, а также регистрировать изменение мгновенной частоты вращения.

Для управления ЭВМ и записи измеренных данных использовалось программное обеспечение Lgraph v.2.9г2, которое совместимо с различными АЦП фирмы L-card, в частности с E14-440, и предназначен для визуального наблюдения, записи и предварительной обработки данных, измеренных АЦП. Запись файла производится в dat-файл в виде 16-битных двоичных слов без разделителей. Программа позволяет наблюдать временную зависимость исследуемых сигналов по нескольким каналам. Максимальная частота дискретизации для АЦП E14-440 составляет 400кГц. Для четырех измерительных каналов частота дискретизации составляет соответственно 100 кГц, что позволяет без искажений регистрировать максимальную линейно измеряемую датчиками виброускорения частоту 12.5 кГц.

Анализ полученных экспериментальных данных выполнялся с использованием дискретного преобразования Фурье при помощи программного комплекса Lgraph. Предварительно для настройки делителя АЦП проводилась оценка формы и амплитуды колебаний векторное суммирование записанных сигналов колебаний в различных направлениях.

Анализ данных и вычисление дискретного преобразования Фурье выполнялись при помощи программного пакета для математических расчетов Matlab v. 8.0. Пример листинга программы для обработки полученных экспериментальных данных приведен в приложении Б.

Статистическая обработка экспериментальных данных. Результаты эксперимента носят случайный характер, поэтому полученные результаты должны подвергаться статистическому анализу. Для этого рассчитывается дисперсия, характеризующая ошибку опыта.

Проверка однородности дисперсии производится с помощью критерия Кохрена [38, 43]. Гипотеза об однородности дисперсии принимается в случае, когда экспериментальное значение критерия Кохрена G не превышает табличного $G_{кр}$. Построчные дисперсии подсчитываются по формуле [43]:

$$y_v^2 = \frac{\sum_{j=1}^r (y_{vj} - \bar{v}_v)^2}{r-1}, \quad (2.13)$$

где r – число повторных опытов в точках плана.

Дисперсия параметра рассчитывается по формуле [43]:

$$S^2\{y\} = \frac{\sum_{v=1}^n S_v^2}{n}. \quad (2.14)$$

где n – число опытов.

Последним этапом экспериментального исследования динамических характеристик сборных чашечных резцов является проверка адекватности модели.

Для определения степени точности значений, полученных экспериментально при ограниченном объеме испытаний, определяются доверительные интервалы, которые с доверительной вероятностью $1-\alpha$ накрывают истинное значение исследуемого параметра. Доверительный интервал для среднего значения параметра \bar{y} записывается в виде неравенства [43]:

$$\bar{y} - t_{кр} \frac{S\{y\}}{\sqrt{n}} < y < \bar{y} + t_{кр} \frac{S\{y\}}{\sqrt{n}}, \quad (2.15)$$

где \bar{y} – среднее значение исследуемого параметра;

$S\{y\}$ – среднее квадратичное отклонение исследуемого параметра;

$t_{кр}$ – критерий Стьюдента.

Выводы по разделу 2

1. Разработана методика проведения анализа среды функционирования сборных резцов, необходимая для выявления наиболее распространенных случаев обработки колесных пар.

2. Разработана иерархическая структура свойств, составляющих качество эксплуатации сборного режущего инструмента для обработки колесных пар, позволяющая количественно оценить качество процесса.

3. Разработана методика исследования напряженно-деформированного состояния сборного режущего инструмента для обработки колесных пар методом конечных элементов, который позволяет определить величину и распределение напряжений.

4. Разработана методика теоретических и экспериментальных исследований колебаний сборного режущего инструмента для обработки колесных пар, учет которых дает возможность усовершенствовать конструкции сборных резцов для восстановления профиля колесных пар.

РАЗДЕЛ 3

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР

3.1 Структура отказов сборных резцов для восстановления профиля колесных пар

Производительность процесса восстановления профиля колесных пар обработки очень часто ограничивается недостаточной прочностью и износостойкостью режущего инструмента. Так, изношенный профиль поверхности катания периодически восстанавливается механической обработкой с применением режущего инструмента, оснащенного твердосплавными пластинами.

К снижению стойкости режущего инструмента приводит также увеличение твердости и прочностных характеристик колесной стали, что вызывает повышенный его расход [17] и как следствие увеличивает затраты на ремонт колес. Все это одновременно с колебаниями глубины резания и твердости вызывает изменение силовых нагрузок в процессе восстановления профиля колеса в широких пределах, что в совокупности отрицательно влияет на режущий инструмент, оборудование и в целом на производительность процесса обработки.

На практике при обточке колеса во избежание разрушения режущей части нередко завышают глубину резания, срезая работоспособный слой металла обода (работа «под корку» – технологический износ). При этом искусственно уменьшается срок службы колеса.

Поэтому повышение прочности режущей части инструмента является весьма важной для практики проблемой как с позиции повышения срока службы колеса, так и с позиции совершенствования технологии восстановления профиля. В связи с этим одним из направлений совершенствования технологического

процесса восстановления колесных пар и экономии ресурса колеса и инструмента является обеспечение его работоспособности.

Различные условия работы колесных пар под каждым видом подвижного состава обуславливают различные типы наиболее часто встречающихся дефектов (ползунов и выщербины, пример которых показан на рисунке 3.1), которые образуются на поверхности катания в процессе эксплуатации.

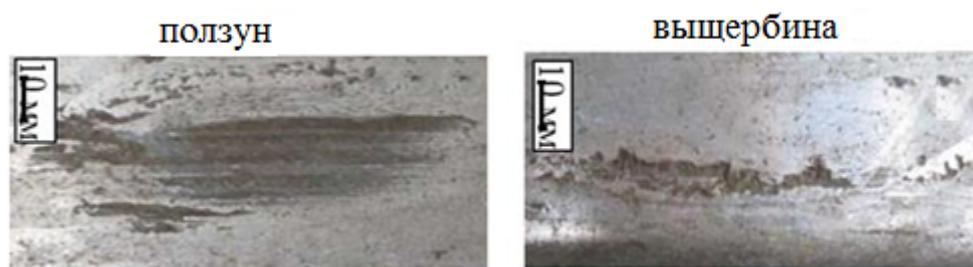


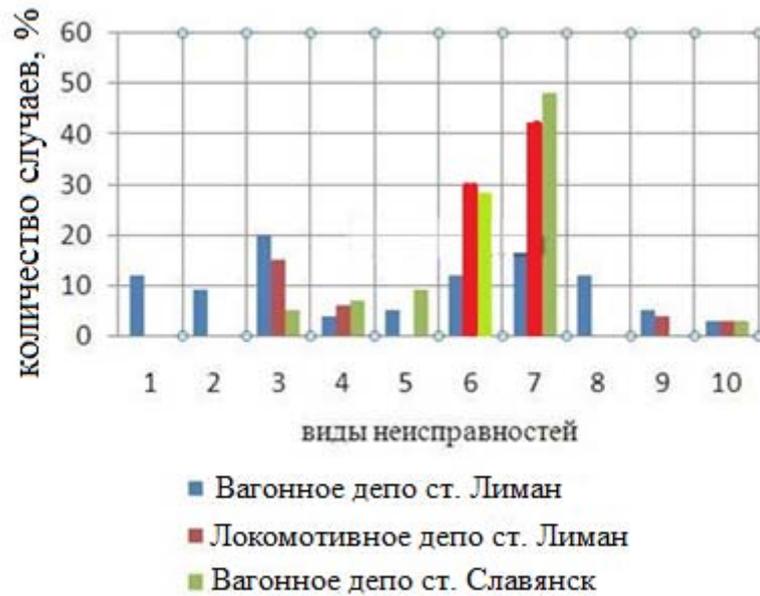
Рисунок 3.1 – Примеры ползуна и выщербины на поверхности колеса

Это подтверждается результатами анализа данных по дефектам на поверхности катания трех ремонтных депо Донецкой железной дороги (локомотивное и вагонное депо станции Лиман, а также вагонное депо станции Славянск), которые приведены на рисунке 3.2.

Анализ статистических данных неисправностей колесных пар показал [81]:

- в вагонном депо станции Лиман основными дефектами колесных пар являлись: тонкий гребень – 20 %, выщербины – 18 %, ползун – 12 %, «навар» – 12 %;
- в локомотивном депо станции Лиман основными дефектами колесных пар являлись: выщербины – 42 %, ползун – 30 %, тонкий гребень – 14 %;
- в вагонном депо станции Славянск основными дефектами колесных пар являлись: выщербины – 48 %, ползун – 28 %, тонкий обод – 9 %.

Анализ стойкости режущего инструмента при обработке локомотивных колесных пар проводился на примере сборных чашечных резцов ($d = 28,5$ мм, Т14К8) в колесно-роликовом цехе локомотивного депо г. Лимана.



1 – круговой наплыв на фаску; 2 – кольцевые выработки; 3 – тонкий гребень;
 4 – остроконечный накат гребня; 5 – тонкий обод; 6 – ползун; 7 – выщербины;
 8 – «навар»; 9 – разность диаметров колес более допускаемой;
 10 – прочие дефекты

Рисунок 3.2 – Распределение неисправностей колесных пар

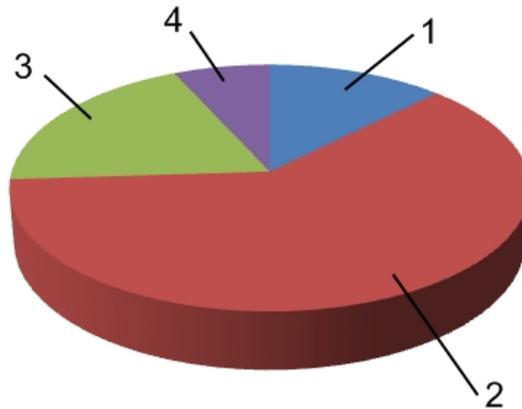
Обработка производилась на колесотокарном станке 1836.

Величина износа режущей части пластины контролировалась по двум параметрам: ширине и высоте. Виды отказов чашечных пластин показаны на рисунке 3.3.



Рисунок 3.3 – Примеры отказов чашечных пластин

Основными видами износа режущей части пластин являлись (рисунок 3.4): износ – 12,5 %, выкрашивания частиц пластины (0,2...0,5 мм) – 61,5 %, сколы (0,5...2 мм) – 19,2 %, и поломки пластины – 6,8 %. Основными причинами выкрашиваний, сколов и поломок пластины при обработке колесных пар являются ползуны, накаты, навары, выщербины и т. п.



1 – затупления; 2 – выкрашивания (0,2...0,5 мм); 3 – сколы (0,5...2 мм);
4 – поломки

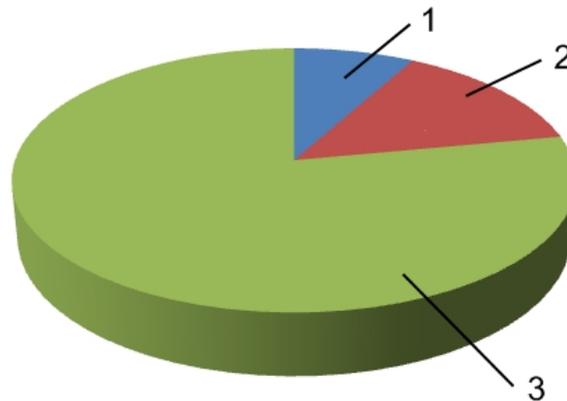
Рисунок 3.4 – Статистика отказов чашечных резцов

Примеры отказов тангенциальных пластин и кассет сборных резцов показаны на рисунке 3.5.



Рисунок 3.5 – Примеры отказов тангенциальных пластин (а) и кассет сборных резцов с тангенциальным расположением пластины (б)

Анализ стойкости сборных резцов с тангенциальным креплением пластины (рисунок 3.6) показал, что основными видами износа режущей части тангенциальных пластин являлись: затупления – 8 %, выкрашивания частиц пластины (до 1 мм) – 14 %, сколы и поломки пластины – 78 %.



1 – затупление; 2 – выкрашивания частиц пластины (до 1 мм);

3 – сколы и поломки пластины

Рисунок 3.6 – Статистика отказов сборных резцов с тангенциальным креплением пластины

Для определения законов распределения величины износа была разработана информационная система для проведения статистических расчетов «Надежность», программная реализация которой выполнена в среде Borland Delphi 6.0.

Анализ отказов чашечных пластин (объем выборки $n = 350$) показал, что распределение величины разрушения по высоте пластины не противоречит экспоненциальному закону и имеет следующий вид: $f(\Delta) = 0,48 \cdot e^{-0,48\Delta}$, где Δ – величина разрушения; распределение величины разрушения по ширине пластины не противоречит закону Вейбулла-Гнеденко и имеет следующий вид:

$$f(\Delta) = 0,05 \cdot \Delta^{1,29} \cdot e^{-\left(\frac{\Delta}{5,19}\right)^{2,29}}.$$

Законы распределения величин разрушения чашечных пластин показаны на рисунке 3.7.

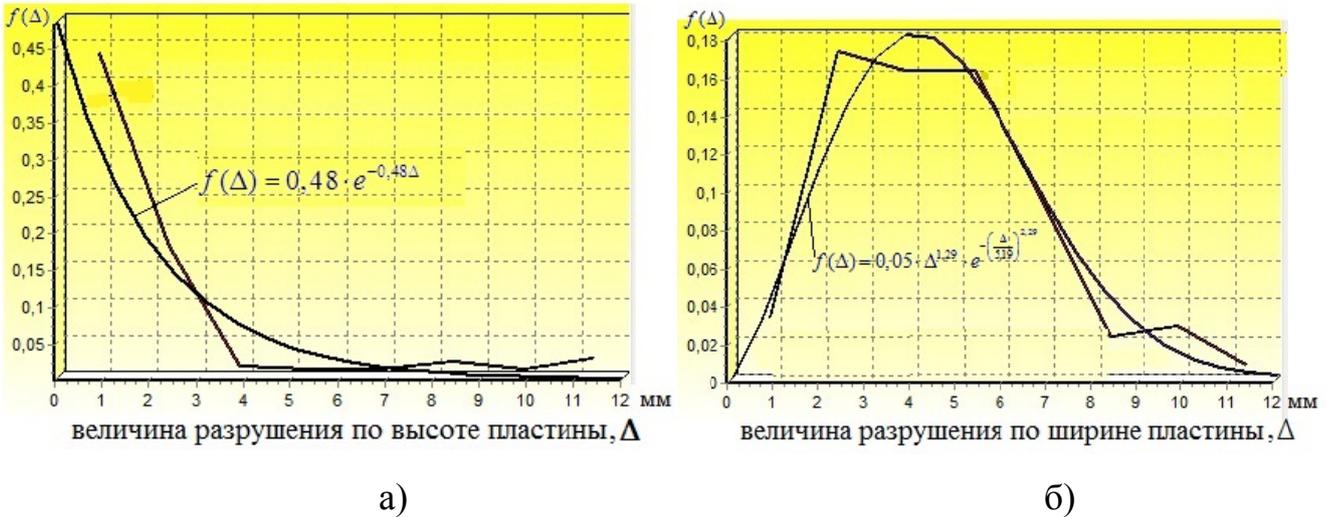


Рисунок 3.7 – Распределение величин разрушения (Δ) по высоте (а) и ширине (б) чашечной пластины

Для определения совместного влияния на отказ инструмента величины разрушений по ширине и высоте пластины сборного чашечного инструмента была проанализирована двумерная поверхность плотности распределения указанных параметров, представленная на рисунке 3.8.

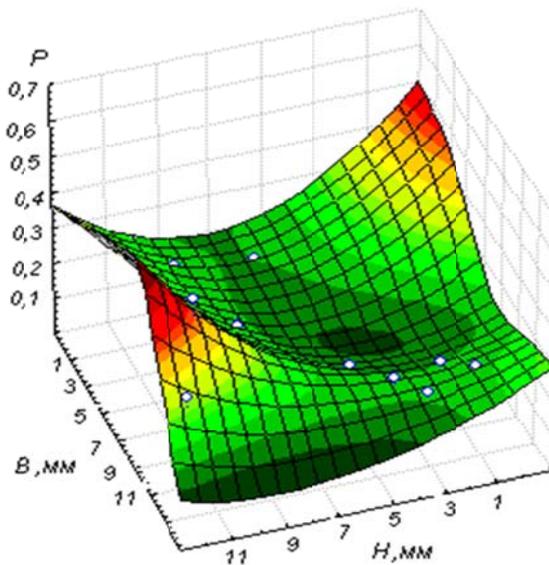


Рисунок 3.8 – Поверхность плотности распределения величин разрушений по ширине и высоте чашечной пластины

Установлено, что ширина среза (особенно в зоне перехода от галтели к ребре) имеет большее влияние на отказ инструмента, чем толщина среза.

Это указывает на то, что ширина среза имеет более существенное влияние на динамику процесса резания.

Поэтому в дальнейшем существует необходимость динамического моделирования процесса восстановления профиля колесных пар сборными чашечными резцами.

Анализ отказов тангенциальных пластин (объем выборки $n = 300$) показал, что распределение величины разрушения по высоте пластины не противоречит закону Вейбулла-Гнеденко и имеет следующий вид:

$$f(\Delta) = 0,05 \cdot \Delta^{0,52} \cdot e^{-\left(\frac{\Delta}{5,5}\right)^{1,5}} ;$$

распределение величины разрушения по ширине пластины не противоречит закону Вейбулла-Гнеденко и имеет следующий вид:

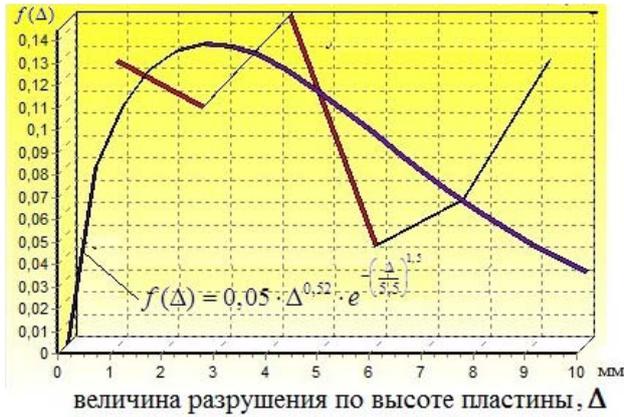
$$f(\Delta) = 0,1 \cdot \Delta^{0,49} \cdot e^{-\left(\frac{\Delta}{5,96}\right)^{1,49}} ;$$

распределение величины разрушения по длине пластины не противоречит экспоненциальному закону и имеет следующий вид:

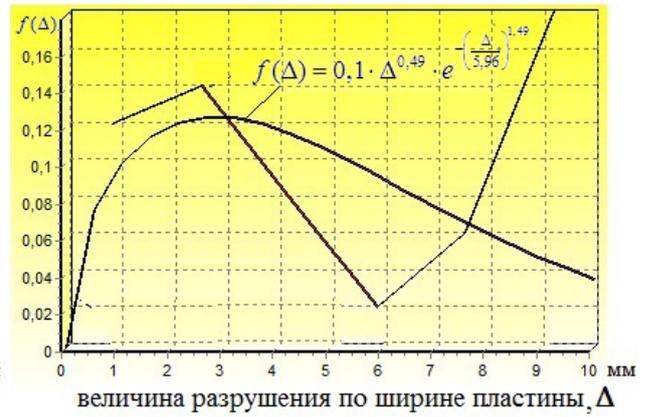
$$f(\Delta) = 0,12 \cdot e^{-0,12\Delta} .$$

Законы распределения величин разрушения тангенциальных пластин показаны на рисунке 3.9.

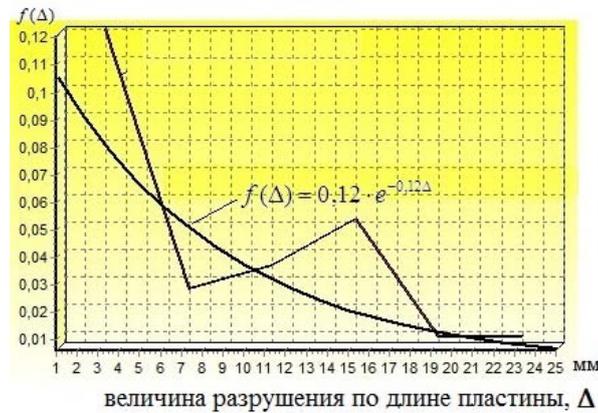
Согласно данным распределениям установлено, что наиболее опасными сечениями являются сечения вблизи режущей кромки, а также в области крепления пластины на штифте.



а)



б)



в)

Рисунок 3.9 – Распределение величин разрушения (Δ) по высоте (а), ширине (б) и длине (в) тангенциальной пластины

Как показал анализ отказов тангенциальных пластин, представленный на рисунке 3.6, основным видом отказов являются сколы и поломки, которые возникают вследствие значительных растягивающих напряжений на передней поверхности режущих пластин.

Поэтому возникает необходимость проанализировать напряженно-деформированное состояние режущей призматической пластины сборного реза для восстановления профиля колесных пар.

3.2 Исследование напряженно-деформированного состояния режущей пластины сборного чашечного резца

Для исследования напряженно-деформированного состояния режущей кромки сборного чашечного инструмента был применен метод конечных элементов, расчеты с учетом сил контактного взаимодействия между элементами конструкции, зазоров и сил трения производились в программной среде ANSYS [7, 115].

В качестве базовой для расчета была принята режущая пластина сборного чашечного резца RPUX2709MO24 (рисунок 3.10) из твердого сплава T14K8, диаметр которой $d = 27,8$ мм.

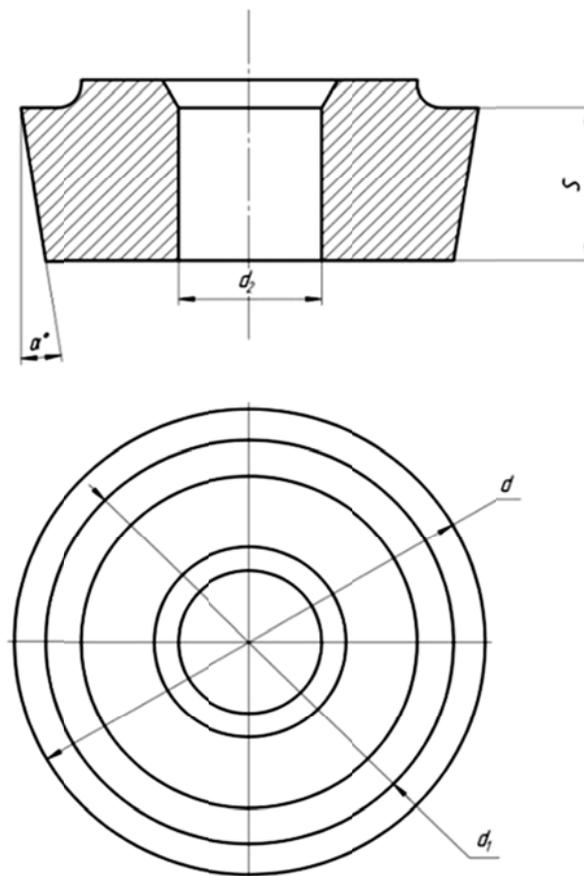


Рисунок 3.10 – Режущая пластина исследуемого сборного чашечного резца

Геометрические параметры пластины: $s = 9,52$ мм, $d_1 = 18,4$ мм, $d_2 = 10$ мм, $\gamma = 15^\circ$, $\alpha = 11^\circ$.

Пластина располагалась на державке сечением $B \times H = 50 \times 70$ мм [27, 28].

Конструкция исследуемого сборного чашечного резца показана на рисунке 3.11.

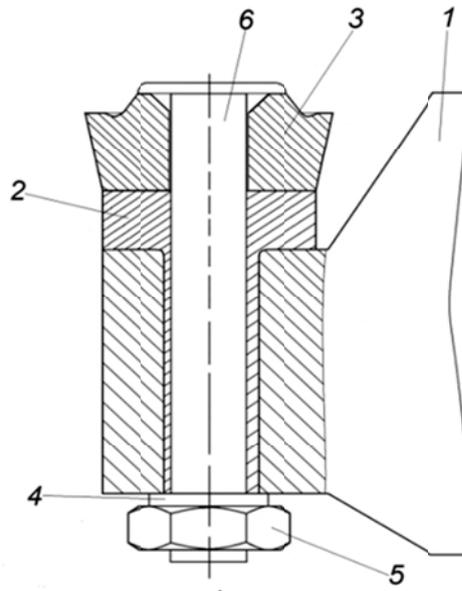


Рисунок 3.11 – Исследуемая конструкция сборного чашечного резца

Крепление режущей пластины 3 в исследуемой конструкции осуществляется прижатием сверху с помощью болта 6, а упорная часть режущей пластины 3 контактирует с упорной частью оправки 2. Прижатие болта 6 осуществляется с помощью шайбы 4 и гайки 5.

Анализ механизма разрушения инструментальных материалов показывает, что в соответствии с принципами механики сплошной среды состояние материала в точке возможного его разрушения полностью определяется уровнем действующих напряжений.

Так как наступление предельного состояния обуславливается критерием возникновения трещины, тесно связанным с касательными напряжениями, и критерием их распространения, обуславливаемого нормальными растягивающими

напряжениями, то общий критерий прочности инструментальных материалов должен учитывать действие этих обоих механизмов разрушения.

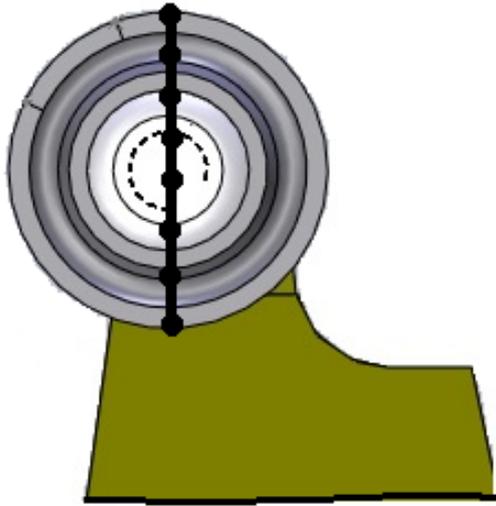
Если при низких температурах нагрева наибольшее значение для разрушения инструментальных материалов имеют нормальные растягивающие напряжения, то с повышением температуры увеличивается роль касательных напряжений. Этот общий критерий прочности инструментальных материалов учитывается эквивалентными напряжениями [72, 78].

Для определения зоны максимальных растягивающих напряжений на поверхности режущей пластины сборного чашечного резца были произведены соответствующие расчеты в среде программного пакета ANSYS, которые представлены на рисунке 3.12.

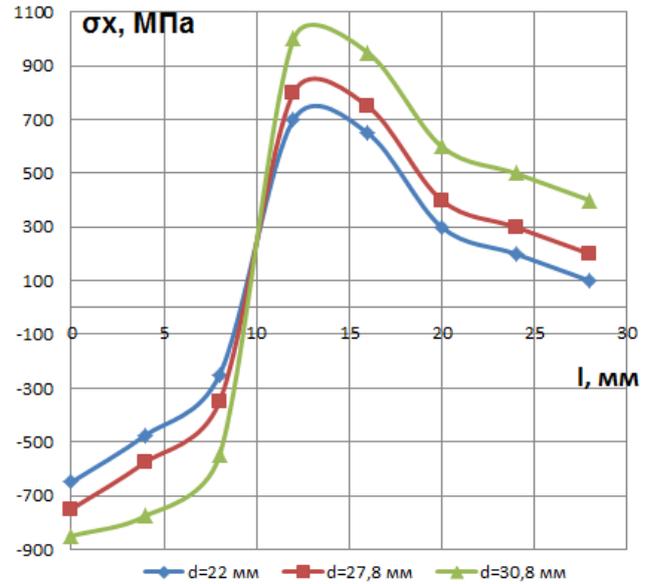
Данный программный продукт позволяет проводить полноценный, основанный на методе конечных элементов анализ прочности сборных конструкций с учетом сил контактного взаимодействия между элементами сборной конструкции, а также зазоров и сил трения.

В результате расчета было установлено, что максимальные напряжения на поверхности режущей пластины ($\sigma_x = 650$ МПа, диаметр пластины $d = 22$ мм, $\sigma_x = 800$ МПа, диаметр пластины $d = 27,8$ мм, $\sigma_x = 1000$ МПа, диаметр пластины $d = 30,8$ мм; $\sigma_y = 1100$ МПа, диаметр пластины $d = 22$ мм, $\sigma_y = 1300$ МПа, диаметр пластины $d = 27,8$ мм, $\sigma_y = 1400$ МПа, диаметр пластины $d = 30,8$ мм; $\sigma_z = 700$ МПа, диаметр пластины $d = 22$ мм, $\sigma_z = 750$ МПа, диаметр пластины $d = 27,8$ мм, $\sigma_z = 800$ МПа, диаметр пластины $d = 30,8$ мм) возникают на расстоянии 12...16 мм от края режущей кромки, что соответствует области крепления пластины винтом.

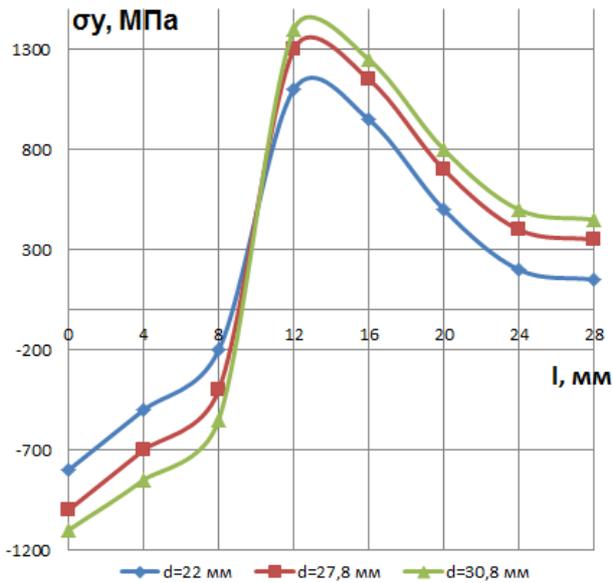
Таким образом, дальнейшие расчеты напряженно-деформированного состояния сборного чашечного резца в зависимости от участка обработки производились в зоне максимальных нормальных напряжений, то есть в области крепления режущей пластины винтом.



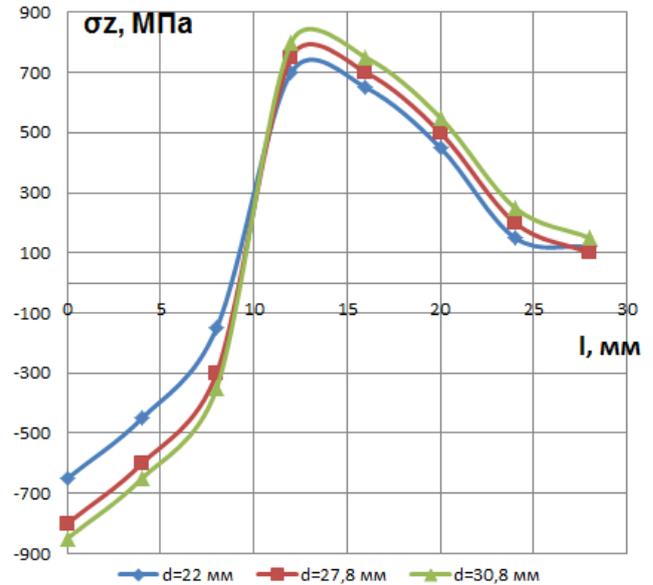
а)



б)



в)



г)

а – схема измерений; б – нормальные напряжения σ_x ;

в – нормальные напряжения σ_y ; г – нормальные напряжения σ_z

Рисунок 3.12 – Схема измерений и результаты расчета нормальных напряжений σ_x , σ_y , σ_z на поверхности режущей пластины сборного чашечного резца

Расчетная схема для определения напряженно-деформированного состояния сборного чашечного резца в зависимости от участка обработки колесной пары показана на рисунке 3.13.

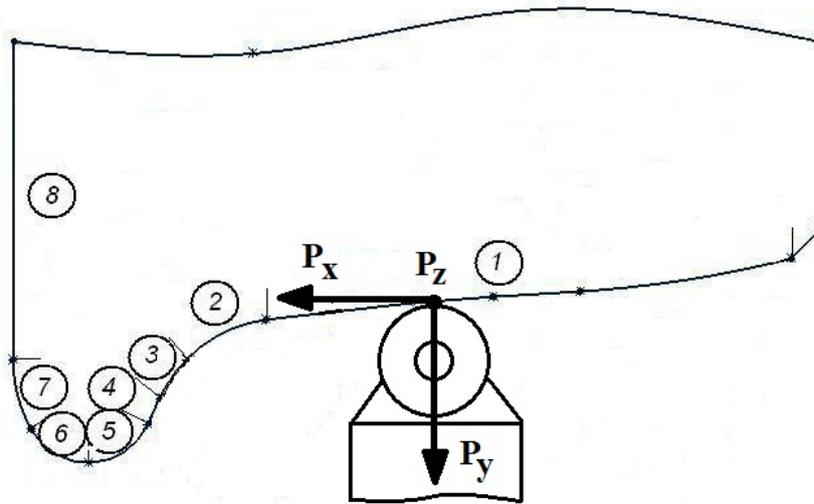


Рисунок 3.13 – Расчетная схема для определения напряженно-деформированного состояния сборного чашечного резца

Нагрузка сил резания прикладывалась к передней поверхности пластины в направлении действия составляющих силы резания P_z и P_y .

Величины составляющих силы резания определялись согласно общемашиностроительным режимам резания для тяжелых станков для каждого участка обработки [71].

В зависимости от участка обработки колесной пары к режущей кромке сборного чашечного инструмента были приложены следующие силы резания, которые были приняты для черновых режимов резания, применяемых при обработке колесных пар локомотивов на колесотокарном станке КЖ1836М.10 и показанные в таблице 3.1.

Для анализа жесткости крепления рассматриваемых конструкций производился расчет упругих перемещений режущей кромки в базовой и усовершенствованной конструкциях сборного чашечного инструмента. Зная упругие перемещения, можно вычислить жесткость режущей части сборного инструмента в направлении осей жесткости x , y , z по формуле $j_{x, y, z} = P_{x, y, z} / \Delta_{x, y, z}$, где $P_{x, y, z}$ – силы резания; $\Delta_{x, y, z}$ – упругие перемещения в приложенной точке режущей кромки сборного инструмента по осям x , y , z .

Таблица 3.1 – Режимы резания исследуемых участков обработки колесной пары

Номер участка	v , об/мин	s , мм/об	t , мм	$V_{рез}$, м/мин	P_y , Н	P_z , Н	P , Н
1	12	3	3	41,7	5439	13310	15140
2	12	2	3,5	49	4670	11180	12840
3	12	2	2,5	51	3398	7928	9123
4	12	2	2,5	51	3398	7928	9123
5	12	1,5	1,2	65,4	1375	2959	3450
6	12	1,5	1,2	65,4	1375	2959	3450
7	12	1	2,5	53,4	1684	3728	4295
8	12	2,5	0,5	59,3	875	1835	2128

Пример расчета упругих перемещений в программной среде ANSYS показан на рисунке 3.14.

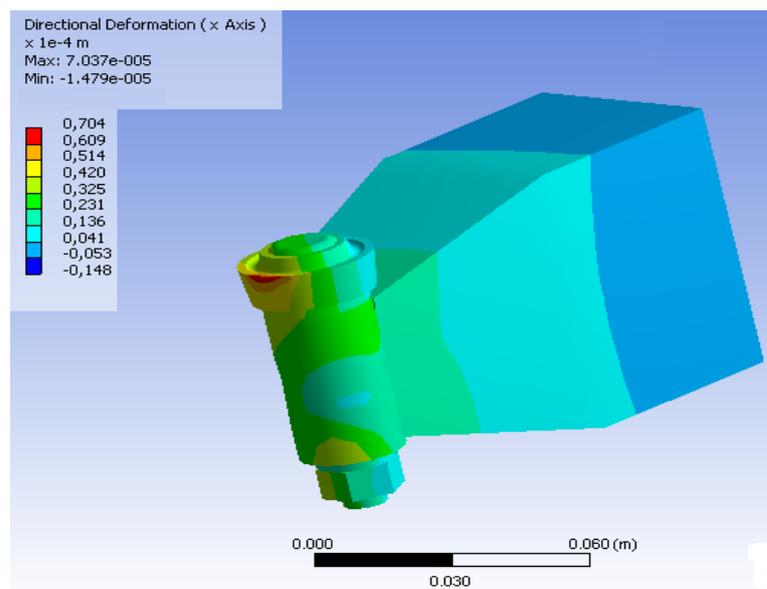


Рисунок 3.14 – Пример расчета упругих перемещений режущей кромки

На рисунке 3.15 представлены графические изображения результатов расчета упругих перемещений режущей кромки сборного чашечного резца базовой конструкции в приложенной точке в направлении осей x , y , z . Расчеты производились для различных диаметров режущей пластины: $d = 22$ мм; 27,8 мм; 30,8 мм.

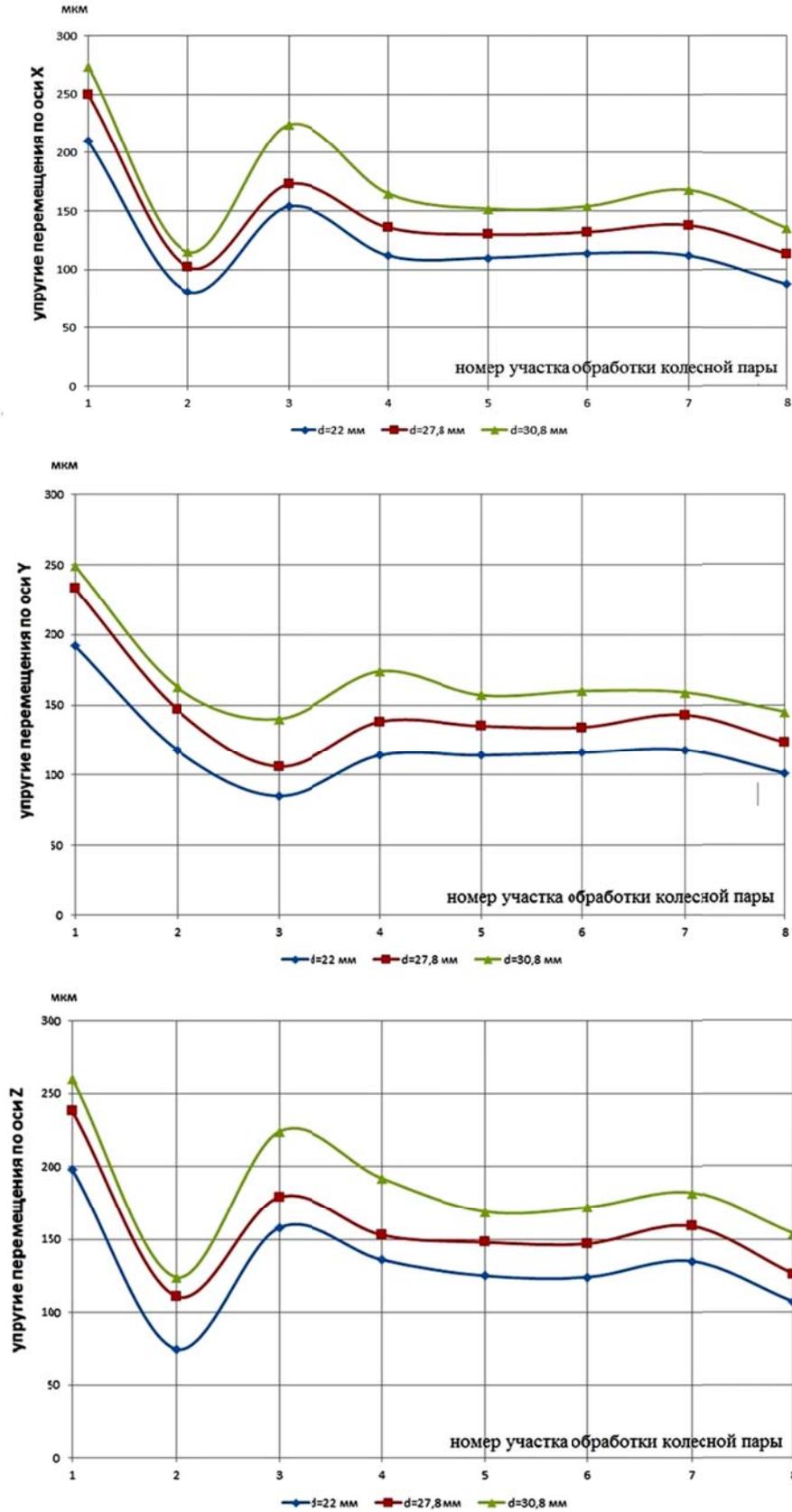


Рисунок 3.15 – Упругие перемещения режущей части чашечной пластины в направлении осей x, y, z

Из рисунка 3.15 видно, что максимальные упругие перемещения возникают на участке 1 (обработка по кругу катания): $\Delta x = 250$ мкм, $\Delta y = 233$ мкм, $\Delta z = 238$ мкм, а также на участке 3 (зона перехода от галтели к реборде, где снимается наибольший припуск): $\Delta x = 173$ мкм, $\Delta y = 106$ мкм, $\Delta z = 179$ мкм.

На рисунке 3.16 представлена поверхность распределения упругих перемещений в направлении осей x и y в зависимости от силы резания P .

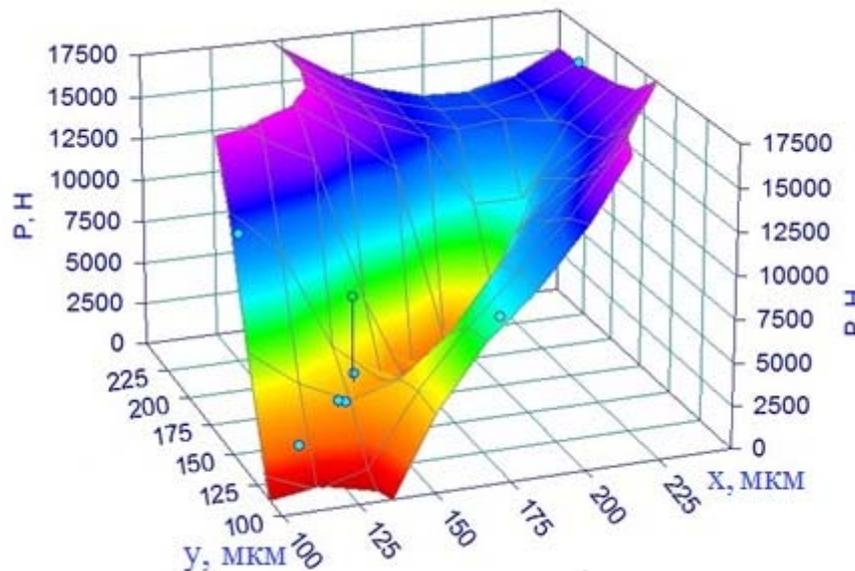


Рисунок 3.16 – Упругие перемещения пластины по осям x и y в зависимости от силы резания

Для повышения надежности базирования чашечной пластины по упорной и опорной поверхностям сборного резца была разработана усовершенствованная конструкция с упругой разрезной втулкой, которая контактирует своим коническим участком с конической торцовой поверхностью цилиндрического выступа оправки. За счет деформации разрезного элемента (втулки) происходит закрепление цилиндрической части разрезного элемента с цилиндрической поверхностью отверстия режущей пластины. Усовершенствованная конструкция сборного чашечного резца показана на рисунке 3.17.

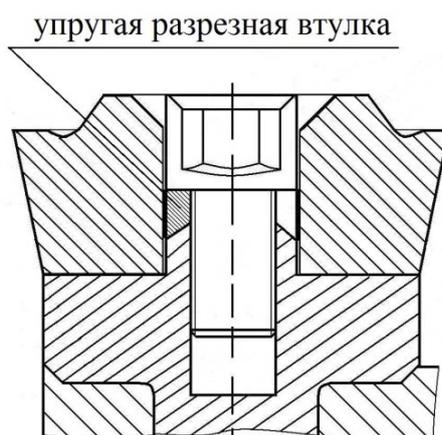


Рисунок 3.17 – Усовершенствованная конструкция сборного чашечного резца

Далее были произведены расчеты упругих перемещений режущей части усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца, диаметр пластины которой равен $d = 27,8$ мм.

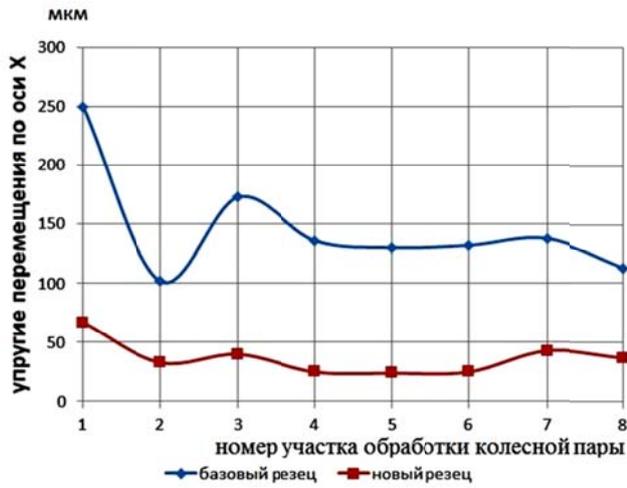
На рисунке 3.18 представлены упругие перемещения пластины усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца в направлении осей x , y , z по сравнению с базовой конструкцией.

Как видно из сравнительного анализа упругих перемещений режущей части сборного чашечного резца базовой и усовершенствованной конструкций, в направлении всех осей имеем многократное снижение величины этих перемещений.

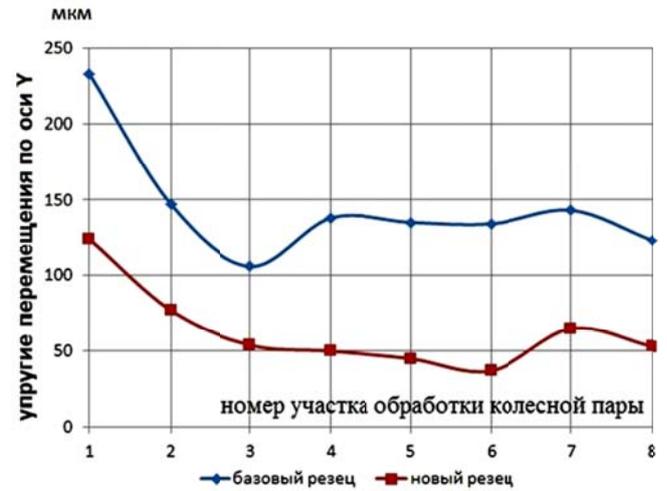
Проведем сравнение величины упругих перемещений на участках обработки колеса с максимальными режимами резания: участок 1 (обработка по кругу катания) и участок 3 (переход от галтели к реборде).

Анализируя участок 1 (рисунок 3.19), величина упругих перемещений вдоль оси x уменьшилась в 3,7 раза, вдоль оси y – в 1,9 раза, вдоль оси z – в 1,5 раза.

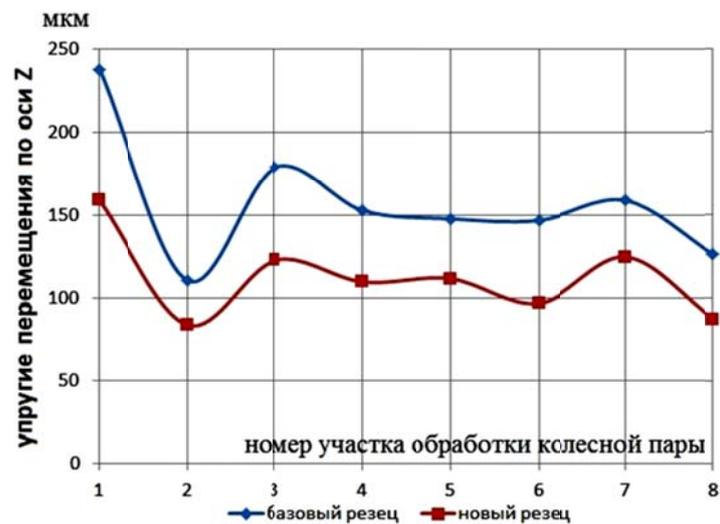
Анализируя участок 3 (рисунок 3.20), величина упругих перемещений вдоль оси x уменьшилась в 4,3 раза, вдоль оси y – в 2 раза, вдоль оси z – в 1,5 раза.



а)



б)



в)

а – упругие перемещения по оси x ;б – упругие перемещения по оси y ;в – упругие перемещения по оси z

Рисунок 3.18 – Упругие перемещения режущей части
сборного чашечного резца
базовой и усовершенствованной конструкций

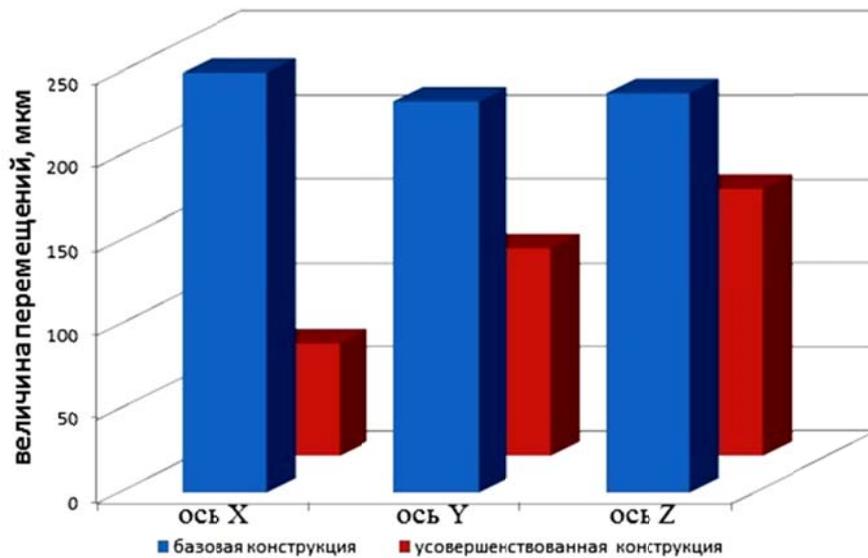


Рисунок 3.19 – Величина упругих перемещений в направлении осей x , y , z базовой и усовершенствованной конструкций сборного чашечного резца на участке 1 (обработка по кругу катания)

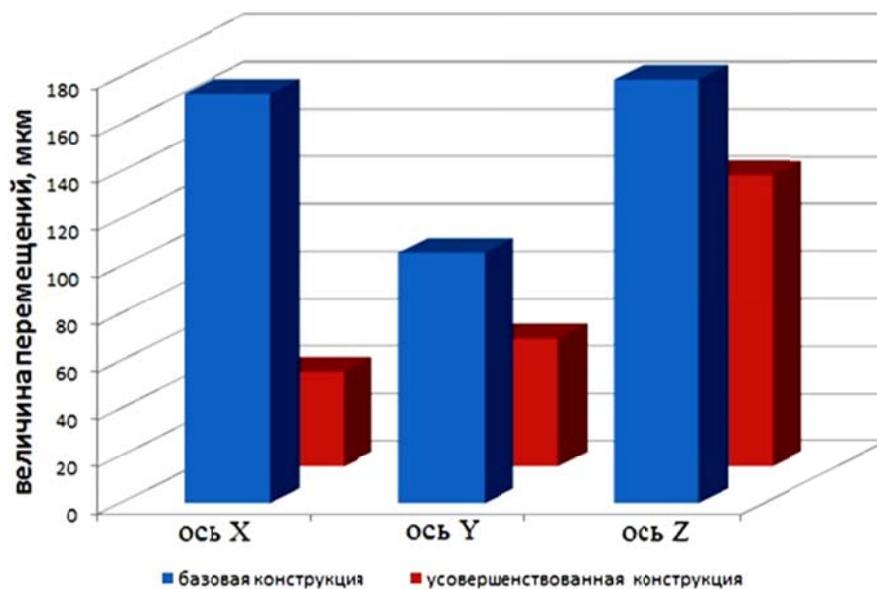


Рисунок 3.20 – Величина упругих перемещений в направлении осей x , y , z базовой и усовершенствованной конструкций сборного чашечного резца на участке 3 (переход от галтели к реборде)

На рисунке 3.21 представлены нормальные напряжения σ_x , σ_y , а на рисунке 3.22 – нормальные σ_z и эквивалентные напряжения.

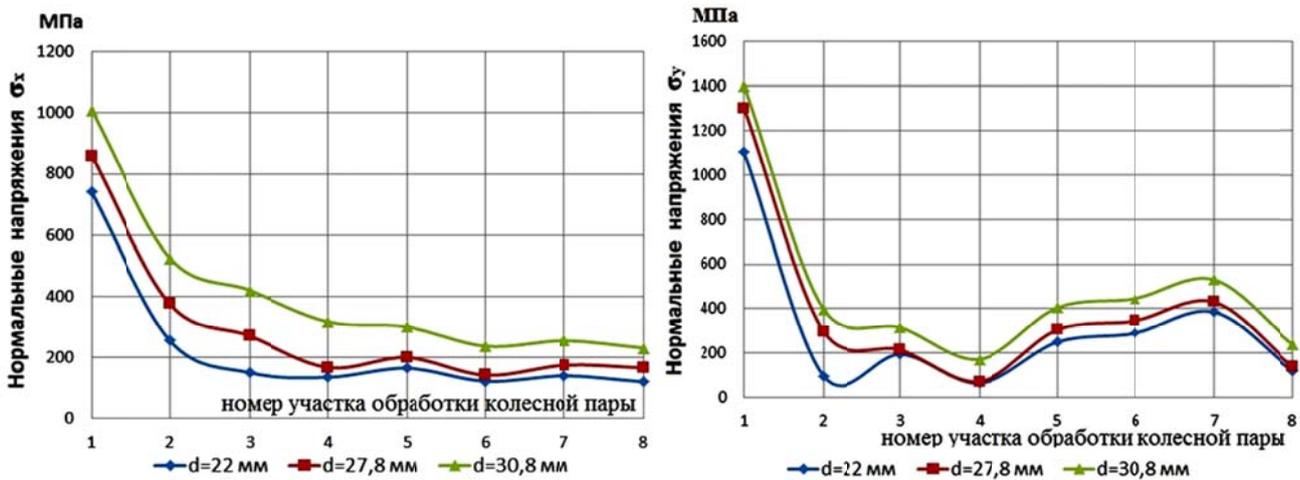


Рисунок 3.21 – Нормальные напряжения σ_x , σ_y на поверхности пластины сборного чашечного резца

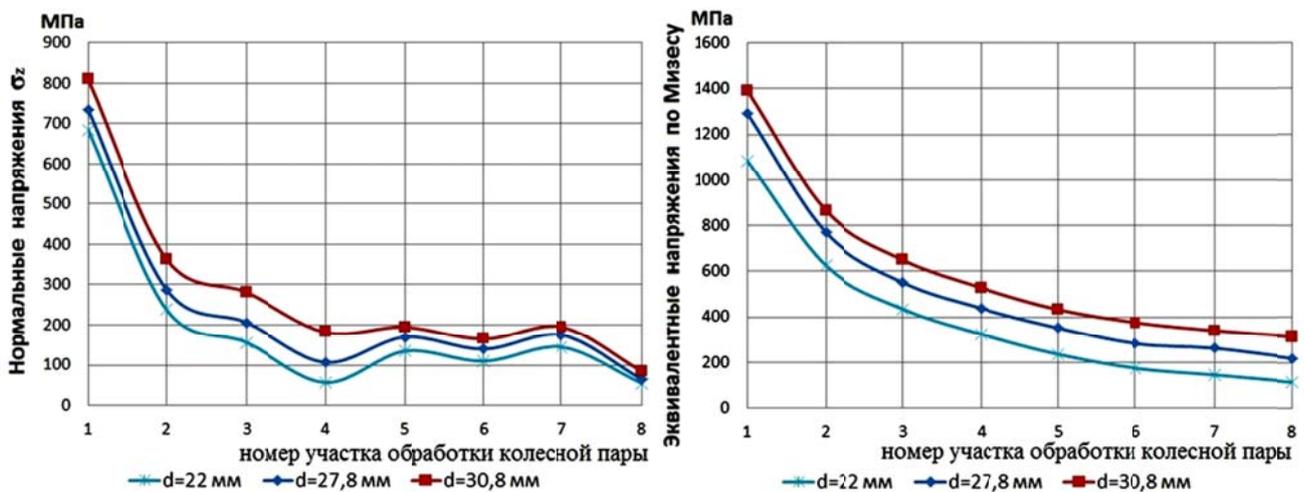


Рисунок 3.22 – Нормальные σ_z и эквивалентные напряжения на поверхности пластины сборного чашечного резца

Напряжения определялись на передней поверхности режущей кромки в зависимости от участка обработки и диаметра пластины.

Как показал анализ напряжений, максимальные напряжения на режущей пластине возникают на участках обработки 1 (σ_x – до 1010 МПа, σ_y – до 1400 МПа) и 2 (σ_x – до 525 МПа, σ_y – до 400 МПа).

Эквивалентные напряжения по Мизесу, которые определялись на передней поверхности режущей пластины в зависимости от участка обработки и диаметра пластины на указанных участках обработки колесной пары, возрастают до значений 1292 и 769 МПа соответственно.

Также были произведены сравнительные расчеты нормальных и эквивалентных напряжений базовой и усовершенствованной конструкций (диаметр пластины $d = 27,8$ мм), которые представлены на рисунках 3.23, 3.24.

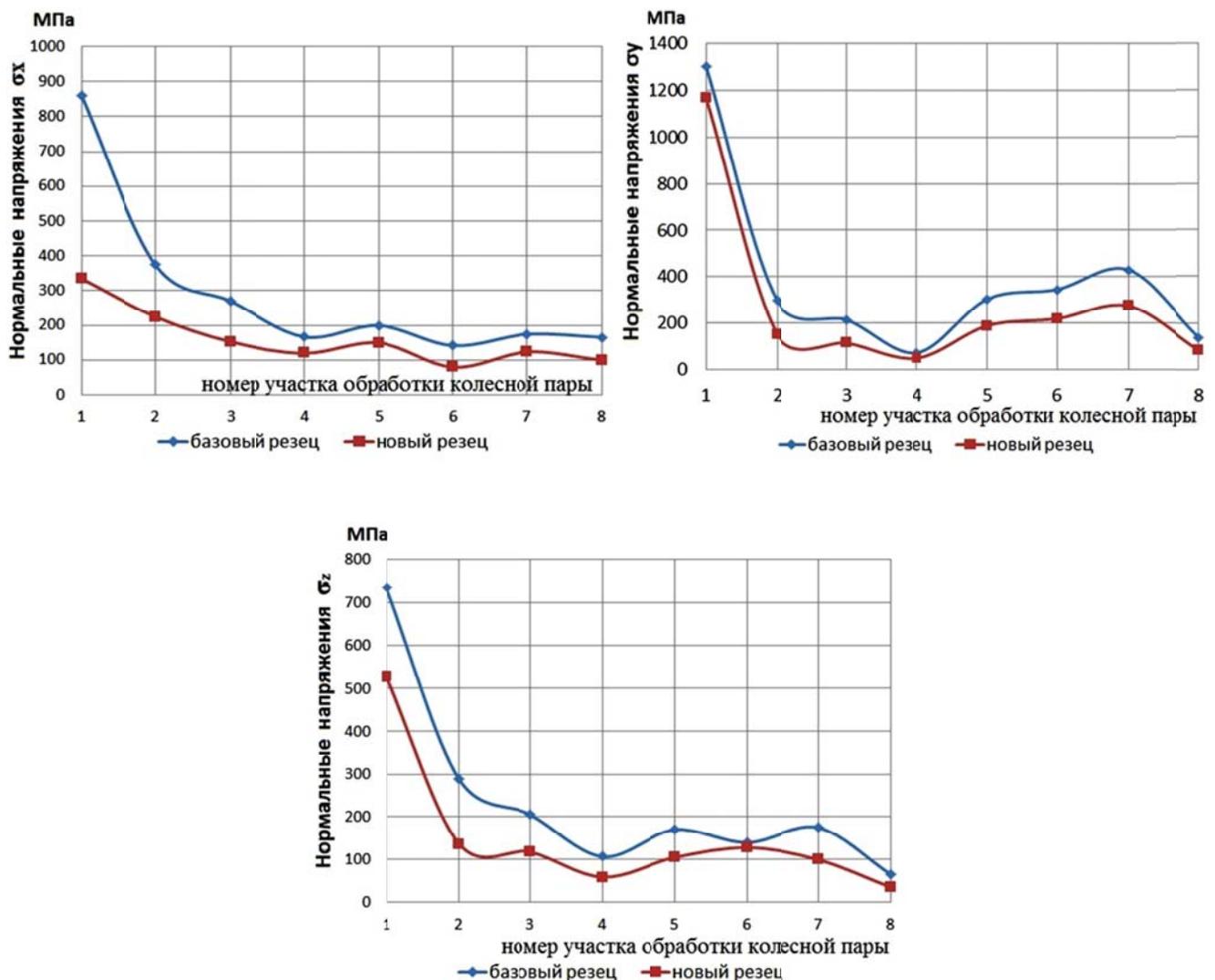


Рисунок 3.23 – Нормальные напряжения σ_x , σ_y , σ_z базовой и усовершенствованных конструкций сборного чашечного резца

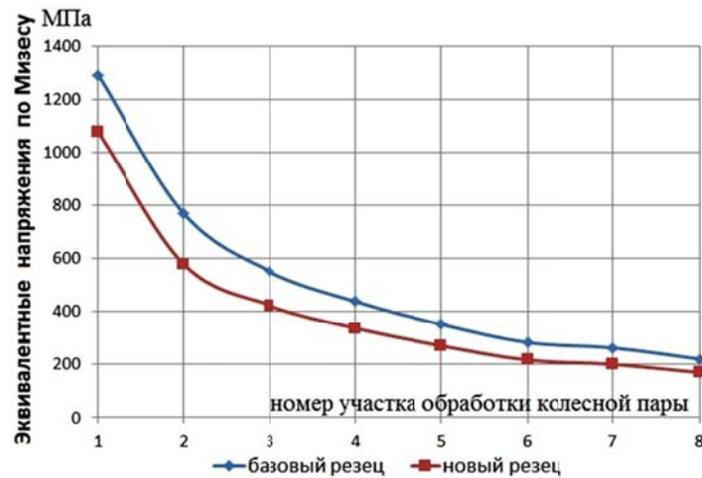


Рисунок 3.24 – Эквивалентные по Мизесу напряжения базовой и усовершенствованных конструкций сборного чашечного резца

Как показал анализ сравнения нормальных и эквивалентных напряжений на режущей пластине базовой и усовершенствованной конструкций сборного чашечного резца (рисунок 3.25), имеем снижение величины нормальных напряжений: σ_x – в 2,6 раза, σ_y – в 1,1 раза, σ_z – в 1,4 раза, а также снижение величины эквивалентных напряжений σ_3 – в 1,14 раза.

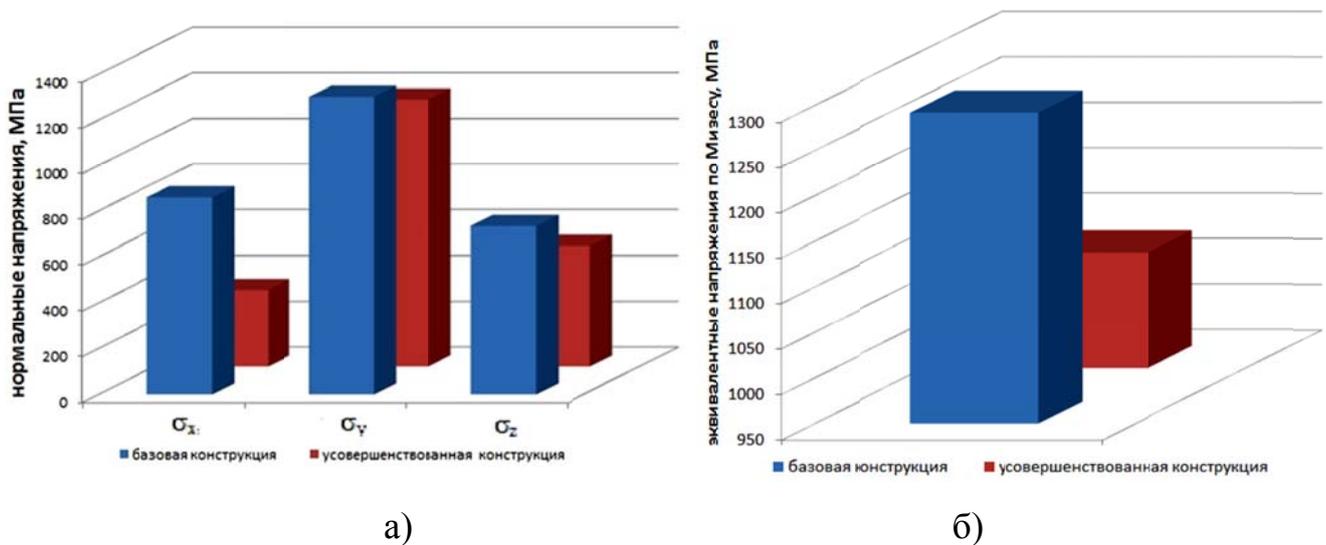


Рисунок 3.25 – Сравнение нормальных (а) и эквивалентных (б) напряжений базовой и усовершенствованных конструкций сборного чашечного резца

С целью максимально жесткого закрепления режущей пластины в плоскости XU в данной работе был определен рациональный угол наклона конусного сопряжения разрезной втулки с оправкой Ψ усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца [132]. Данный угол показан на рисунке 3.26.

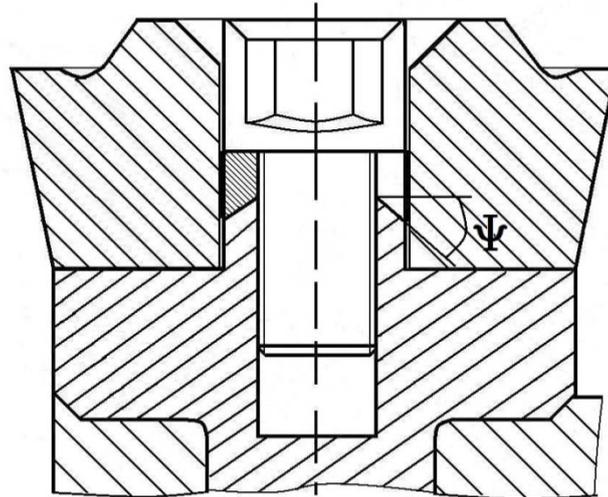
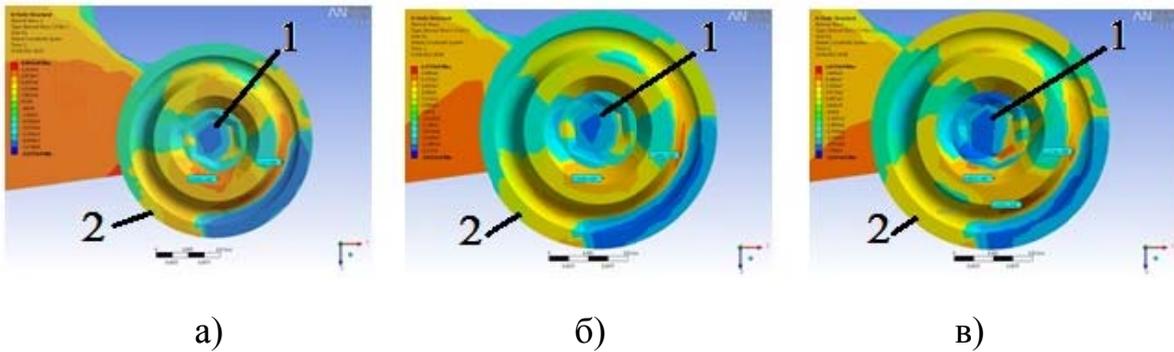


Рисунок 3.26 – К определению рационального угла наклона конусного сопряжения разрезной втулки с оправкой Ψ

Расчеты производились для следующих значений угла $\Psi = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$.

Значения напряжений определялись на режущей пластине в точках наибольшей их концентрации: вблизи крепления винтом (точка 1), вблизи режущей кромки (точка 2). Пример такого расчета показан на рисунке 3.27.

На рисунке 3.28 представлено графическое изображение результатов расчета нормальных напряжений сборного чашечного резца базовой конструкции в указанных точках в направлении оси y в среде прикладного пакета ANSYS [46]. Таким образом, вблизи режущей кромки (точка 2) максимальные напряжения $\sigma_y = 125$ МПа возникают при угле $\Psi = 30^\circ$, а минимальные $\sigma_y = 100$ МПа – при угле конуса $\Psi = 60^\circ$. Вблизи крепления пластины винтом (точка 1) максимальные напряжения $\sigma_y = 450$ МПа возникают при угле $\Psi = 45^\circ$, а минимальные $\sigma_y = 320$ МПа – при угле $\Psi = 60^\circ$.



а – $\Psi = 30^\circ$; б – $\Psi = 45^\circ$; в – $\Psi = 60^\circ$

Рисунок 3.27 – Распределение нормальных напряжений σ_y в режущей пластине резца в зависимости от угла наклона конусного сопряжения разрезной втулки с оправкой Ψ

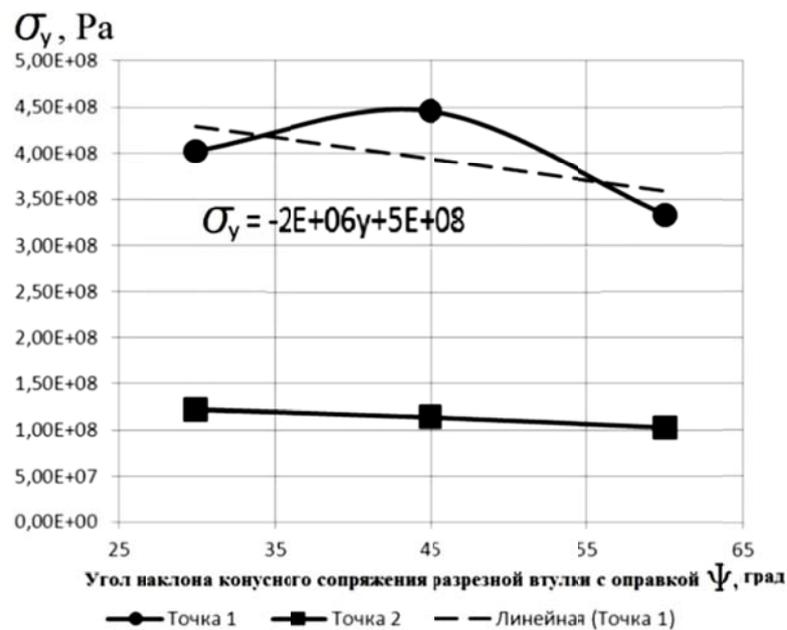


Рисунок 3.28 – График зависимости нормальных напряжений σ_y в режущей пластине резца в зависимости от угла наклона конусного сопряжения разрезной втулки с оправкой Ψ в точках 1 и 2

Таким образом, проведенные исследования показали, что рациональным углом конусного сопряжения разрезной втулки с оправкой с целью максимально жесткого закрепления режущей пластины в плоскости XU является угол $\Psi = 60^\circ$.

3.3 Исследование напряженно-деформированного состояния режущей пластины сборного резца с тангенциальным креплением пластины

В качестве базовой конструкции был принят сборный резец (рисунок 3.29) с тангенциальным расположением режущей пластины, использующийся при обработке колесных пар подвижного состава. Базовая конструкция состоит из режущей пластины 1, установленной тангенциально в пазу корпуса 2. Режущая пластина 1 закреплена прихватом 4 сверху. Недостатком базовой конструкции является то, что закрепление режущей пластины по опорной поверхности осуществляется прижатием пластины со стороны передней поверхности на участке, оппозитном рабочей вершине режущего лезвия.

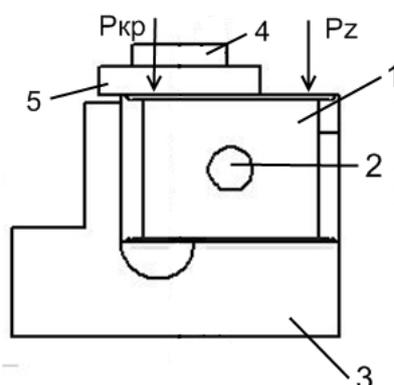


Рисунок 3.29 – Базовая конструкция сборного резца с тангенциальным расположением пластины

Под действием силы резания и температурных факторов происходит существенная деформация опорной зоны гнезда корпуса под режущей пластиной, в результате чего происходит опускание опорной зоны, что приводит к образованию зазора между режущей пластиной и корпусом.

Анализ прочности базовой конструкции сборного резца проводился путем расчета напряженно-деформированного состояния режущей части инструмента методом конечных элементов с учетом сил контактного взаимодействия между

элементами сборной конструкции, а также зазоров и сил трения [22], пример которого приведен на рисунке 3.30.

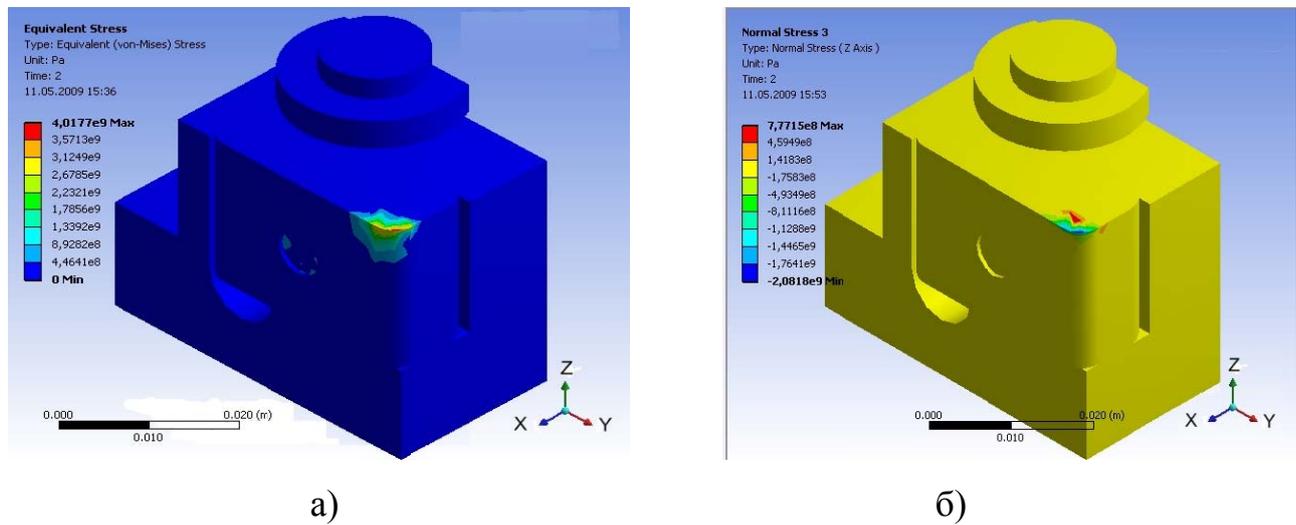


Рисунок 3.30 – Пример расчета эквивалентных напряжений σ_v (а) и нормальных σ_z (б) в продольных сечениях режущей пластины

Схема расположения сечений, в которых исследовалось напряженно-деформированное состояние режущей части пластины, представлена на рисунке 3.31.

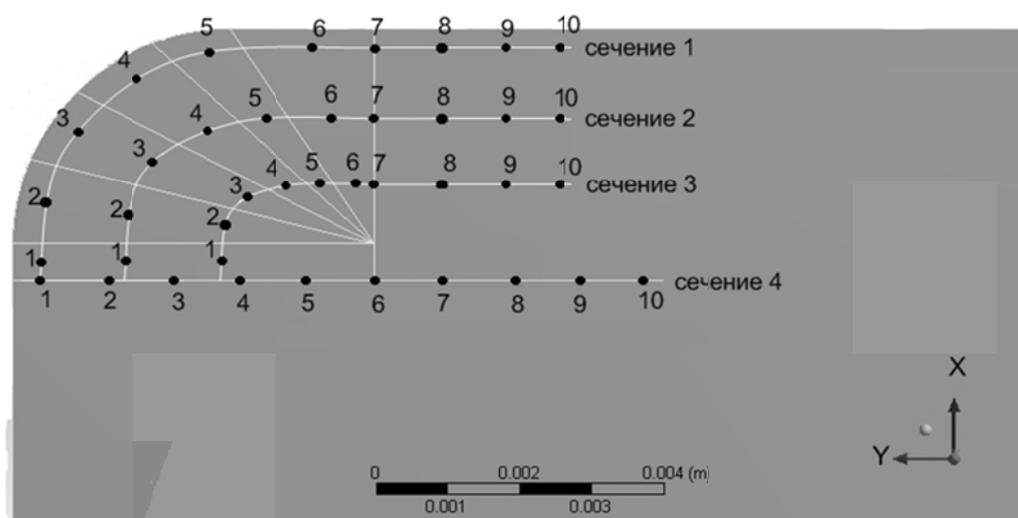


Рисунок 3.31 – Исследуемые сечения режущей части сборного инструмента

Здесь сечение 1 располагалось на расстоянии 0,5 мм от режущей кромки, а следующие сечения 2, 3, 4 – через 1 мм каждое соответственно.

Расчеты производились для следующих режимов резания: $v = 12$ об/мин, $s = 2$ мм/об, $t = 5$ мм. Величины составляющих силы резания рассчитывались согласно методикам, описанным в главе 2, и для данных режимов резания составили: $P_x = 3900$ Н, $P_y = 3950$ Н, $P_z = 9150$ Н.

Анализ нормальных напряжений показал, что в сечении 1 вблизи режущей кромки сжимающие напряжения достигают своего максимального значения $\sigma_x = 1050 \dots 1070$ МПа в окрестности точек 4 и 5, $\sigma_y = 1358$ МПа – в окрестности точки 3, $\sigma_z = 1332$ МПа – в окрестности точки 4; нормальные напряжения σ_x в точке 8 переходят в растягивающие напряжения и достигают здесь максимального значения $\sigma_x = 533$ МПа, нормальные напряжения σ_y в точке 6 переходят в растягивающие напряжения и достигают своего максимального значения в точке 7, где $\sigma_y = 1069$ МПа, нормальные напряжения σ_z в точке 7 переходят в растягивающие напряжения и достигают своего максимального значения $\sigma_z = 800$ МПа, далее величина растягивающих напряжений вдоль сечения падает.

Величина эквивалентных напряжений в сечении 1 достигает своего максимального значения $\sigma_3 = 1372$ МПа в окрестности точки 2.

В сечении 2 сжимающие напряжения достигают своего максимального значения $\sigma_x = 968$ МПа в окрестности точки 4, $\sigma_y = 1225$ МПа – в окрестности точки 2, что оказывает влияние на максимальную величину эквивалентных напряжений в этой точке $\sigma_3 = 1372$ МПа, $\sigma_z = 1331$ МПа – в окрестности точки 5; нормальные напряжения σ_x и σ_y в точке 7 переходят в растягивающие напряжения и не имеют сильного влияния на изгиб пластины, тогда как нормальные напряжения σ_z в точке 7 переходят в растягивающие напряжения и достигают своего максимального значения $\sigma_z = 1170$ МПа.

В сечении 3 сжимающие напряжения достигают своего максимального значения $\sigma_x = 961$ МПа в окрестности точки 4, $\sigma_y = 1140$ МПа – в окрестности точки 3, $\sigma_z = 1000$ МПа – в окрестности точки 5; нормальные напряжения σ_x и σ_y в точке 7

переходят в растягивающие напряжения и не имеют сильного влияния на изгиб пластины, тогда как нормальные напряжения σ_z в точке 7 переходят в растягивающие напряжения и достигают своего максимального значения $\sigma_z = 1330$ МПа. Величина эквивалентных напряжений в сечении 3 достигает своего максимального значения $\sigma_3 = 1054$ МПа в окрестности точки 2.

В сечении 4 сжимающие напряжения достигают своего максимального значения $\sigma_x = 486$ МПа в окрестности точки 2, $\sigma_y = 1022$ МПа – в окрестности точки 1, $\sigma_z = 322$ МПа в окрестности точки 4.

Нормальные напряжения σ_x , σ_y , σ_z в точке 7 переходят в растягивающие напряжения и не имеют сильного влияния на изгиб пластины.

Величина эквивалентных напряжений в сечении 4 достигает своего максимального значения $\sigma_3 = 950$ МПа в окрестности точки 2.

Таким образом, по мере удаления от режущей кромки величина сжимающих напряжений уменьшается, а растягивающих – увеличивается. Максимальные растягивающие напряжения достигают своего значения за контактной зоной на расстоянии 3,5 мм от режущей кромки, что соответствует участку 7-8 сечения 3.

Также установлено, что на максимальный характер растягивающих напряжений в большей мере оказывают влияние нормальные напряжения σ_z .

На рисунке 3.32 представлено распределение эквивалентных напряжений, а также нормальных напряжений σ_z базовой конструкции сборного резца с тангенциальным креплением пластины.

Для более надежного базирования режущей пластины по опорной поверхности сборного призматического резца была предложена усовершенствованная конструкция, зажимной элемент которой плотно прижимает режущую пластину к упорной и опорной поверхностям, как это показано на рисунке 3.33.

В усовершенствованной конструкции сила закрепления болта $P_{кр}$ и составляющая силы резания P_z создают момент пары сил, который постоянно прижимает пластину к опорной поверхности, не позволяя образоваться зазору между ними.

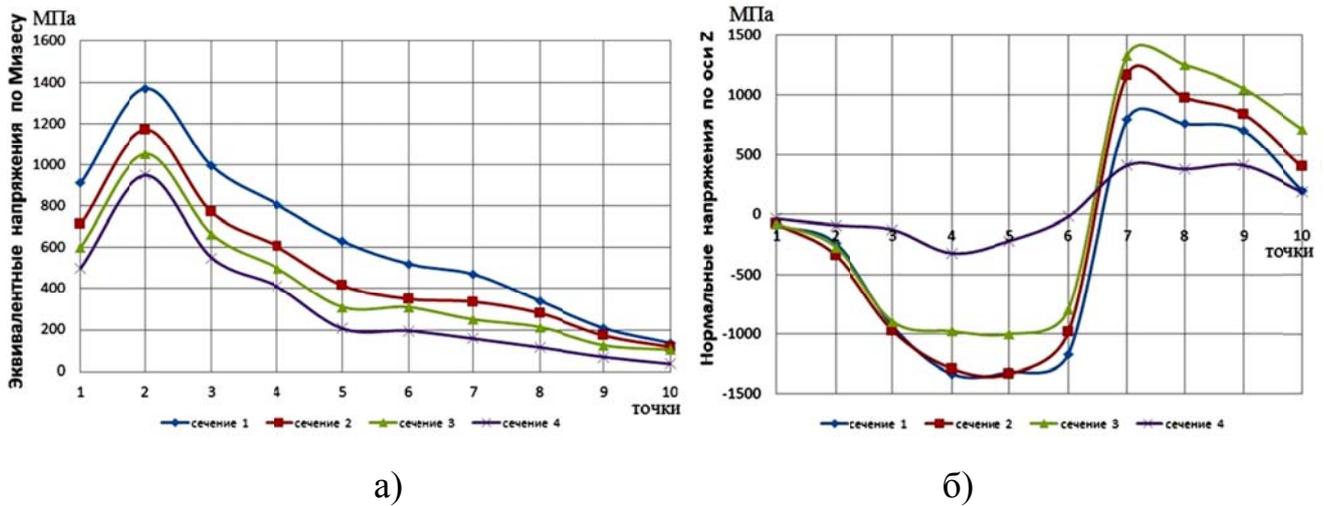


Рисунок 3.32 – Распределение эквивалентных напряжений σ_e (а) и нормальных σ_z (б) в продольных сечениях режущей пластины

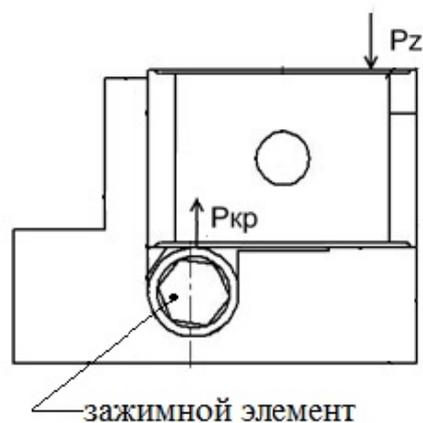


Рисунок 3.33 – Усовершенствованная конструкция сборного реза с тангенциальным расположением пластины

Анализ напряженно-деформированного состояния режущей пластины усовершенствованной конструкции (рисунок 3.34) показывает снижение эквивалентных и нормальных напряжений во всех сечениях.

Так, в сечении 1 максимальные эквивалентные напряжения уменьшились до $\sigma_e = 1180$ МПа, что составляет снижение на 14 %, в сечении 2 – до $\sigma_e = 1068$ МПа, что составляет снижение на 9 %, в сечении 3 – до $\sigma_e = 950$ МПа, что составляет снижение на 10 %, в сечении 4 – до $\sigma_e = 836$ МПа, что составляет снижение на 12 %.

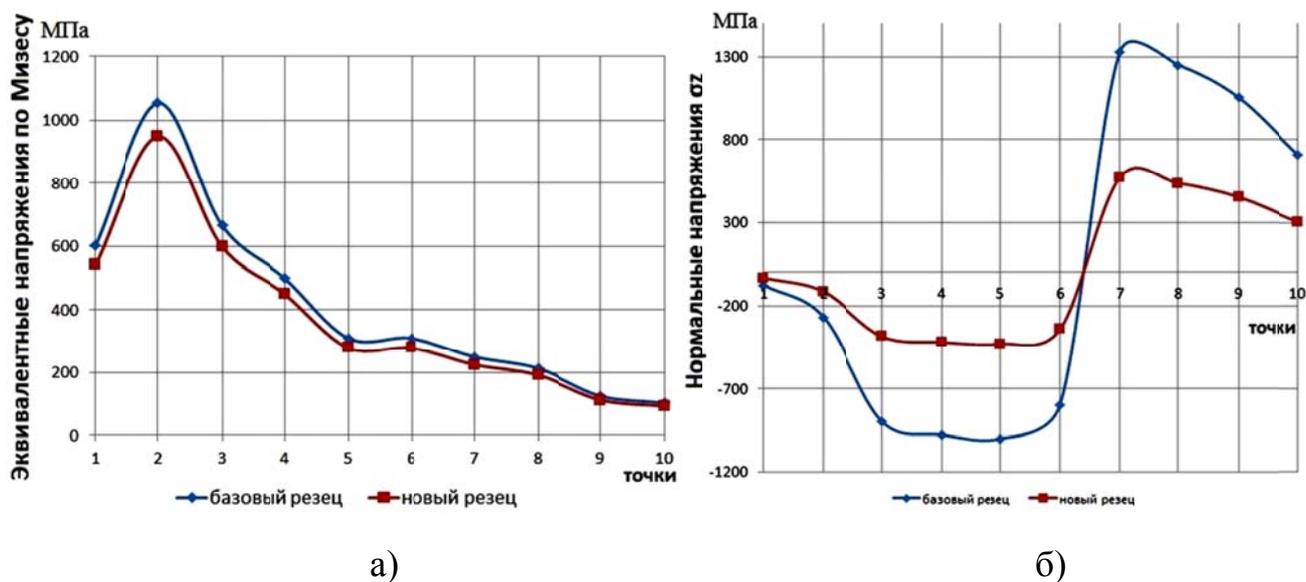


Рисунок 3.34 – Сравнительный анализ распределения эквивалентных σ_e (а) и нормальных σ_z (б) напряжений в сечении 3

На рисунке 3.34 представлен сравнительный анализ распределения эквивалентных σ_e и нормальных σ_z напряжений в сечении 3. Из рисунка также видно, что нормальные напряжения в наиболее опасном сечении (на расстоянии 3,5 мм от режущей кромки) уменьшились на 57 %, а сами растягивающие напряжения распределены более равномерно вдоль сечения.

Сравнительный анализ величин эквивалентных σ_e и нормальных σ_z напряжений в точках максимальных величин напряжений (для эквивалентных напряжений – это точки 2, а для нормальных напряжений σ_z – это точки 7) в сечениях, представленный на рисунке 3.35, показал, что в усовершенствованной конструкции намного меньший диапазон значений напряжений.

Таким образом, применение усовершенствованной конструкции сборного режущего инструмента позволяет повысить жесткость крепления и стойкость инструмента за счет гарантированного прижима режущей пластины по опорной поверхности под вершиной к базовой поверхности гнезда корпуса.

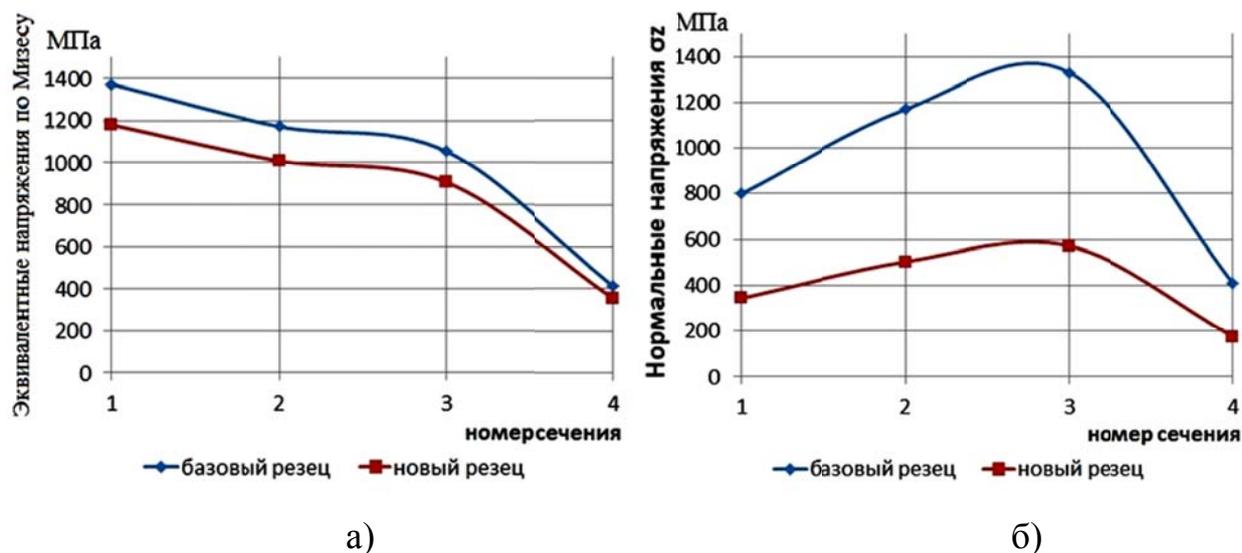


Рисунок 3.35 – Сравнительный анализ распределения эквивалентных σ_3 (а) и нормальных σ_z (б) напряжений в окрестности точек максимальных значений в сечениях

Выводы по разделу 3

1. Установлено, что в процессе восстановления профиля колесных пар сборными чашечными резцами ширина среза (особенно в зоне перехода от галтели к реборде) имеет значительно большее влияние на отказ инструмента, чем толщина среза.

2. Выявлено, что в процессе восстановления профиля колесных пар сборными призматическими резцами наиболее опасными сечениями являются сечения вблизи режущей кромки, а также в зоне крепления пластины на штифте.

3. Установлено, что рациональным углом наклона конусного сопряжения разрезной втулки с оправкой предложенной усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца с целью максимально жесткого закрепления режущей пластины в плоскости XU является угол $\Psi = 60^\circ$.

4. Установлено, что максимальные растягивающие напряжения режущей тангенциальной пластины достигают своего значения за контактной зоной на расстоянии 3,5 мм от режущей кромки.

5. Введение в узел крепления конструкций нового конструктивного элемента позволило существенно увеличить жесткость узла крепления в направлениях осей жесткости x (до 4 раз) и y (до 2 раз) за счет гарантированного прижима режущей пластины по опорной поверхности под вершиной к базовой поверхности гнезда корпуса.

6. Максимальные эквивалентные напряжения режущей части усовершенствованной конструкции сборного режущего инструмента уменьшились на 5...14 %, нормальные напряжения в наиболее опасном сечении (на расстоянии 3,5 мм от режущей кромки) уменьшились на 57 %, а сами растягивающие напряжения распределены более равномерно вдоль сечения.

РАЗДЕЛ 4

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАНИЙ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ
ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР4.1 Теоретические исследования колебаний сборных резцов в процессе
восстановления профиля колесных пар

С учетом принятых допущений в разделе 2, технологическая система тяжелого колесотокарного станка «станок – инструмент – деталь», может быть представлена расчетной схемой, которая имеет вид, приведенный на рисунке 4.1.

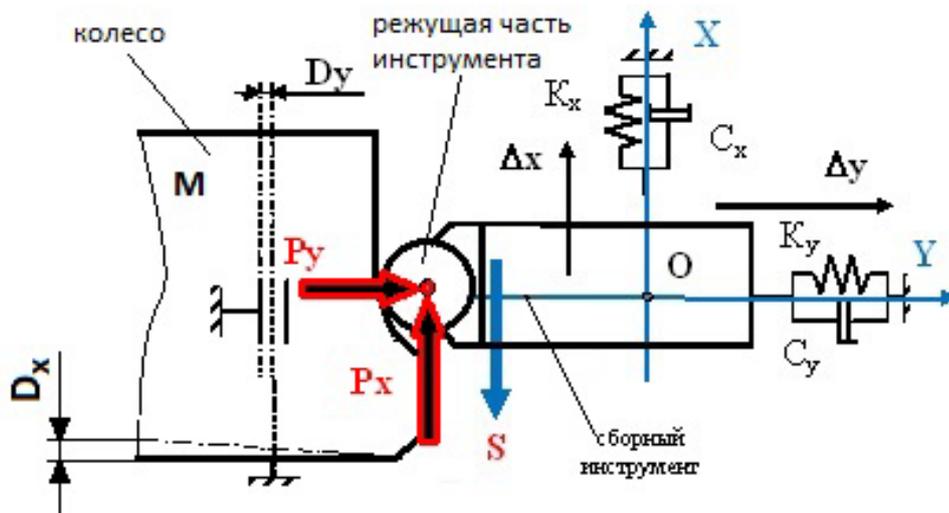


Рисунок 4.1 – Структурная расчетная схема технологической системы
колесотокарного станка

Для составления уравнений движения элементов рассматриваемой технологической системы воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = \sum Q_k, \quad (4.1)$$

где T – кинетическая энергия системы, которая является функцией обобщенных координат q_k ;

$\sum Q_k$ – сумма обобщенных сил, действующих на элементы системы;

q_k – обобщенные координаты.

В колебательной системе различают обобщенные силы трех видов: потенциальные – $Q_U = -\partial U / \partial q$, являющиеся функциями потенциальной энергии системы и обобщенных координат; диссипативные – $Q_R = -\partial R / \partial \dot{q}_k$, являющиеся функцией сил трения и внешние силы, за которыми сохраним обозначение $\sum Q_k$. С учетом принятых обозначений уравнение Лагранжа запишем в виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = -\frac{\partial U}{\partial q_k} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k} + \sum Q_k. \quad (4.2)$$

Поскольку функция кинетической энергии системы T в рассматриваемом случае не зависит от координат, то производные кинетической энергии по обобщенным координатам q_k будет равняться нулю, то есть $\partial T / \partial q_k = 0$.

Применительно к расчетной схеме, приведенной на рисунке 4.1, выражения для частных производных кинетической и потенциальной энергии системы по локальным обобщенным координатам будут иметь вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_x}{\partial \dot{x}} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial (m\dot{x}^2 + m\dot{y}^2)}{\partial \dot{x}} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} 2m\dot{x} + 0 \right) = \frac{d}{dt} (m\dot{x}) = m \frac{d^2 x}{dt^2} = m\ddot{x};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_y}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial (m\dot{x}^2 + m\dot{y}^2)}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} \left(0 + \frac{1}{2} 2m\dot{y} \right) = \frac{d}{dt} (m\dot{y}) = m \frac{d^2 y}{dt^2} = m\ddot{y};$$

$$Q_{U_x} = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{2} \frac{\partial (K_x x^2 + K_y y^2)}{\partial x} = \frac{1}{2} 2K_x x + 0 = K_x x;$$

$$Q_{Uy} = \frac{\partial U}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{(K_x x^2 + K_y y^2)}{\partial y} = 0 + \frac{1}{2} 2K_y y = K_y y;$$

$$Q_{Rx} = \frac{\partial R}{\partial \dot{x}} = \frac{1}{2} \frac{(C_x \dot{x}^2 + K_y \dot{y}^2)}{\partial \dot{x}} = \frac{1}{2} 2C_x \dot{x} + 0 = C_x \dot{x};$$

$$Q_{Ry} = \frac{\partial R}{\partial \dot{y}} = \frac{1}{2} \frac{(C_x \dot{x}^2 + C_y \dot{y}^2)}{\partial \dot{y}} = 0 + \frac{1}{2} 2C_y \dot{y} = C_y \dot{y};$$

$$Q_x = P_x(t), Q_y = P_y(t),$$

где m – приведенная масса технологической системы, кг;

C_x, C_y – приведенные коэффициенты демпфирования соответственно по направлениям осей X и Y , Н·с/м;

K_x, K_y – приведенные коэффициенты жесткости соответственно по направлениям осей X и Y , Н/м;

$P_x(t), P_y(t)$ – составляющие силы резания, Н.

Выполнив подстановку выражений, определяющих кинетическую энергию системы, и выражения для обобщенных сил в уравнение (4.2), получим уравнения движения элементов рассматриваемой динамической системы в координатах X - Y .

Таким образом, математической моделью рассматриваемой системы будет являться система дифференциальных уравнений второго порядка, относительно переменных x (упругое перемещение инструмента в направлении оси x) и y (упругое перемещение инструмента в направлении оси y):

$$\begin{cases} m\ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x x = Px(t); \\ m\ddot{y} + C_y \dot{y} + K_y y = Py(t); \end{cases} \quad (4.3)$$

Система дифференциальных уравнений (4.3) после применения к ней преобразования Лапласа может быть представлена двумя передаточными функциями апериодического звена II-го порядка:

$$W_{\text{эвс}}^x(s) = \frac{X(s)}{Px(s)} = \frac{1}{ms^2 + C_x s + K_x} = \frac{K_{11}}{T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1},$$

$$W_{\text{эвс}}^y(s) = \frac{Y(s)}{Py(s)} = \frac{1}{ms^2 + C_y s + K_y} = \frac{K_{21}}{T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1},$$

где – K_{11}, K_{21} – коэффициенты усиления, равные соответственно $1/K_x, 1/K_y$;

T_{11}, T_{12} – постоянные времени, равные соответственно $\sqrt{m/K_x}, C_x/K_x$;

T_{21}, T_{22} – постоянные времени, равные соответственно $\sqrt{m/K_y}, C_y/K_y$;

Далее перейдем к разработке математической модели сборного режущего инструмента.

Современный сборный инструмент для токарных станков представляет собой многомассовую с точки зрения динамики систему, в состав которой входят режущая пластина резца, опорная пластина и элементы механического крепления, характеризующиеся собственной массой, жесткостью крепления. Поэтому при моделировании динамических явлений при резании в структурных и математических моделях должна учитываться также и динамическая система инструмента.

В данной работе для моделирования, расчета и анализа динамических явлений предлагается структурная модель, включающая в себя сборный инструмент как отдельную эквивалентную упругую систему инструмента, включенную параллельно ЭУС станка.

Силу резания и ее составляющие будем рассматривать как величину, зависящую от физико-механических свойств обрабатываемого материала, геометрических параметров инструмента, а также толщины $a(\tau)$ и ширины срезаемого слоя $b(\tau)$:

$$P(\tau) = K \cdot a(\tau) \cdot b(\tau), \quad (4.4)$$

где K – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств обрабатываемого материала, геометрических параметров инструмента, Н/м²;

$a(\tau)$, $b(\tau)$ – соответственно толщина срезаемого слоя и ширина срезаемого слоя, определяемые заданной глубиной резания и подачей инструмента, мм.

При колебаниях в технологической системе, которые возникают при точении, упругие перемещения инструмента и элементов технологической системы относительно обрабатываемой детали приводят к изменению толщины $a(\tau)$ и ширины $b(\tau)$ среза.

Рассмотрим изменение площади срезаемого слоя при обработке колесной пары сборным чашечным резцом, вызванное упругими перемещениями элементов технологической системы относительно обрабатываемой детали – колеса (рисунок 4.2).

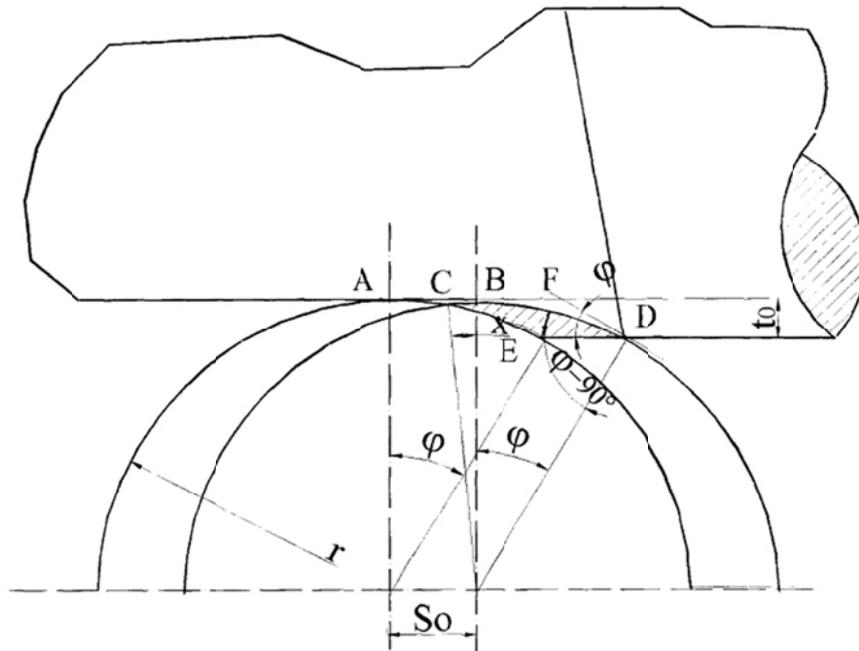


Рисунок 4.2 – Параметры сечения среза при обработке колесной пары сборным чашечным резцом

При обработке колесной пары сборным чашечным резцом за время одного оборота детали резец переместится по начальной прямой на длину s_0 , равную дуге АВ. Максимальная толщина среза, изображенная на рисунке отрезком EF, будет равна:

$$a_{max} = s_o \cdot \sin\varphi = \frac{s_o}{r} \sqrt{t_o(2r - t_o)}, \quad (4.5)$$

где r – радиус резца;

s_o – подача;

t_o – глубина резания.

Длина образующей m поверхности резания (дуга CD) в нашем случае представляет собой длину линии b соприкосновения режущей кромки с колесной парой, то есть ширину среза, и выражается следующим образом:

$$b = r(\varphi +) = r \left(\arccos \frac{r - t_o}{r} + \arcsin \frac{s_o}{2r} \right). \quad (4.6)$$

где r – радиус резца;

s_o – подача;

t_o – глубина резания.

Среднюю толщину среза, определяемую как частное от деления площади среза $f = t_o \cdot s_o$ на длину дуги b , можно найти следующим образом:

$$a_{cp} = \frac{t_o \cdot s_o}{r \left(\arccos \frac{r - t_o}{r} + \arcsin \frac{s_o}{2r} \right)} \approx \frac{t_o \cdot s_o}{r \cdot \arccos \frac{r - t_o}{r}}, \quad (4.7)$$

где r – радиус резца;

s_o – подача;

t_o – глубина резания.

Определив из формулы (4.7) величину s_o и подставив ее в выражение для b , получим:

$$b = \frac{2t_o}{2t_o - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r - t_o}{r}. \quad (4.8)$$

С учетом выражения (4.4) получаем зависимости, определяющие изменение составляющих силы резания $P_x(\tau)$ и $P_y(\tau)$ в процессе колебаний инструмента:

$$P_x(t) = K_{px} \cdot \left(\frac{t_0 \cdot (s_0 - \Delta x)}{r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - \Delta y)}{r}} \right) \cdot \left(\frac{2(t_0 - \Delta y)}{2(t_0 - \Delta y) - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - \Delta y)}{r} \right),$$

$$P_y(t) = K_{py} \cdot \left(\frac{(t_0 - \Delta y) \cdot (s_0 - \Delta x)}{r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - \Delta y)}{r}} \right) \cdot \left(\frac{2(t_0 - \Delta y)}{2(t_0 - \Delta y) - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - \Delta y)}{r} \right). \quad (4.9)$$

где K_{px} , K_{py} – соответственно удельные значения составляющих силы резания $P_x(\tau)$ и $P_y(\tau)$, Н/мм²;

r – радиус резца, мм;

s_0 – подача, мм/об;

t_0 – глубина резания, мм;

Δx – перемещение резца по оси x , мм;

Δy – перемещение резца по оси y , мм.

Для случая установившегося режима колебаний, помимо упругих взаимных перемещений элементов технологической системы, оказывающих влияние на изменение площади срезаемого слоя, дополнительно необходимо также учитывать:

- неточность установки детали по направлению выбранных осей координат, вызывающая радиальное биение при вращении детали;
- движение инструмента по следу на обработанной поверхности;
- изменение сил резания из-за случайных погрешностей, возникающих при обработке;
- сборную конструкцию режущего инструмента.

С учетом указанных факторов, выражения для составляющих силы резания, применительно к рассматриваемому случаю, примут вид:

$$\begin{aligned}
 Px(t) = & K_{px} K_p(t) \left[S_0 + \Delta D_x \cdot \sin(\omega t + q_0) - \frac{t_0 \cdot (s_0 - x(t))}{r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - y(t))}{r}} \right] \times \\
 & \times \left[t - \frac{2(t_0 - y(t))}{2(t_0 - y(t)) - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - y(t))}{r} \right]; \\
 Py(t) = & K_{py} K_p(t) \left[t_0 + \Delta D_y \cdot \sin(\omega t + q_0) - \frac{2(t_0 - y(t))}{2(t_0 - y(t)) - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - y(t))}{r} \right] \times \\
 & \times \left[S_0 - \frac{(t_0 - y(t)) \cdot (s_0 - x(t))}{r \cdot \arccos \frac{r - (t_0 - y(t))}{r}} \right].
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

где $\Delta D_x, \Delta D_y$ – соответственно неточность установки детали по осям координат, мм;

$K_p(t)$ – коэффициент, определяющий изменение сил резания из-за случайных погрешностей, возникающих при обработке;

ω – частота вращения обрабатываемой детали, рад/с;

q_0 – начальная фаза вращения детали, рад.

Для построения расчетной схемы сборного реза, которая изображена на рисунке 4.3, в первую очередь необходимо определиться с системой координат, в которой будут рассматриваться элементы инструмента.

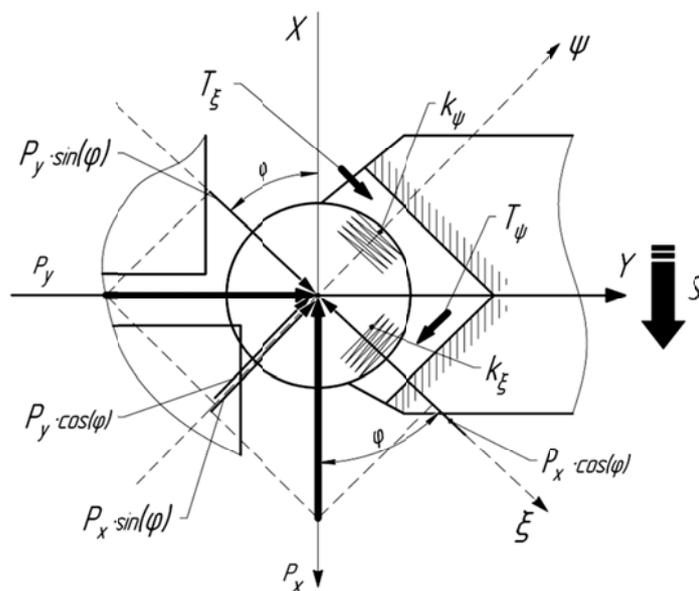


Рисунок 4.3 – Расчетная схема сборного реза

В качестве глобальной системы координат наиболее целесообразно принять систему координат, направление осей которой совпадает с направлением осей карусельного станка X - Y , совмещенную с центром масс режущего элемента. В данной системе координат будут рассматриваться перемещения центра масс режущего элемента инструмента x и y вдоль осей координат, а также составляющие силы резания P_x и P_y .

Для упрощения получения уравнений, описывающих движение элементов сборного резца, примем, что составляющие силы резания приложены к центру масс пластины, а крутящими моментами, возникающими в результате перенесения точки действия сил, будем пренебрегать. Силы трения между элементами механического крепления, которые действуют на режущий элемент, пропорциональны скорости перемещения, а силы упругости пропорциональны самим перемещениям.

В силу конструктивных особенностей режущих частей сборных резцов перемещение центра масс пластины складывается из двух перемещений ξ и ψ , векторы которых не совпадают с направлениями осей X и Y глобальной системы координат. Для устранения этого неудобства и облегчения получения уравнений, описывающих колебания режущей пластины инструмента, введем дополнительно локальную систему координат Ξ – Ψ , которая повернута относительно глобальной системы координат на угол φ таким образом, что ось Ξ будет параллельна главной режущей кромке пластины, а ось Ψ – перпендикулярна главной режущей кромке.

Применительно к расчетной схеме сборного резца, изображенной на рисунке 4.3, принимаются следующие обозначения: P_x, P_y – осевая и радиальная составляющие силы резания; $P_{x\xi}, P_{x\psi}, P_{y\xi}, P_{y\psi}$ – проекции осевой и радиальной составляющих силы резания, рассматриваемые в локальной системе координат Ξ – Ψ ; k_ξ, k_ψ – коэффициенты жесткости крепления режущей пластины в направлении локальных осей координат Ξ и Ψ ; T_ξ, T_ψ – силы трения, действующие на режущую пластину и рассматриваемые в локальной системе координат.

Рассматривая движение элементов резца, необходимо определить связь между перемещениями и проекциями действующих сил в глобальной и локальной системах координат.

Зависимость между перемещениями в рассматриваемых системах координат принимает вид:

$$\begin{aligned} y &= \psi \cos(\phi) - \xi \sin(\phi) = -\xi \sin(\phi) + \psi \cos(\phi), \\ x &= -\psi \sin(\phi) - \xi \cos(\phi) = -\xi \cos(\phi) - \psi \sin(\phi). \end{aligned} \quad (4.11)$$

Связь между проекциями сил:

$$\begin{aligned} P_{x\xi} &= P_x \cos(\phi), \quad P_{y\xi} = P_y \sin(\phi), \\ P_{x\psi} &= P_x \sin(\phi), \quad P_{y\psi} = P_y \cos(\phi). \end{aligned}$$

Введем новые обозначения: F_ξ, F_ψ – суммарные векторы сил, действующие на режущую пластину в направлении локальных осей координат. Зависимость между F_ξ, F_ψ и составляющими P_x и P_y будет иметь вид:

$$\begin{aligned} F_\xi &= P_{x\xi} + P_{y\xi} = P_x \cos(\phi) + P_y \sin(\phi); \\ F_\psi &= P_{x\psi} + P_{y\psi} = -P_x \sin(\phi) + P_y \cos(\phi). \end{aligned}$$

Для составления уравнений движения элементов рассматриваемой динамической системы воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода.

Выполнив все необходимые математические действия и преобразования, получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение элементов рассматриваемой системы в локальных координатах ξ - ψ .

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} + c_\xi \dot{\xi} + k_\xi \xi = F_\xi \\ m\ddot{\psi} + c_\psi \dot{\psi} + k_\psi \psi = F_\psi \end{cases} \quad (4.12)$$

Выразим величины F_ξ и F_ψ через значения осевой и радиальной составляющих силы резания P_x и P_y , в результате получим исходную систему дифференциальных уравнений в виде:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} + c_\xi \dot{\xi} + k_\xi \xi = P_x \cos(\phi) + P_y \sin(\phi) \\ m\ddot{\psi} + c_\psi \dot{\psi} + k_\psi \psi = -P_x \sin(\phi) + P_y \cos(\phi) \end{cases} \quad (4.13)$$

Для упрощения дальнейшего рассмотрения и анализа полученных выражений, разделим обе части дифференциальных уравнений (4.12) и (4.13) на величину k_ξ и k_ψ соответственно, приняв при этом следующие обозначения: $m/k_\xi = T_{11}^2$, $c_\xi/k_\xi = T_{12}$, $m/k_\psi = T_{21}^2$, $c_\psi/k_\psi = T_{22}$.

В результате получим новую систему дифференциальных уравнений вида:

$$\begin{cases} T_{11}^2 \ddot{\xi} + T_{12} \dot{\xi} + \xi = \frac{1}{k_\xi} P_x \cos(\varphi) + \frac{1}{k_\xi} P_y \sin(\varphi); \\ T_{21}^2 \ddot{\psi} + T_{22} \dot{\psi} + \psi = -\frac{1}{k_\psi} P_x \sin(\varphi) + \frac{1}{k_\psi} P_y \cos(\varphi). \end{cases} \quad (4.14)$$

Для решения полученной системы уравнений наиболее целесообразно воспользоваться одним из численных методов интегрирования систем дифференциальных уравнений второго порядка.

Для определения передаточной функции исходной системы уравнений (2.26) воспользуемся преобразованием Лапласа [103].

Выполнив преобразование Лапласа и, таким образом, перейдя в пространство изображений, получим исходную систему дифференциальных уравнений (2.26) в виде системы алгебраических уравнений вида:

$$\begin{cases} (T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1) \xi(s) = \frac{1}{k_\xi} P_x(s) \cos(\varphi) + \frac{1}{k_\xi} P_y(s) \sin(\varphi); \\ (T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1) \psi(s) = -\frac{1}{k_\psi} P_x(s) \sin(\varphi) + \frac{1}{k_\psi} P_y(s) \cos(\varphi). \end{cases} \quad (4.15)$$

Система алгебраических уравнений (4.15) позволяет непосредственно определить искомые перемещения режущего элемента в локальной системе координат. Выразим из первого и второго уравнений системы значение упругих перемещений режущей пластины $\xi(s)$ и $\psi(s)$ в локальной системе координат:

$$\xi(s) = \frac{\frac{1}{k_\xi} P_x(s) \cos(\varphi) + \frac{1}{k_\xi} P_y(s) \sin(\varphi)}{T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1} = \frac{P_x(s) \cos(\varphi) + P_y(s) \sin(\varphi)}{k_\xi (T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1)};$$

$$\psi(s) = \frac{-\frac{1}{k_\psi} P_x(s) \sin(\varphi) + \frac{1}{k_\psi} P_y(s) \cos(\varphi)}{T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1} = \frac{-P_x(s) \sin(\varphi) + P_y(s) \cos(\varphi)}{k_\psi (T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1)}.$$

Согласно выражению (4.11) перемещения вдоль осей X и Y будут определяться выражениями:

$$\begin{aligned} y(s) &= \psi(s) \cos(\varphi) - \xi(s) \sin(\varphi) = -\xi(s) \sin(\varphi) + \psi(s) \cos(\varphi); \\ x(s) &= -\psi(s) \sin(\varphi) - \xi(s) \cos(\varphi) = -\xi(s) \cos(\varphi) - \psi(s) \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (4.16)$$

Выполним подстановку выражений (4.16) в зависимости, определяющие перемещения в глобальной системе координат:

$$\begin{aligned} y(s) &= -\frac{P_x(s) \cos(\varphi) + P_y(s) \sin(\varphi)}{k_\xi (T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1)} \sin(\varphi) + \frac{-P_x(s) \sin(\varphi) + P_y(s) \cos(\varphi)}{k_\psi (T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1)} \cos(\varphi), \\ x(s) &= -\frac{P_x(s) \cos(\varphi) + P_y(s) \sin(\varphi)}{k_\xi (T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1)} \cos(\varphi) - \frac{-P_x(s) \sin(\varphi) + P_y(s) \cos(\varphi)}{k_\psi (T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1)} \sin(\varphi). \end{aligned}$$

Если предположить, что имеет место пропорциональность между составляющими силы резания $P_x \sim P_y$ и наоборот $P_y \sim P_x$, то можно записать:

$$P_x = K_{xp} \cdot P_y, \quad P_y = K_{yp} \cdot P_x, \quad (4.17)$$

где K_{xp} – коэффициент пропорциональности между составляющими силы резания P_x и P_y ;

K_{yp} – коэффициент пропорциональности между составляющими силы резания P_y и P_x .

Тогда с учетом соотношения (4.17) можно записать:

$$\begin{aligned}
 y(s) &= -\frac{P_x(s)\cos(\varphi) + P_y(s)\sin(\varphi)}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}\sin(\varphi) + \frac{-P_x(s)\sin(\varphi) + P_y(s)\cos(\varphi)}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)}\cos(\varphi) = \\
 &= -\frac{K_{xp}P_y(s)\cos(\varphi) + P_y(s)\sin(\varphi)}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}\sin(\varphi) + \frac{-K_{xp}P_y(s)\sin(\varphi) + P_y(s)\cos(\varphi)}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)}\cos(\varphi) = \\
 &= -\frac{P_y(s)(K_{xp}\cos(\varphi)\sin(\varphi) + \sin^2(\varphi))}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)} + \frac{P_y(s)(-K_{xp}\sin(\varphi)\cos(\varphi) + \cos^2(\varphi))}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)}.
 \end{aligned}$$

Таким образом, можно окончательно записать:

$$y(s) = P_y(s) \left[-\frac{K_{xp}\cos(\varphi)\sin(\varphi) + \sin^2(\varphi)}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)} + \frac{-K_{xp}\sin(\varphi)\cos(\varphi) + \cos^2(\varphi)}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)} \right].$$

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned}
 \sin^2(\varphi) + K_{xp}\cos(\varphi)\sin(\varphi) &= \varepsilon_1; \\
 \cos^2(\varphi) - K_{xp}\sin(\varphi)\cos(\varphi) &= \varepsilon_2.
 \end{aligned}$$

С учетом принятых обозначений для величин ε_1 и ε_2 можно записать выражение, определяющее перемещение режущего элемента по оси Y в главной системе координат:

$$y(s) = P_y(s) \left[-\frac{\varepsilon_1}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)} + \frac{\varepsilon_2}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)} \right].$$

Передаточная функция системы инструмента $W_u^y(s)$ примет вид:

$$W_u^y(s) = \frac{y(s)}{P_y(s)} = \frac{\varepsilon_2}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)} - \frac{\varepsilon_1}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}. \quad (4.18)$$

При $s = 0$ (отсутствие колебаний) получим статическую характеристику системы инструмента:

$$K_{\text{зyc}} = \frac{\varepsilon_2}{k_{\psi}} - \frac{\varepsilon_1}{k_{\xi}}.$$

Для перемещений режущей пластины в направлении оси X можно получить аналогичные выражения:

$$\begin{aligned} x(s) &= -\frac{P_x(s)\cos(\varphi) + P_y(s)\sin(\varphi)}{k_{\xi}(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}\cos(\varphi) - \frac{-P_x(s)\sin(\varphi) + P_y(s)\cos(\varphi)}{k_{\psi}(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)}\sin(\varphi) = \\ &= -\frac{P_x(s)\cos(\varphi) + K_{yp}P_x(s)\sin(\varphi)}{k_{\xi}(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}\cos(\varphi) - \frac{-P_x(s)\sin(\varphi) + K_{yp}P_x(s)\cos(\varphi)}{k_{\psi}(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)}\sin(\varphi) = \\ &= -\frac{P_x(s)(\cos(\varphi) + K_{yp}\sin(\varphi))}{k_{\xi}(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}\cos(\varphi) - \frac{P_x(s)(-\sin(\varphi) + K_{yp}\cos(\varphi))}{k_{\psi}(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)}\sin(\varphi). \end{aligned}$$

И аналогично как для выражения $y(s)$ получаем:

$$x(s) = P_x(s) \left[-\frac{\cos^2(\varphi) + K_{yp}\sin(\varphi)\cos(\varphi)}{k_{\xi}(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)} + \frac{\sin^2(\varphi) - K_{yp}\cos(\varphi)\sin(\varphi)}{k_{\psi}(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)} \right].$$

Введем следующие обозначения:

$$\cos^2(\varphi) + K_{xy}\sin(\varphi)\cos(\varphi) = \varepsilon_3;$$

$$\sin^2(\varphi) - K_{xp}\cos(\varphi)\sin(\varphi) = \varepsilon_4$$

и окончательно запишем зависимость между перемещением $x(s)$ вдоль оси X и осевой составляющей силы резания P_x :

$$x(s) = P_x(s) \left[-\frac{\varepsilon_4}{k_{\xi}(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)} + \frac{\varepsilon_3}{k_{\psi}(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)} \right].$$

Передаточная функция $W_u^x(s)$ примет вид:

$$W_u^x(s) = \frac{x(s)}{P_x(s)} = \frac{\varepsilon_3}{k_\psi(T_{21}^2s^2 + T_{22}s + 1)} - \frac{\varepsilon_4}{k_\xi(T_{11}^2s^2 + T_{12}s + 1)}. \quad (4.19)$$

Структурную схему искомой передаточной функции системы инструмента, согласно уравнениям (4.18) и (4.19), можно представить в виде параллельного соединения колебательных звеньев, определяющих колебания в локальной системе координат.

С использованием полученных выражений (4.10), (4.11), (4.12), (4.15), описывающих процесс резания, движение элементов ЭУС и подсистемы сборного инструмента в процессе колебаний, система дифференциальных уравнений, описывающая движение элементов технологической системы тяжелого колесотокарного станка, принимает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x}_{cm}(t) + C_x\dot{x}_{cm}(t) + K_x x_{cm}(t) = P_x(t); \\ m\ddot{y}_{cm}(t) + C_y\dot{y}_{cm}(t) + K_y y_{cm}(t) = P_y(t); \\ T_{11}^2\ddot{\xi}(t) + T_{12}\dot{\xi}(t) + \xi(t) = (P_x(t)\cos(\phi) + P_y(t)\sin(\phi)) / k_\xi; \\ T_{21}^2\ddot{\psi}(t) + T_{22}\dot{\psi}(t) + \psi(t) = -(P_x(t)\sin(\phi) + P_y(t)\cos(\phi)) / k_\psi; \\ Px(t) = \frac{K_{px}}{\sin\phi} K_p(t) \left[S_0 + \Delta D_x \cdot \sin(\omega t + q_0) - \frac{t_0 \cdot s_0}{r \cdot \arccos \frac{r-t_0}{r}} \right] \times \\ \times \left[t - \frac{2t_0}{2t_0 - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r-t_0}{r} \right]; \\ Py(t) = \frac{K_{py}}{\sin\phi} K_p(t) \left[t_0 + \Delta D_y \cdot \sin(\omega t + q_0) - \frac{2t_0}{2t_0 - a_{cp}} r \cdot \arccos \frac{r-t_0}{r} \right] \times \\ \times \left[S_0 - \frac{t_0 \cdot s_0}{r \cdot \arccos \frac{r-t_0}{r}} \right]; \\ y_{ун}(t) = -\xi(t)\sin(\phi) + \psi(t)\cos(\phi); \\ x_{ун}(t) = -\xi(t)\cos(\phi) - \psi(t)\sin(\phi); \\ x(t) = x_{cm}(t) + x_{ун}(t); \\ y(t) = y_{cm}(t) + y_{ун}(t); \end{array} \right. , \quad (4.20)$$

где $x_{cm}(t)$, $y_{cm}(t)$ – соответственно упругие перемещения элементов ЭУС станка, определяемые в системе координат $X-Y$;

$x_{ин}(t)$, $y_{ин}(t)$ – соответственно упругие перемещения, возникающие в подсистеме сборного инструмента, определяемые в системе координат $X-Y$;

$\xi(t)$, $\psi(t)$ – соответственно упругие перемещения, возникающие в подсистеме сборного инструмента, определяемые в локальной системе координат $\xi-\psi$;

$x(t)$, $y(t)$ – соответственно суммарные упругие перемещения элементов, определяемые в системе координат $X-Y$.

Для решения системы уравнений (4.20) и выполнения моделирования удобно воспользоваться одним из численных методов решения систем дифференциальных уравнений первого или второго порядка с программной реализацией на ЭВМ.

Программная реализация модели технологической системы тяжелого колесотокарного станка (4.20) выполнена в пакете Simulink MATLAB [30] в виде структурной модели процесса (рисунок 4.4).

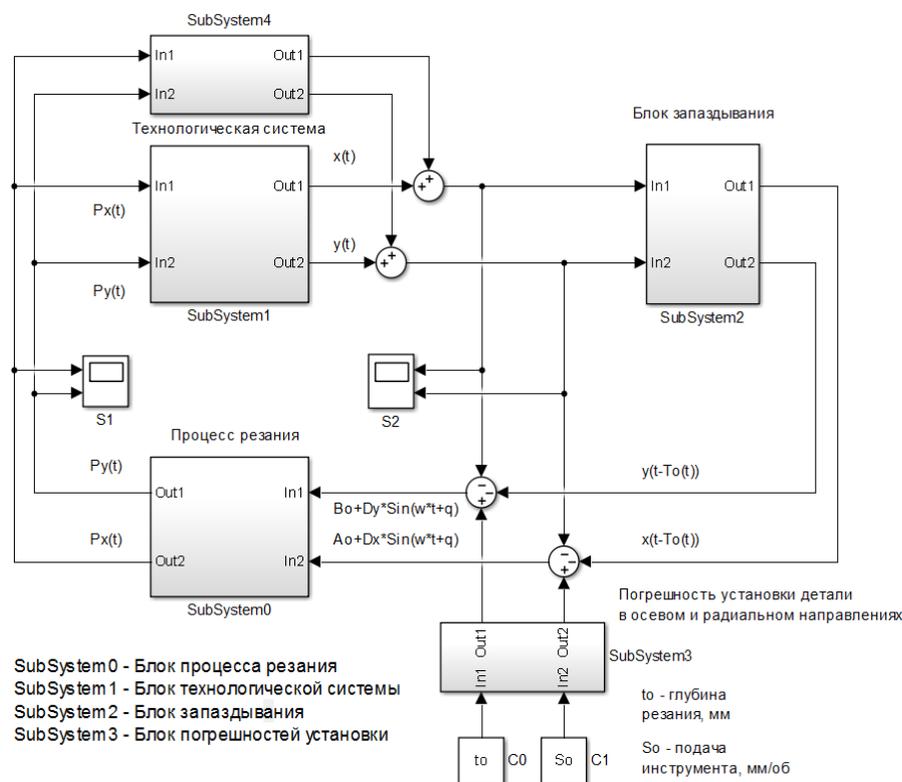


Рисунок 4.4 – Структурная модель процесса точения на тяжелом колесотокарном станке с учетом сборной конструкции инструмента

На рисунке 4.4 приняты следующие обозначения структурных составляющих элементов:

SubSystem0 – блок процесса резания;

SubSystem1 – блок эквивалентной упругой системы станка;

SubSystem2 – блок запаздывания;

SubSystem3 – блок, учитывающий неточность установки детали;

SubSystem4 – блок эквивалентной упругой системы инструмента.

Для определения запаса устойчивости исследуемых базовой и усовершенствованной конструкций сборного чашечного резца для восстановления профиля колесных пар воспользуемся критерием Найквиста [8].

Амплитудно-частотно-фазовые характеристики (АФЧХ) упругой системы сборного чашечного резца базовой конструкции, представленные на рисунке 4.5, рассчитывались для участков профиля, изображенных на рисунке 3.3, при восстановлении колесной пары с учетом различных составляющих сил резания на каждом участке, как это показано в таблице 3.1.

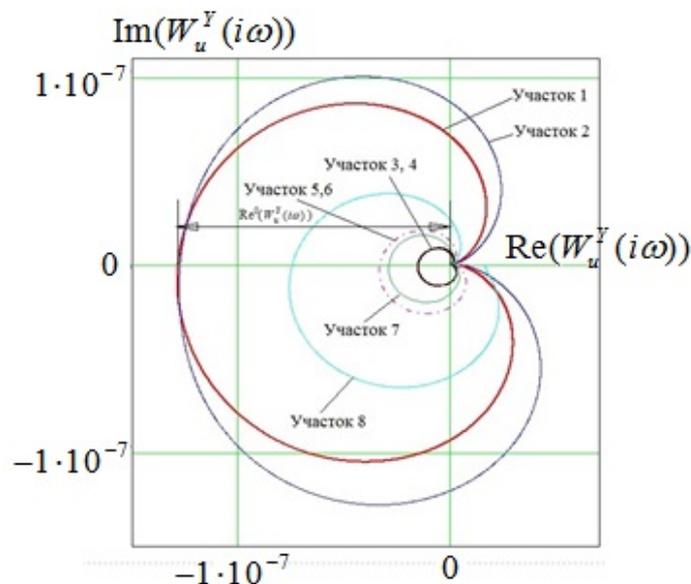


Рисунок 4.5 – АФЧХ упругой системы сборного чашечного инструмента базовой конструкции

Как показал анализ АФЧХ базовой конструкции сборного чашечного резца, длина отрезка на отрицательной оси $\text{Re}^0(W_u^Y(i\omega))$ на участках обработки 1 и 2 равен $\text{Re}^0(W_u^Y(i\omega)) = 1,3 \cdot 10^{-7}$.

Для усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца, АФЧХ которого показаны на рисунке 4.6, имеем: для участка 1 – $\text{Re}^0(W_u^Y(i\omega)) = 1,8 \cdot 10^{-8}$, а для участка 2 – $\text{Re}^0(W_u^Y(i\omega)) = 1,9 \cdot 10^{-8}$.

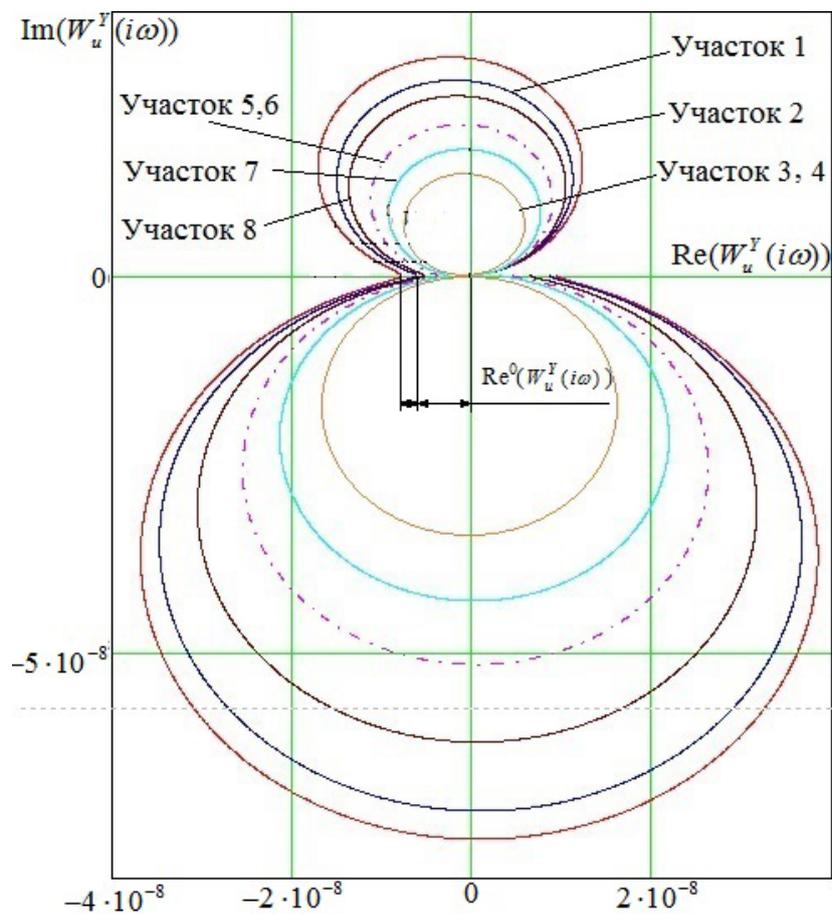


Рисунок 4.6 – АФЧХ упругой системы сборного чашечного инструмента усовершенствованной конструкции

Таким образом, имеем увеличение запаса устойчивости динамической системы сборного чашечного инструмента при восстановлении колесных пар на участке обработки 1 (обработка по кругу катания) – в 7,2 раза; на участке обработки 3 (переход от галтели к реборде) – в 6,8 раза.

Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) базовой и усовершенствованной конструкций сборного чашечного резца в зависимости от участка обработки были построены с помощью прикладного пакета Mathcad 15.0 [63] и показаны на рисунках 4.7 и 4.8 соответственно.

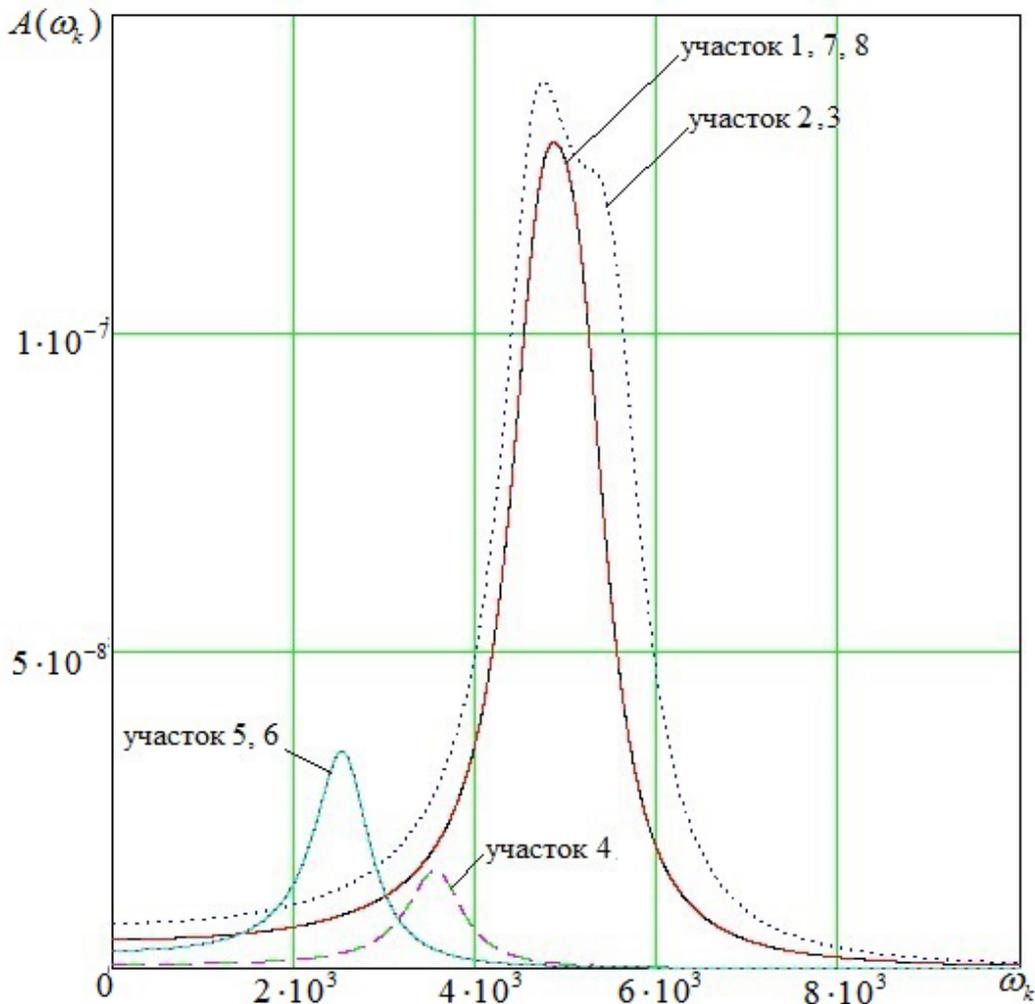


Рисунок 4.7 – АЧХ упругой системы сборного чашечного инструмента базовой конструкции

Диапазон амплитуд колебаний упругой системы сборного резца в базовой конструкции находится в пределах от $0,15 \cdot 10^{-7}$ до $1,3 \cdot 10^{-7}$, тогда как для усовершенствованной конструкции – $0,1 \cdot 10^{-7}$ до $0,72 \cdot 10^{-7}$ (уменьшение от 1,5 до 1,8 раза), что свидетельствует о более стабильном режиме работы усовершенствованными конструкциями резцов.

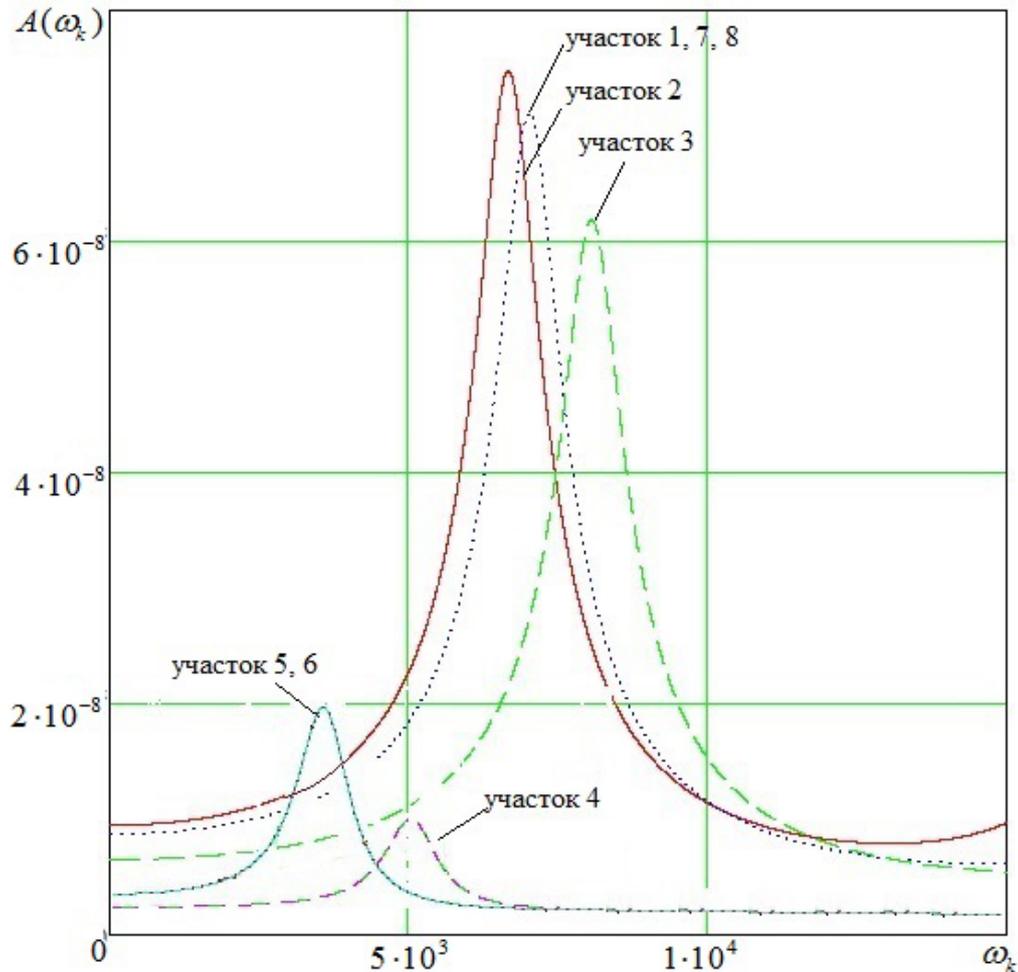


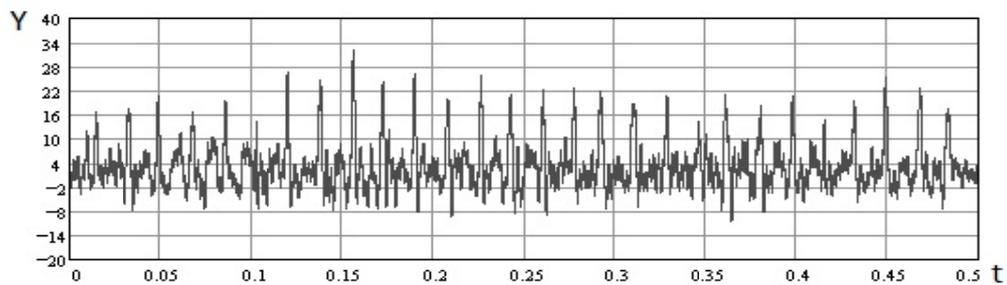
Рисунок 4.8 – АЧХ упругой системы сборного чашечного инструмента усовершенствованной конструкции

4.2 Экспериментальные исследования колебаний сборных резцов в процессе восстановления профиля колесных пар

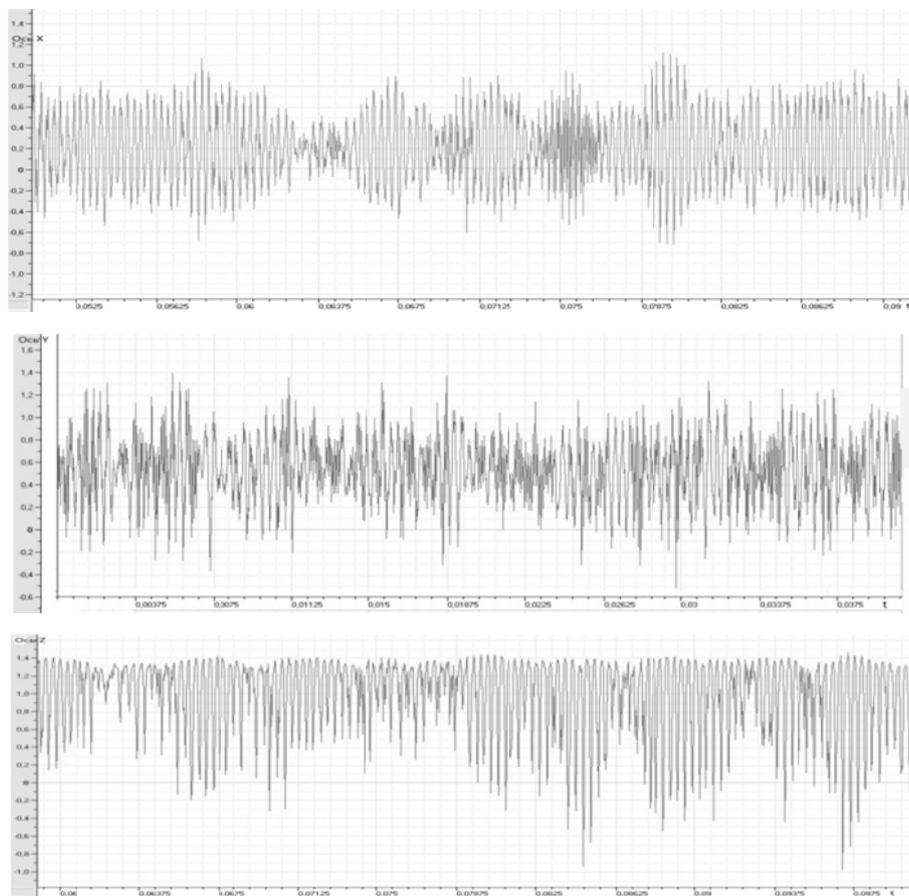
Экспериментальные исследования динамических характеристик сборных чашечных резцов для обработки железнодорожных колес проводились в соответствии с разработанными методиками экспериментальных исследований.

На рисунке 4.9 в качестве примера показаны виды низкочастотных и высокочастотных колебаний сборных чашечных резцов для обработки железнодорожных колес в процессе резания, полученных экспериментально, а на рисунках 4.10–4.11

показаны амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) колебаний сборных чашечных резцов для обработки железнодорожных колес в процессе резания, также полученные в результате экспериментальных исследований.



а)



б)

а – низкочастотные колебания в направлении P_y ;

б – высокочастотные колебания в направлении P_x , P_y , P_z

Рисунок 4.9 – Вид колебаний сборных резцов в процессе обработки колесных пар.

Материал – Сталь 2, $D = 950$ мм, $t = 3$ мм, $s = 3,5$ мм/об, $v = 12$ м/мин

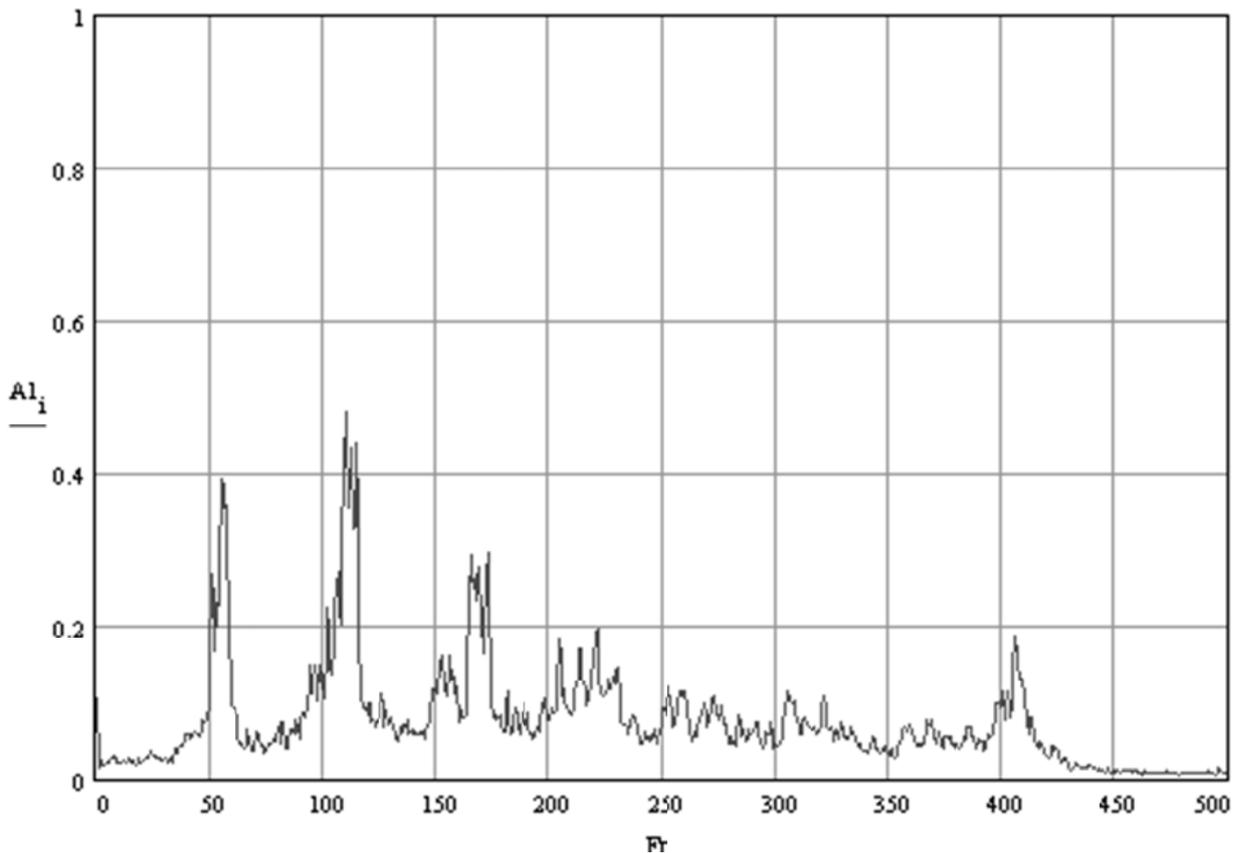


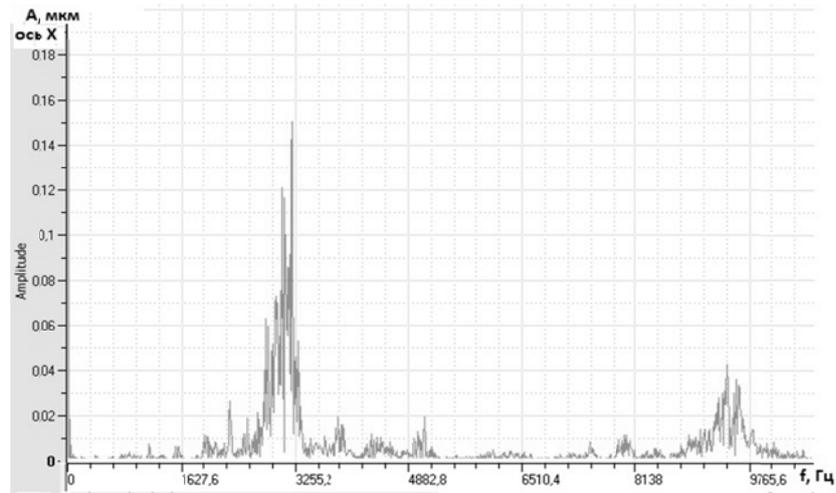
Рисунок 4.10 – АЧХ низкочастотных колебаний державки сборного чашечного резца при обработке круга катания. Материал – Сталь 2, $D = 950$ мм, $t = 3$ мм, $s = 3,5$ мм/об, $v = 12$ м/мин

Анализ амплитудно-частотных характеристик свидетельствует о наличии колебаний инструмента в процессе работы на некотором диапазоне частот от 0 до 10000 Гц, что отображается на АЧХ в виде экстремумов.

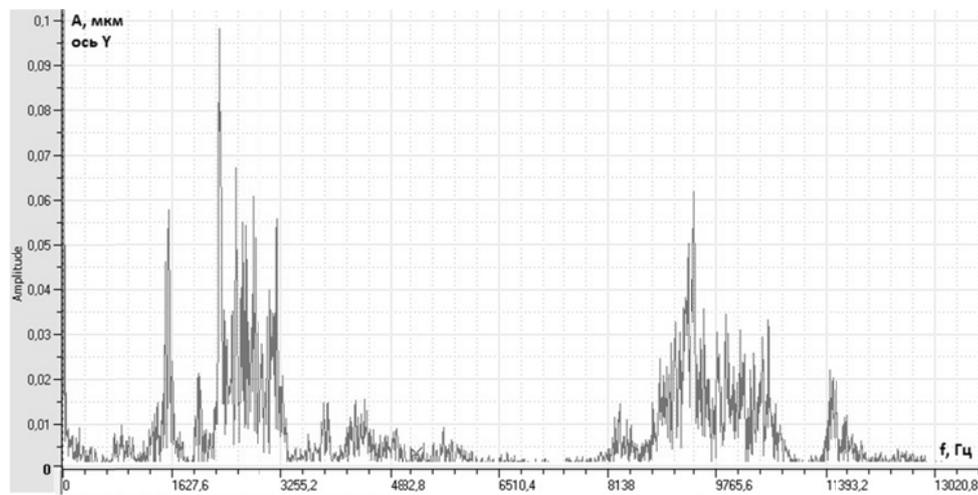
Так, в области низкочастотных колебаний $f = 0 \dots 1000$ Гц колебание резца происходит на частотах $f_1 = 115$ Гц, $f_2 = 410$ Гц.

Наличие низкочастотной составляющей в АЧХ сборных чашечных резцов для обработки железнодорожных колес обусловлено колебаниями элементов системы «станок – деталь», имеющих значительную массу, которые накладываются на колебания инструмента по принципу суперпозиции.

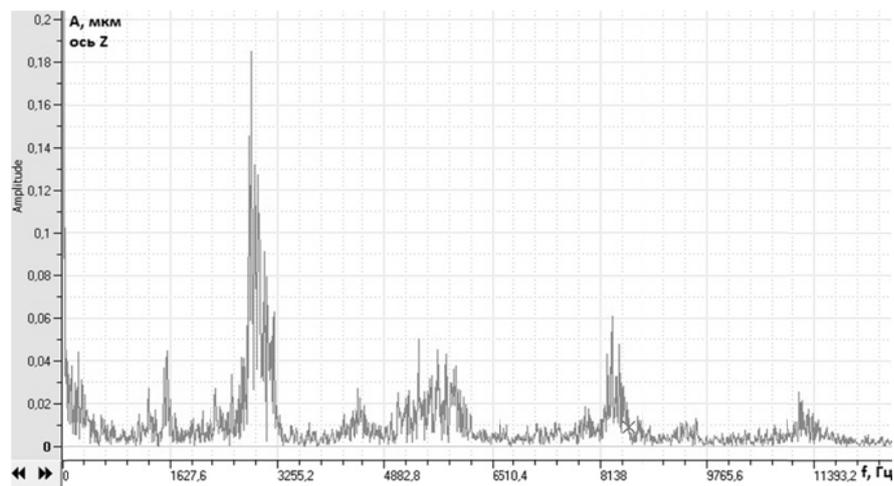
Анализ высокочастотных колебаний $f = 1000 \dots 10$ кГц показывает их наличие на частотах $f_1 = 3200$ Гц, $f_2 = 8500$ Гц.



а)



б)



в)

Рисунок 4.11 – АЧХ высокочастотных колебаний державки сборного чашечного резца при обработке круга катания в направлениях P_x (а), P_y (б), P_z (в). Материал – Сталь 2, $D = 950$ мм, $t = 3$ мм, $s = 3,5$ мм/об, $v = 12$ м/мин

Высокочастотные колебания совершаются непосредственно инструментом в процессе резания и представляют собой изгибные колебания державки, имеющей определенный вылет в процессе работы.

Измерительные датчики, которые были установлены на суппорте станка, не зафиксировали высокочастотных колебаний в указанном диапазоне частот, что свидетельствует о незначительности их амплитуды по сравнению с инструментом и их принадлежности к сборным чашечным резцам.

Результаты экспериментальных исследований характеристик колебаний сборных чашечных резцов в зависимости от скорости резания и подачи инструмента носят случайный характер, они должны подвергаться статистическому анализу.

Статистическая обработка данных выполнялась в соответствии с методиками экспериментальных исследований настоящей работы.

Обработка экспериментальных данных выполнялась на ПЭВМ с использованием прикладного программного пакета Statistica 10.0.

При помощи данного программного пакета вычислялись дисперсии параллельных опытов, проверялась однородность дисперсии по критерию Кохрена, вычислялись доверительные интервалы для средних значений.

Результаты статистических расчетов приведены в таблицах 4.1–4.4.

Анализ результатов экспериментальных исследований сборных чашечных резцов показал зависимость динамических характеристик сборных чашечных резцов от элементов режима резания в рассматриваемых частотных диапазонах.

Зависимость амплитуды колебаний сборных чашечных резцов от скорости резания имеет монотонный характер. На рисунках 4.12–4.13 представлены результаты экспериментальных исследований зависимости амплитуды колебаний от скорости резания в области низких и высоких частот.

Характер зависимости амплитуды колебаний от скорости резания при исследовании сборных чашечных резцов характеризуется следующими особенностями. Так, увеличение скорости резания при обработке колесных пар сборными

чашечными резцами приводит к монотонному росту величины амплитуды колебаний инструмента.

Таблица 4.1 –Зависимость амплитуды колебаний сборных чашечных резцов от скорости резания в области высоких частот

Результаты Условия	y_1	y_2	y_3	\bar{y}	s^2	s	$\pm\Delta\bar{y}$	G	$G_{кр}$
$v = 42$ м/мин, $s = 1$ мм/об	48,02	46,62	45,22	46,62	1,960	1,40	3,478	0,54	0,62
$v = 51$ м/мин, $s = 1$ мм/об	75,83	78,08	80,33	78,08	5,062	2,25	5,590		
$v = 65$ м/мин, $s = 1$ мм/об	248,68	241,92	235,16	241,92	45,697	6,76	16,794		
$v = 42$ м/мин, $s = 2$ мм/об	20,26	20,69	21,12	20,69	0,184	0,43	1,068		
$v = 51$ м/мин, $s = 2$ мм/об	43,61	42,37	41,13	42,37	1,537	1,24	3,081		
$v = 65$ м/мин, $s = 2$ мм/об	163,99	168,22	172,45	168,22	17,892	4,23	10,509		
$v = 42$ м/мин, $s = 3$ мм/об	6,69	6,56	6,43	6,56	0,016	0,13	0,323		
$v = 51$ м/мин, $s = 3$ мм/об	21,30	21,68	22,06	21,68	0,144	0,38	0,944		
$v = 65$ м/мин, $s = 3$ мм/об	136,82	133,50	130,18	133,50	11,022	3,32	8,248		
					$s_{\max}^2 = 45,69$; $\sum s^2 = 83,51$			$G < G_{кр}$	

Критерий Кохрена для проверки однородности дисперсии:

$$G = S^2 \{y\}_{\max} / \sum S^2 \{y\} = 45,69 / 83,51 = 0,54.$$

Поскольку $G < G_{кр}$, следовательно, ряд дисперсий однороден.

Таблица 4.2 – Зависимость амплитуды колебаний сборных чашечных резцов от скорости резания в области высоких частот

Результаты Условия	y_1	y_2	y_3	\bar{y}	s^2	s	$\pm\Delta\bar{y}$	G	$G_{кр}$
$v = 42$ м/мин, $s = 1$ мм/об	0,797	0,820	0,843	0,82	0,0005	0,023	0,057	0,45	0,62
$v = 51$ м/мин, $s = 1$ мм/об	1,603	1,560	1,517	1,56	0,0018	0,043	0,107		
$v = 65$ м/мин, $s = 1$ мм/об	4,320	4,440	4,560	4,44	0,0144	0,120	0,298		
$v = 42$ м/мин, $s = 2$ мм/об	0,411	0,400	0,389	0,40	0,0001	0,011	0,027		
$v = 51$ м/мин, $s = 2$ мм/об	0,954	0,980	1,006	0,98	0,0007	0,026	0,065		
$v = 65$ м/мин, $s = 2$ мм/об	3,810	3,710	3,610	3,71	0,0100	0,100	0,248		
$v = 42$ м/мин, $s = 3$ мм/об	0,077	0,080	0,083	0,08	0,0000	0,003	0,007		
$v = 51$ м/мин, $s = 3$ мм/об	0,760	0,590	0,420	0,59	0,0289	0,170	0,422		
$v = 65$ м/мин, $s = 3$ мм/об	3,030	3,120	3,210	3,12	0,0081	0,090	0,224		
					$s_{\max}^2 = 0,029; \sum s^2 = 0,065$			$G < G_{кр}$	

Критерий Кохрена для проверки однородности дисперсии:

$$G = S^2 \{y\}_{\max} / \sum S^2 \{y\} = 0,029 / 0,065 = 0,45.$$

Поскольку $G < G_{кр}$, следовательно, ряд дисперсий однороден.

Таблица 4.3 – Зависимость амплитуды колебаний сборных чашечных резцов от скорости резания в области низких частот

Результаты Условия	y_1	y_2	y_3	\bar{y}	s^2	s	$\pm\Delta\bar{y}$	G	$G_{кр}$
$v = 42$ м/мин, $s = 1$ мм/об	80,90	83,0	85,10	83	4,410	2,10	5,217	0,39	0,62
$v = 51$ м/мин, $s = 1$ мм/об	128,70	125,0	121,30	125	13,690	3,70	9,192		
$v = 65$ м/мин, $s = 1$ мм/об	308,27	317,0	325,73	317	76,212	8,73	21,688		
$v = 42$ м/мин, $s = 2$ мм/об	64,72	63,0	61,28	63	2,958	1,72	4,273		
$v = 51$ м/мин, $s = 2$ мм/об	89,37	92,0	94,63	92	6,916	2,63	6,534		
$v = 65$ м/мин, $s = 2$ мм/об	250,30	243,0	235,70	243	53,290	7,30	18,136		
$v = 42$ м/мин, $s = 3$ мм/об	44,76	46,0	47,24	46	1,537	1,24	3,081		
$v = 51$ м/мин, $s = 3$ мм/об	71,64	70,0	68,36	70	2,689	1,64	4,074		
$v = 65$ м/мин, $s = 3$ мм/об	199,40	205,0	210,60	205	31,360	5,60	13,912		
					$s_{\max}^2 = 76,213; \sum s^2 = 193,065$			$G < G_{кр}$	

Критерий Кохрена для проверки однородности дисперсии:

$$G = S^2 \{y\}_{\max} / \sum S^2 \{y\} = 76,213 / 193,065 = 0,39.$$

Поскольку $G < G_{кр}$, следовательно, ряд дисперсий однороден.

Таблица 4.4 – Зависимость амплитуды колебаний сборных чашечных резцов от скорости резания в области низких частот

Результаты Условия	y_1	y_2	y_3	\bar{y}	s^2	s	$\pm\Delta\bar{y}$	G	$G_{кр}$
$v = 42$ м/мин, $s = 1$ мм/об	9,26	9,05	8,84	9,05	0,0441	0,21	0,522	0,27	0,62
$v = 51$ м/мин, $s = 1$ мм/об	7,31	7,48	7,65	7,48	0,0289	0,17	0,422		
$v = 65$ м/мин, $s = 1$ мм/об	13,01	12,67	12,33	12,67	0,1156	0,34	0,845		
$v = 42$ м/мин, $s = 2$ мм/об	7,48	7,66	7,84	7,66	0,0324	0,18	0,447		
$v = 51$ м/мин, $s = 2$ мм/об	6,25	6,09	5,93	6,09	0,0256	0,16	0,397		
$v = 65$ м/мин, $s = 2$ мм/об	9,97	10,26	10,55	10,26	0,0841	0,29	0,720		
$v = 42$ м/мин, $s = 3$ мм/об	6,75	6,58	6,41	6,58	0,0289	0,17	0,422		
$v = 51$ м/мин, $s = 3$ мм/об	5,12	5,25	5,38	5,25	0,0169	0,13	0,323		
$v = 65$ м/мин, $s = 3$ мм/об	8,91	8,69	8,47	8,69	0,0484	0,22	0,547		
					$s_{\max}^2 = 0,116; \sum s^2 = 0,425$			$G < G_{кр}$	

Критерий Кохрена для проверки однородности дисперсии:

$$G = S^2 \{y\}_{\max} / \sum S^2 \{y\} = 0,116 / 0,425 = 0,27.$$

Поскольку $G < G_{кр}$, следовательно, ряд дисперсий однороден.

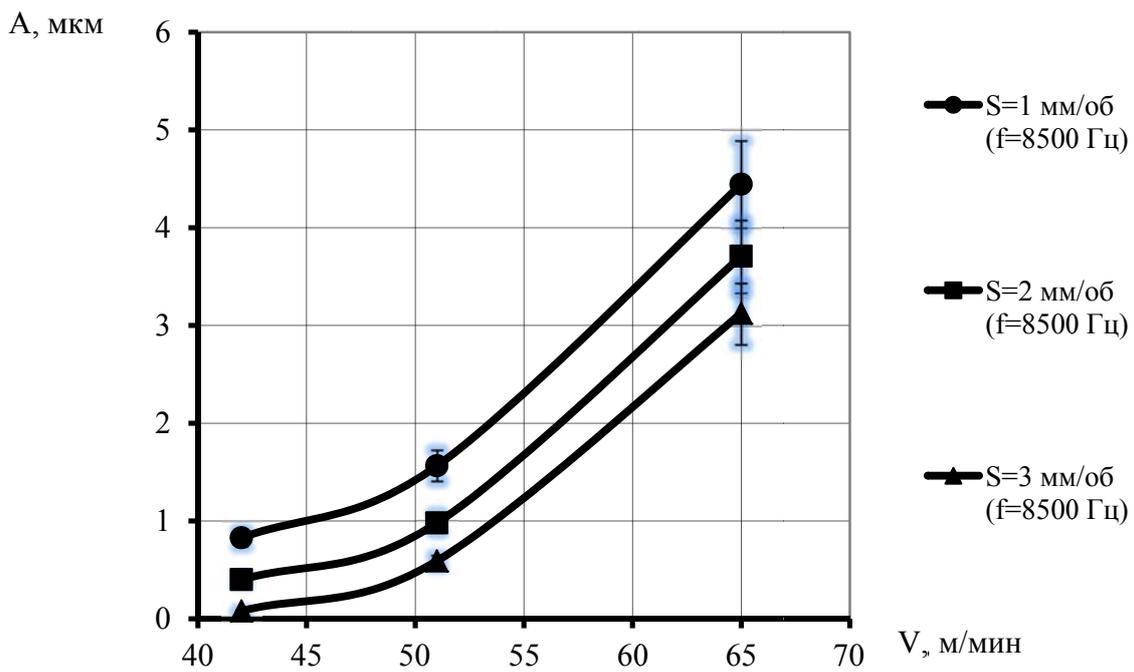
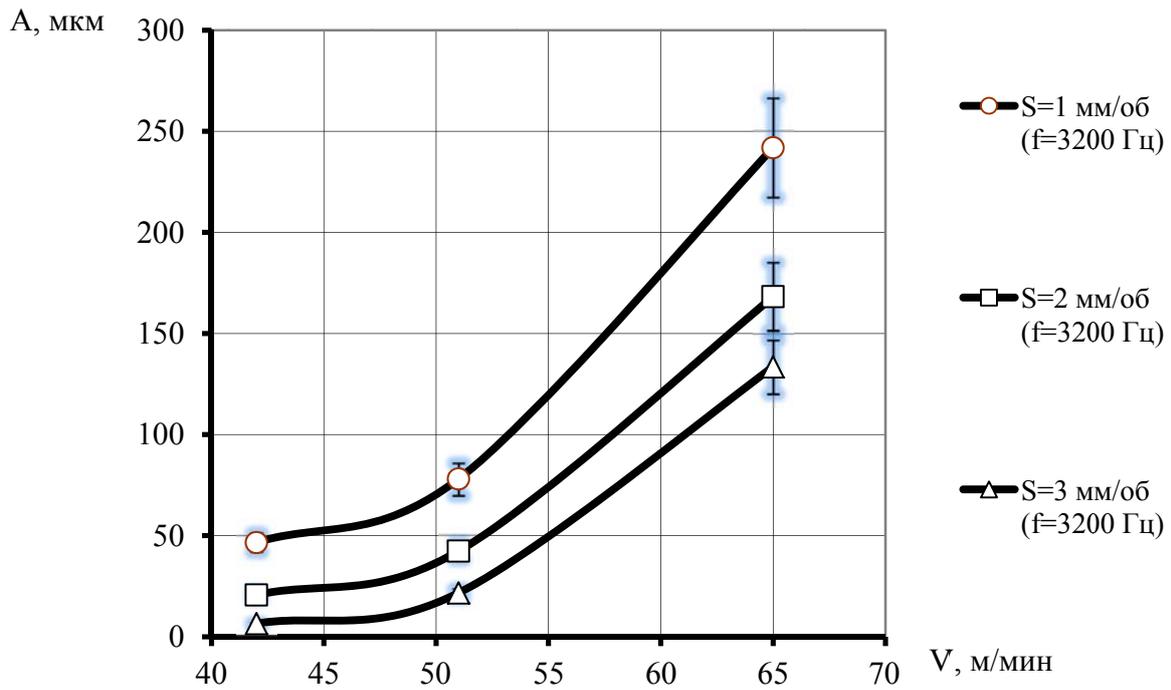


Рисунок 4.12 – Зависимость амплитуды колебаний от скорости резания в области высоких частот при обработке сборным чашечным резцом

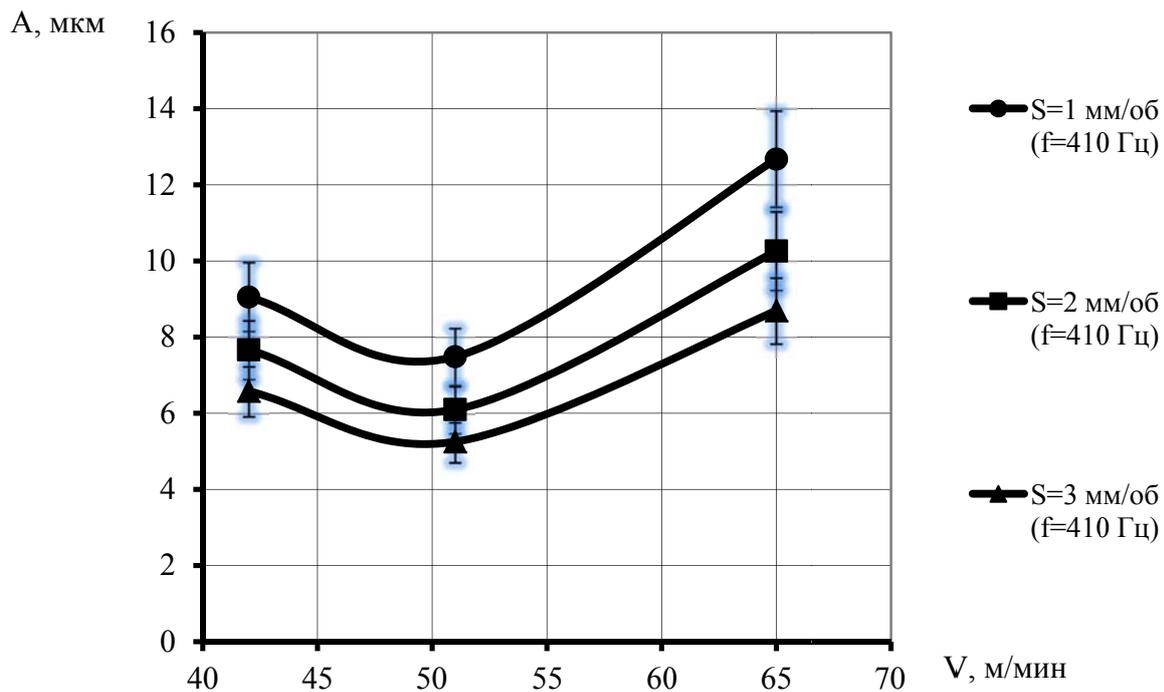
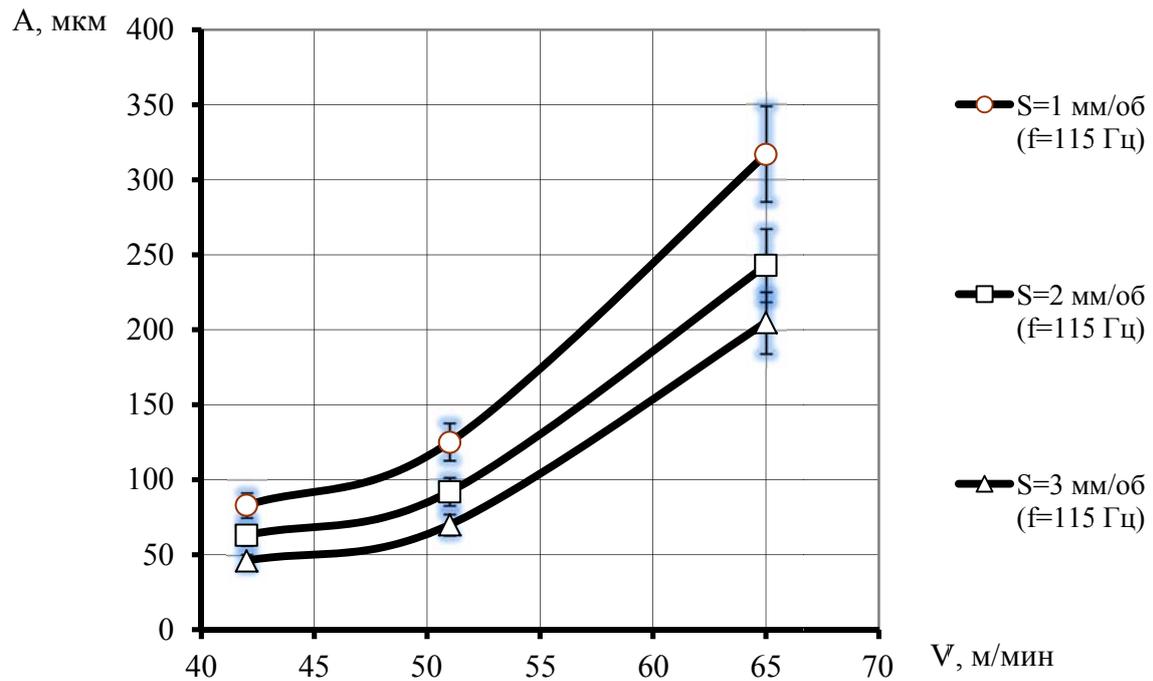


Рисунок 4.13 – Зависимость амплитуды колебаний от скорости резания в области низких частот при обработке сборным чашечным резцом

Увеличение амплитуды колебаний инструмента в данном случае объясняется наличием стыков в системе механического крепления пластины, которые снижают жесткость чашечного резца сборной конструкции.

Зависимость амплитуды колебаний от подачи инструмента в процессе резания является однозначной в области низкочастотных и высокочастотных колебаний. На рисунках 4.14–4.15 представлены результаты экспериментальных исследований зависимости амплитуды колебаний от подачи инструмента в рассматриваемых частотных диапазонах.

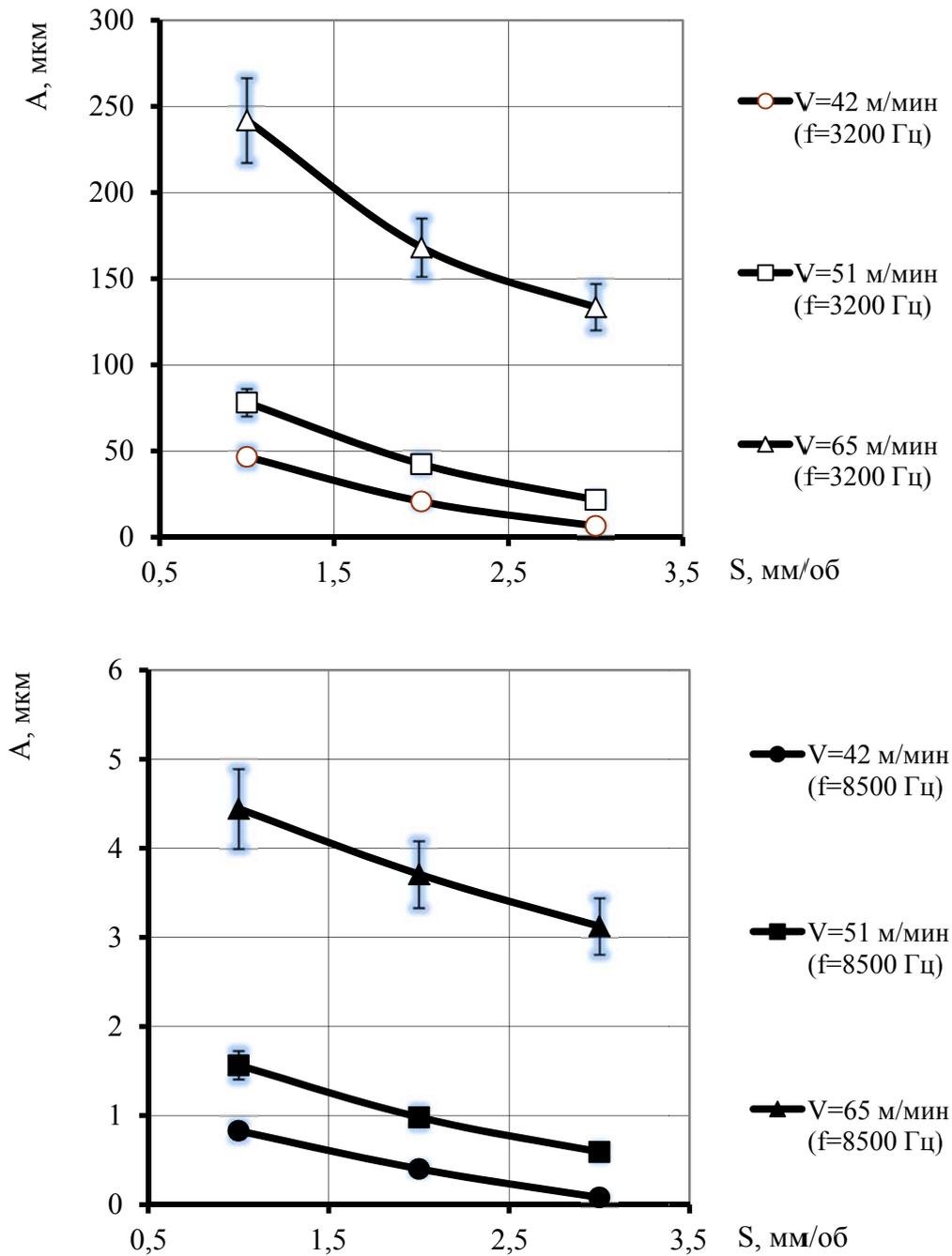


Рисунок 4.14 – Зависимость амплитуды колебаний от подачи инструмента в области высоких частот при обработке сборным чашечным резцом

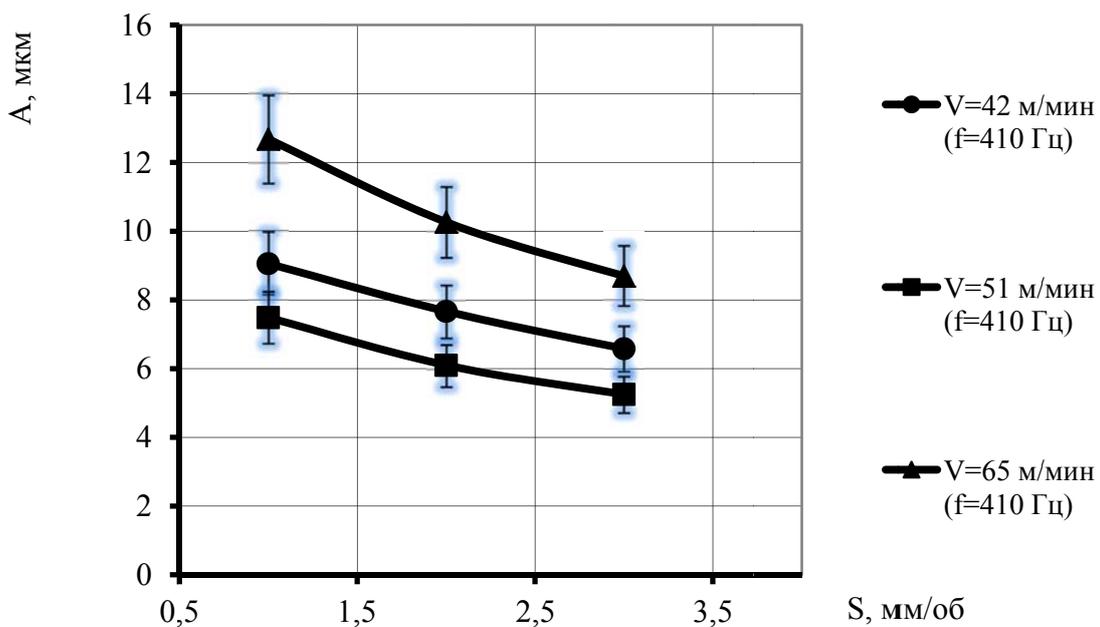
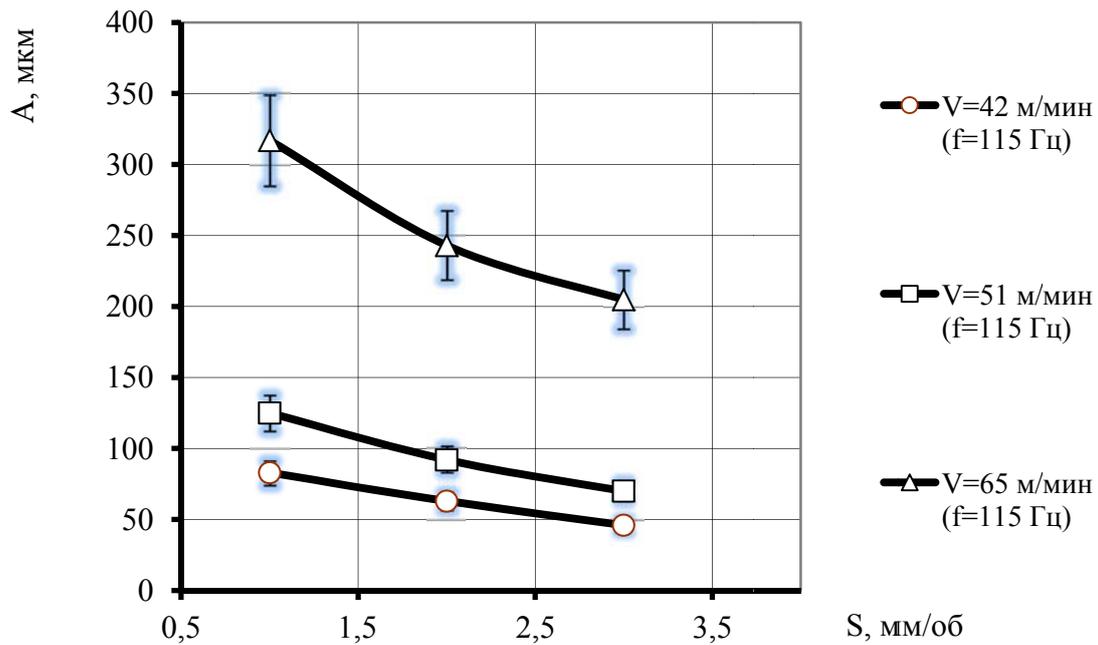


Рисунок 4.15 – Зависимость амплитуды колебаний от подачи инструмента в области низких частот при обработке сборным чашечным резцом

Характер зависимости амплитуды колебаний от подачи инструмента при резании сборными чашечными резцами имеет следующую особенность: при увеличении подачи от первоначального значения происходит монотонное снижение величины амплитуды колебаний.

Монотонное снижение величины амплитуды колебаний сборных чашечных резцов при увеличении подачи объясняется ростом сил резания, с другой стороны, увеличение подачи, а, следовательно, и толщины среза, приводит к увеличению демпфирующей способности самой зоны резания.

При экспериментальных исследованиях динамических характеристик сборных чашечных резцов исследовалось также влияние элементов режима резания на частоту колебаний сборных чашечных резцов в процессе резания. Анализ полученных результатов свидетельствует о незначительном влиянии подачи инструмента и скорости резания на частоту колебаний для сборных чашечных резцов.

Частота колебаний сборных чашечных резцов в процессе резания определяется преимущественно массами и жесткостью сборных чашечных резцов, жесткостью обрабатываемой на станке детали, а также жесткостью узлов металлорежущего станка.

4.3 Сравнение экспериментальных и расчетных зависимостей

Для проверки адекватности математической модели, которая описывает колебания сборных чашечных резцов в процессе резания, выполнялось сравнение зависимостей, полученных расчетным путем с помощью прикладного пакета MATLAB, и зависимостей, полученных в результате экспериментальных исследований.

Для моделирования колебаний принимались условия, при которых проводились экспериментальные исследования.

В процессе вычислений решалась система дифференциальных уравнений вида (4.20), описывающая движение системы в плоскости XOZ. В уравнениях (4.20) операторы сил резания $P_x(t)$, $P_y(t)$ определялись равенством (4.10).

Значения M_i , C_i , K_i , C_{p_y} , C_{p_z} , b , a_0 , X_{p_y} , X_{p_z} , Y_{p_y} , Y_{p_z} , ε , ω , t , T , τ в используемых выражениях (4.10)–(4.20) задавались дискретно.

На рисунках 4.16, 4.17 приведены зависимости амплитуды колебаний сборных чашечных резцов в процессе резания от подачи инструмента и скорости резания, полученные экспериментально, и путем моделирования в прикладной программе MATLAB.

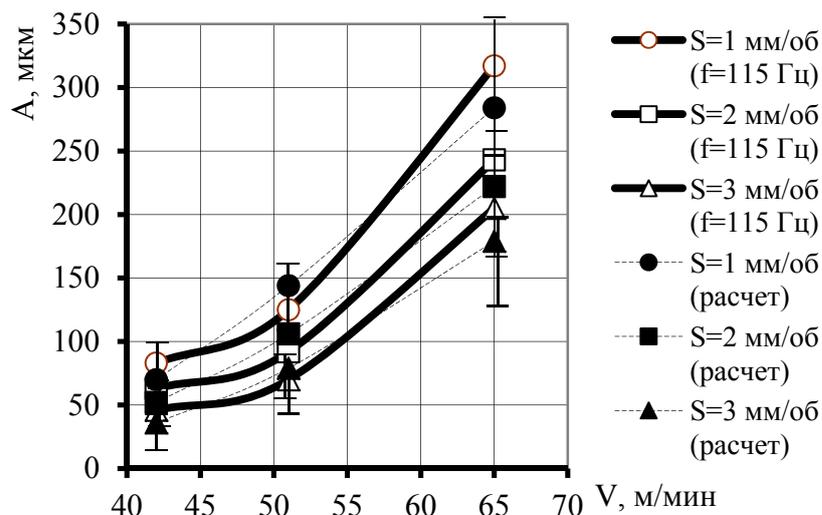


Рисунок 4.16 – Зависимость амплитуды колебаний от скорости резания в области низких частот при обработке сборным чашечным резцом

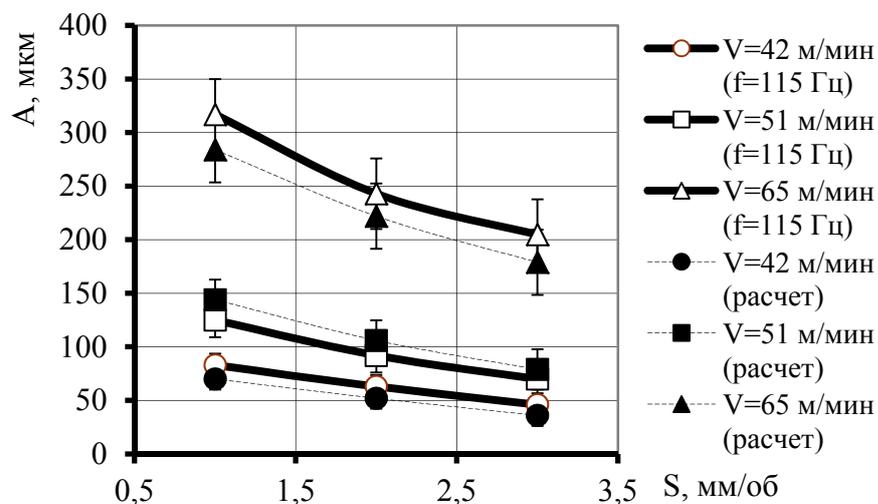


Рисунок 4.17 – Зависимость амплитуды колебаний от подачи инструмента в области низких частот при обработке сборным чашечным резцом

Как видно из рисунков 4.16 и 4.17, расчетные кривые зависимостей амплитуды колебаний от скорости резания и подачи инструмента в области низких частот находятся в пределах 10 %-ной зоны отклонений соответствующих экспериментальных кривых.

Таким образом, анализ приведенных зависимостей позволяет сделать вывод об адекватности предлагаемой математической модели.

Выводы по разделу 4

1. Анализ потенциальной устойчивости динамической системы усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца для восстановления профиля колесных пар показал увеличение запаса устойчивости в 6,8...7,2 раза по сравнению с базовой конструкцией.

2. Анализ амплитудно-частотных характеристик вибраций инструмента показал, что вне зависимости от участка обработки поверхности колесной пары, когда изменяется влияние направляющих сил резания, наиболее широкий диапазон частот колебаний пластины (в области 3200 Гц) наблюдается по направлению силы P_x , что указывает на ненадежное крепление пластины.

3. Динамический анализ усовершенствованных конструкций сборного чашечного резца для восстановления профиля колесных пар показал, что амплитуда колебаний режущей пластины уменьшилась в 1,5...1,8 раза, что говорит о более стабильном режиме работы предложенных конструкций.

4. Экспериментально установлена зависимость амплитуды колебаний сборных чашечных резцов от элементов режима резания. С увеличением скорости резания амплитуда колебаний увеличивается. При увеличении подачи амплитуда колебаний инструмента монотонно снижается.

5. Установлено, что элементы режима резания оказывают незначительное влияние на частоту колебаний сборных чашечных резцов в процессе резания. Частота колебаний определяется массами и жесткостью сборных чашечных резцов, жесткостью детали, а также жесткостью узлов металлорежущего станка.

6. Предложенная аналитическая модель сборного режущего инструмента для обработки колесных пар адекватно отображает процесс колебаний указанных резцов в процессе восстановления профиля колесных пар. Расхождение между теоретическими и экспериментальными данными не превышает 10 %.

РАЗДЕЛ 5

КАЧЕСТВО КОНСТРУКЦИЙ СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЯ КОЛЕСНЫХ ПАР

5.1 Разработка усовершенствованных конструкций сборных резцов для восстановления профиля колесных пар

В основу разработки усовершенствованной конструкции сборного чашечно-го резца поставлена задача усовершенствования конструкции сборного инструмента путем повышения надежности базирования по упорной поверхности отверстия режущей пластины при ее закреплении.

Усовершенствование конструкции заключается в том, что у режущего инструмента [73], который состоит из державки, оправки, режущей пластины, установленной цилиндрическим отверстием на цилиндрический выступ оправки, винта и закрепляющего элемента, торцовая поверхность цилиндрического выступа оправки выполнена конической, а закрепляющий элемент сделан в виде упругой разрезной втулки. Втулка контактирует своим коническим участком с конической торцовой поверхностью цилиндрического выступа оправки, а противоположная торцовая поверхность разрезной втулки контактирует с прижимной частью головки винта (рисунок 5.1).

Режущий инструмент состоит из державки 1, оправки 2, режущей пластины 3, установленной цилиндрическим отверстием 4 на цилиндрический выступ 5 оправки 2, винта 6 и закрепляющего элемента 7.

Торцовая поверхность 8 цилиндрического выступа 5 оправки 2 выполнена конически, а закрепляющий элемент 7 выполнен в виде упругой разрезной втулки, которая контактирует своим коническим участком 9 с конической торцовой поверхностью 8 цилиндрического выступа 5 оправки 2, а противоположная тор-

цовая поверхность *10* закрепляющего элемента *7* контактирует с прижимной частью *11* головки *12* винта *6*.

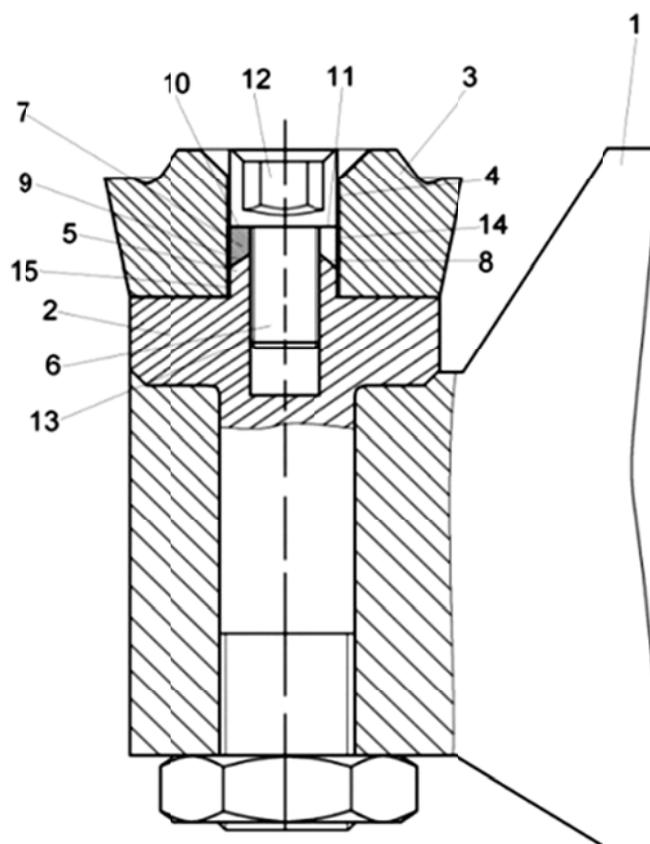


Рисунок 5.1 – Усовершенствованная конструкция сборного чашечного резца (патент № 32230)

Винт *6* при перемещении в резьбовом участке *13* оправки *2* взаимодействует прижимной частью *11* с противоположной торцовой поверхностью *10* разрезного элемента *7*, который контактирует своим коническим участком *9* с конической поверхностью выступа оправки *8*. За счет деформации разрезного элемента *7* происходит закрепление цилиндрической части *14* разрезного элемента *7* с цилиндрической поверхностью *15* отверстия *4* режущей пластины *3*.

Исследования показали, что данная конструкция обеспечивает повышение жесткости крепления и стойкости инструмента за счет уменьшения вибраций путем более надежного базирования режущей пластины по поверхности отверстия.

Втулка контактирует своим коническим участком с конической торцовой поверхностью цилиндрического выступа оправки, а противоположная торцовая поверхность разрезной втулки контактирует с прижимной частью головки винта.

Установлен тороидальный разрезной элемент, который контактирует с исполненной конической частью фасонной кольцевой поверхности на головке винта и с конической поверхностью цилиндрического отверстия режущей пластины.

Причем угол наклона конической части фасонной кольцевой поверхности превышает угол наклона конической поверхности цилиндрического отверстия режущей пластины.

Режущий инструмент (рисунок 5.3) состоит из державки 1, оправки 2, режущей пластины 3 с конической частью 4, установленной цилиндрическим отверстием 5 на цилиндрический выступ 6 оправки 2, винта 7 и закрепляющего элемента 8. Торцовая поверхность 9 цилиндрического выступа 6 оправки 2 выполнена конически, а закрепляющий элемент 8 выполнен в виде упругой разрезной втулки, которая контактирует своим коническим участком 10 с конической торцовой поверхностью 9 цилиндрического выступа 6 оправки 2, а противоположная торцовая поверхность 11 закрепляющего элемента 8 контактирует с прижимной частью 12 головки 13 винта 7. Тороидальный разрезной элемент 14 контактирует с выполненной конически частью 15 фасонной кольцевой поверхности 16 на головке 13 винта 7 и с конической частью 4 цилиндрического отверстия 5 режущей пластины 3, причем угол наклона конической части 15 фасонной кольцевой поверхности 16 превышает угол наклона конической части 4 цилиндрического отверстия 5 режущей пластины 3.

При перемещении винта 7 тороидальный упругий элемент 14 взаимодействует с конической частью 15 фасонной кольцевой поверхности 16 на головке 13 винта 7, а также с конической частью 4 режущей пластины 3. За счет упругой деформации тороидального упругого элемента 14 происходит прижим режущей пластины 3 по опорной поверхности 17 оправки 2. Винт 7 при перемещении в резьбовом участке 18 оправки 2 взаимодействует прижимной частью 12 с про-

щей пластины по опорной поверхности, расположенной под режущей вершиной инструмента.

Усовершенствование конструкции состоит в том, что сборный режущий инструмент содержит установленную в гнезде корпуса режущую пластину, неподвижный штифт, сопряженный с отверстием режущей пластины, и зажимной элемент.

Прижимной участок зажимного элемента контактирует с участком опорной поверхности тангенциально установленной режущей пластины, расположенной противоположно участку опорной поверхности, который находится под режущей вершиной пластины.

Сборный режущий инструмент состоит из корпуса *1*, тангенциально установленной в гнезде *2* корпуса *1*, который содержит отверстие *3*, режущей пластины *4*, неподвижного штифта *5*, сопряженного с отверстием *6* режущей пластины *4*, и зажимного элемента *7*. Прижимной участок *8* зажимного элемента *7* контактирует с участком *9* опорной поверхности *10* режущей пластины *4*, расположенной оппозитно контактирующей с опорной поверхностью *10* поверхности *11* гнезда *2*, которая находится под режущей вершиной *12* пластины *4*.

Зажимной элемент *7* сопряжен с корпусом *1* по резьбовому участку *13* и контактирует своим коническим участком *14* с коническим участком *15* отверстия *3* гнезда *2* корпуса *1*.

Зажимной элемент *7* при перемещении в резьбовом участке *13* взаимодействует своим коническим участком *14* с коническим участком *15* отверстия *3* корпуса *1* и прижимным участком *8* с опорной поверхностью *10* режущей пластины *4*, а также одновременно прижимая режущую пластину *4* через отверстие *6* к штифту *5* и по опорной поверхности *10* режущей пластины *4* к поверхности *11* гнезда *2* корпуса *1*.

Исследования показали, что применение режущего инструмента позволяет повысить жесткость крепления разработанного инструмента за счет гарантированного прижима режущей пластины по опорной поверхности под вершиной к базовой поверхности гнезда корпуса.

5.2 Качество сборного реза для восстановления профиля колесных пар

Применяя квалиметрический подход к оценке качества конструкции сборных резцов, была разработана иерархическая система свойств, составляющих качество инструмента для обработки колесных пар, которая представлена на рисунке 5.4.

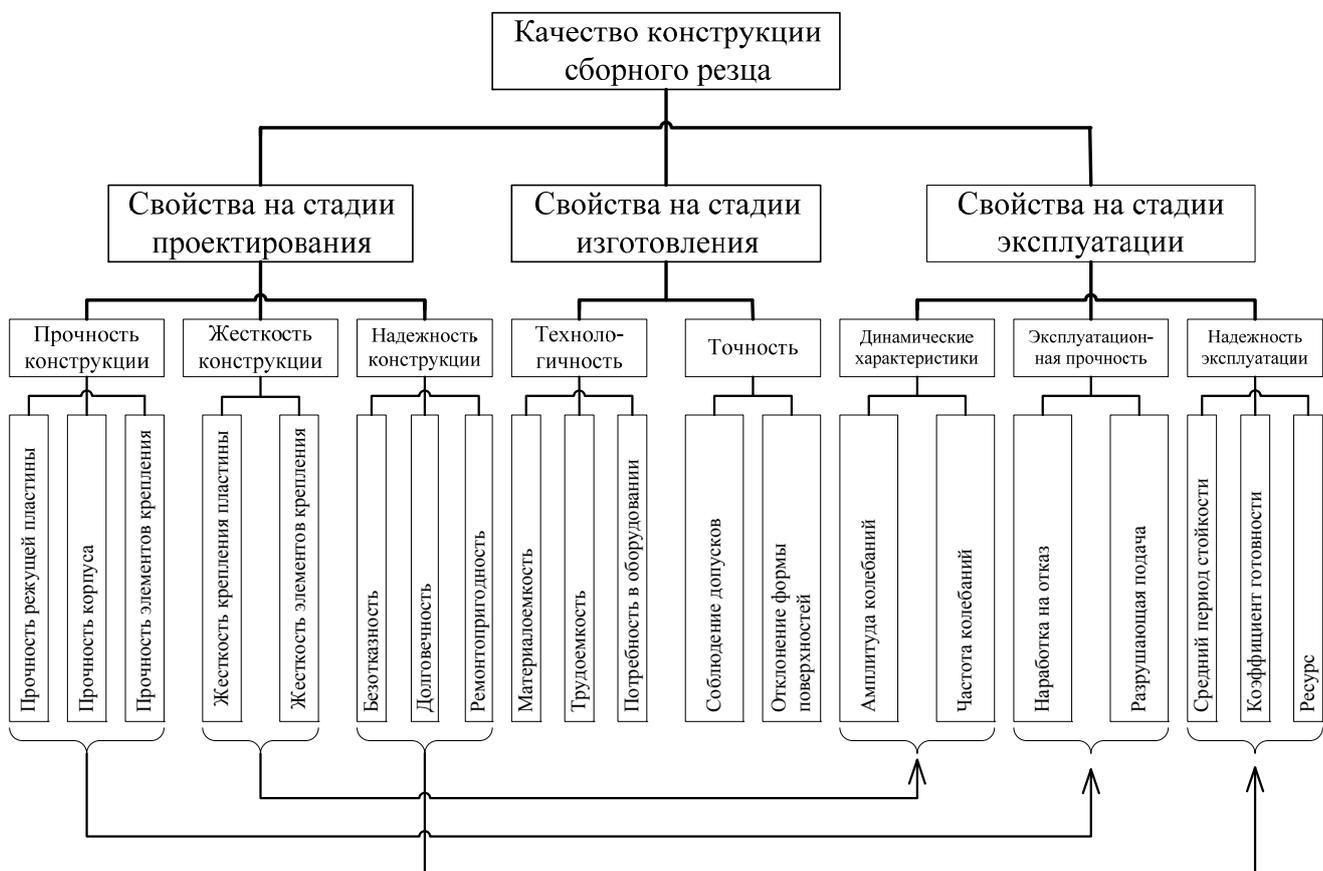


Рисунок 5.4 – Иерархическая система свойств, составляющих качество сборного режущего инструмента для обработки колесных пар

В указанной системе (рисунок 5.4) уровень качества сборного режущего инструмента для обработки колесных пар учитывает следующие свойства:

– свойства на стадии проектирования;

- свойства на стадии изготовления;
- свойства на стадии эксплуатации.

Каждое из этих свойств характеризуется свойствами более низкого уровня.

Так, свойства на стадии проектирования включают в себя:

- прочность конструкции, которая характеризуется прочностью режущей пластины, корпуса и элементов крепления;
- жесткость конструкции, которая характеризуется жесткостью крепления пластины и элементов крепления;
- надежность конструкции, которая характеризуется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью.

Аналогично свойства на стадии изготовления включают в себя:

- технологичность, которая характеризуется материалоемкостью, трудоемкостью, потребностью в оборудовании;
- точность, которая характеризуется соблюдением допусков, отклонением формы поверхностей.

И, наконец, свойства на стадии эксплуатации включают в себя:

- динамические характеристики, которые характеризуются амплитудой и частотой колебаний;
- эксплуатационную прочность, которая характеризуется наработкой на отказ, разрушающей подачей;
- надежность эксплуатации, которая характеризуется средним периодом стойкости, коэффициентом готовности, ресурсом.

Далее были проведены ранжирование и оценка весомости свойств, составляющих качество сборного режущего инструмента для обработки колесных пар, результаты которых представлены в таблицах 5.4 и 5.5.

Для оценки свойств на стадии проектирования (свойства 1, 2, 3) использовались оценки экспертной группы из 7 человек, в которой были представители предприятий (ПАО «КЗТС», локомотивное депо станции Лиман) и кафедр КМСИТ и АПП ДГМА.

Эксплуатационные испытания сборных резцов для восстановления профиля колесных пар базовой и усовершенствованной конструкций проводились методом разрушающей подачи [113] в лабораторных условиях на тяжелом токарном станке 1А64, технические характеристики которого представлены в таблице 5.1. Обрабатываемый материал – Сталь 45 ГОСТ 1050-88. Испытания проводились на скорости резания $v_{рез} = 20$ м/мин и глубине резания $t = 3$ мм на ряде подач $s = 1,5; 2,0; 2,2; 2,4; 2,8; 3,0; 3,2; 3,4; 3,8; 4,0; 4,2; 4,4; 4,8; 5,0$ мм/об.

Таблица 5.1 – Технические характеристики тяжелого токарного станка 1А64

№ п/п	Наименование параметра	Значение
1	Габариты станка, мм	5825×2000×1660
2	Масса станка, кг	10 400
3	Мощность электродвигателя главного привода, кВт	17
4	Количество электродвигателей на станке	4
5	Класс точности по ГОСТ 8-82	Н
6	Наибольший диаметр заготовки над станиной, мм	800
7	Наибольший диаметр заготовки над суппортом, мм	450
8	Наибольшая длина заготовки, мм	2 800
9	Наибольшая масса заготовки в центрах, кг	5 000
10	Частота вращения шпинделя, об/мин	7,1...750
11	Число ступеней продольных подач суппорта	32
12	Пределы продольных рабочих подач суппорта, мм/об	0,20...3,05
13	Число ступеней поперечных подач суппорта	32
14	Пределы поперечных рабочих подач суппорта, мм/об	0,07...1,04

На каждой ступени подачи работа длилась 30 секунд до разрушения резца на последней ступени, соответствующей подаче, которая косвенно количественно характеризует эксплуатационную прочность резца.

Результаты испытаний представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты испытаний сборных резцов для восстановления колёсных пар методом разрушающей подачи

Резец		Марка твёрдого сплава	Обрабаты- ваемый материал	Режимы испытания		Разруша- ющая подача, мм/об	Повышение прочности
				t, мм	v, м/мин		
чашечный	базовая конструк- ция	Т14К8	Сталь 3	3	20	4,5	-
	усоверш. конструк- ция					5,1	14 %
тангенциальный	базовая конструк- ция	МС221	Сталь 3	3	20	4,75	-
	усоверш. конструк- ция					5,7	20 %

Произведем предварительные расчеты, необходимые для оценки весомости свойств, составляющих качество эксплуатации сборного режущего инструмента.

Сумма рангов свойств, определенных на основании экспертизы, равна:

$$\sum_1^8 R_i = 10 + 10 + 9 + 7 + 5 + 10 + 10 + 9 = 70.$$

Весомость каждого свойства определим по формуле:

$$B_i = \frac{R_i}{\sum_1^8 R_i}.$$

Результаты расчета весомостей свойств показаны в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Результаты расчета весомостей свойств

Номер свойства	Наименование свойства	Весомость B_i
1	Прочность конструкции	0,14
2	Жесткость конструкции	0,14
3	Надежность конструкции	0,13
1	Прочность конструкции	0,10
2	Жесткость конструкции	0,08
6	Динамические характеристики	0,14
7	Эксплуатационная прочность	0,14
8	Надежность эксплуатации	0,13

На основе полученных данных построена круговая диаграмма (рисунок 5.5), в которой показаны результаты ранжирования свойств сборного режущего инструмента для восстановления профиля колесных пар (в процентном соотношении).

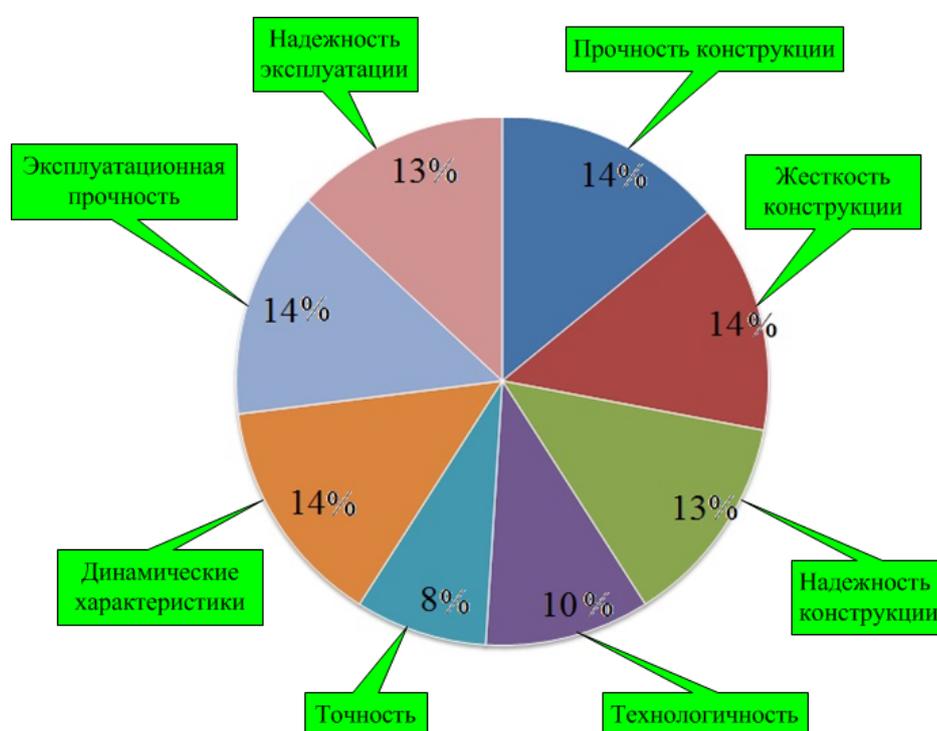


Рисунок 5.5 – Ранжирование свойств сборного режущего инструмента

Уровень качества чашечного резца определим по формуле (2.3). Для базовой конструкции сборного чашечного резца получим:

$$y_{1\text{чаш}} = \sum_1^n K_i \cdot B_i = 1,2 \cdot 0,14 + 1,2 \cdot 0,14 + 1,1 \cdot 0,13 + 0,8 \cdot 0,1 + 0,08 \cdot 1 + 1,2 \cdot 0,14 + \\ + 1,4 \cdot 0,14 + 1,2 \cdot 0,13 = 1,159.$$

Далее определим уровень качества усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца:

$$y_{2\text{чаш}} = \sum_1^n K_i \cdot B_i = 1,2 \cdot 0,14 + 1,6 \cdot 0,14 + 1,1 \cdot 0,13 + 0,8 \cdot 0,1 + 0,08 \cdot 1 + 1,5 \cdot 0,14 + \\ + 1,6 \cdot 0,14 + 1,2 \cdot 0,13 = 1,285.$$

Определим уровень качества базовой конструкции сборного резца с тангенциальным креплением пластины:

$$y_{1\text{тан}} = \sum_1^n K_i \cdot B_i = 1,2 \cdot 0,14 + 1,2 \cdot 0,14 + 1,1 \cdot 0,13 + 0,8 \cdot 0,1 + 0,08 \cdot 1 + \\ + 1,3 \cdot 0,14 + 1,5 \cdot 0,14 + 1,2 \cdot 0,13 = 1,187.$$

Далее определим уровень качества усовершенствованной конструкции сборного резца с тангенциальным креплением пластины:

$$y_{2\text{тан}} = \sum_1^n K_i \cdot B_i = 1,2 \cdot 0,14 + 1,7 \cdot 0,14 + 1,1 \cdot 0,13 + 0,8 \cdot 0,1 + 0,08 \cdot 1 + \\ + 1,8 \cdot 0,14 + 1,8 \cdot 0,14 + 1,2 \cdot 0,13 = 2,089.$$

Таблица 5.4 – Результаты экспертной оценки ранжирования и оценки весо-мостей свойств, составляющих качество сборных чашечных резцов для обработки колесных пар

Номер свойства	Наименование свойств	Ранг R_i	Весомость V_i	Оценка $K_i = \frac{P_i}{P_i^{баз}}$		Основание
				Резец 1 (баз.)	Резец 2 (усов.)	
Стадия проектирования						
1	Прочность конструкции	10	0,14	1,2	1,2	Экспертная оценка
2	Жесткость конструкции	10	0,14	1,2	1,6	
3	Надежность конструкции	9	0,13	1,1	1,1	
Стадия изготовления						
4	Технологичность	7	0,10	0,8	0,8	Опытные образцы
5	Точность	5	0,08	1,0	1,0	
Стадия эксплуатации						
6	Динамические характеристики	10	0,14	1,2	1,5	Лабораторные и эксплуатационные испытания
7	Эксплуатационная прочность	10	0,14	1,4	1,6	
8	Надежность эксплуатации	9	0,13	1,2	1,2	

Таблица 5.5 – Результаты экспертной оценки ранжирования и оценки весомостей свойств, составляющих качество сборных резцов с тангенциальным креплением пластин для обработки колесных пар

Номер свойства	Наименование свойств	Ранг R_i	Весомость B_i	Оценка $K_i = \frac{P_i}{P_i^{баз}}$		Основание
				Резец 1 (баз.)	Резец 2 (усов.)	
Стадия проектирования						
1	Прочность конструкции	10	0,14	1,2	1,2	Экспертная оценка
2	Жесткость конструкции	10	0,14	1,3	1,7	
3	Надежность конструкции	9	0,13	1,1	1,1	
Стадия изготовления						
4	Технологичность	7	0,10	0,8	0,8	Опытные образцы
5	Точность	5	0,08	1,0	1,0	
Стадия эксплуатации						
6	Динамические характеристики	10	0,14	1,3	1,8	Лабораторные и эксплуатационные испытания
7	Эксплуатационная прочность	10	0,14	1,5	1,8	
8	Надежность эксплуатации	9	0,13	1,2	1,2	

Таким образом, $y_{2чаш} \succ y_{1чаш}$, $y_{2тан} \succ y_{1тан}$. Следовательно, уровень качества усовершенствованных конструкций сборного чашечного резца и сборного резца

с тангенциальным креплением пластины выше уровня качества базовых конструкций в 1,2 и 1,7 раза соответственно.

Выводы по разделу 5

1. Разработанные конструкции сборного чашечного резца обеспечивают повышение жесткости крепления и периода стойкости инструмента за счет уменьшения вибраций путем более надежного базирования режущей пластины по поверхности отверстия.

2. Разработанная конструкция сборного режущего инструмента с тангенциальным креплением пластины позволяет повысить жесткость крепления и стойкость инструмента за счет гарантированного прижима режущей пластины по опорной поверхности под вершиной к базовой поверхности гнезда корпуса.

3. Уровень качества эксплуатации усовершенствованных конструкций сборного чашечного резца и сборного резца с тангенциальным креплением пластины выше базовых конструкций в 1,2 и 1,7 раза соответственно.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научная задача повышения эффективности сборных резцов, которые используются в процессе восстановления профиля колесных пар.

При этом получены следующие основные результаты:

1. На основании анализа литературных источников определены внешние факторы, которые влияют на эффективность процесса восстановления профиля колесных пар путем улучшения прочностных и динамических характеристик сборных резцов за счет надежного базирования режущей пластины по опорной и упорной поверхностям, а также позволяют снизить затраты инструмента за счет уменьшения количества отказов режущих пластин.

2. Установлено, что особенностью структуры отказов сборных чашечных резцов и резцов с тангенциальным креплением пластины является то, что большее влияние на отказ инструмента имеет ширина среза, чем толщина, особенно в зоне перехода от галтели к реборде, что обуславливает ее более значительное влияние на динамику процесса резания.

3. Разработаны усовершенствованные конструкции сборных резцов повышенной прочности для восстановления профиля колесных пар на основании результатов расчета напряженно-деформированного состояния элементов сборных резцов, которые учитывают контактное взаимодействие режущей пластины с элементами механического крепления и корпусом инструмента.

4. Усовершенствованные конструкции сборных резцов для обработки колесных пар позволили существенно увеличить жесткость узла крепления в направлениях осей жесткости x (до 4 раз) и y (до 2 раз) за счет гарантированного прижима режущей пластины по опорной поверхности под вершиной к базовой поверхности гнезда корпуса; а также снизить максимальные эквивалентные напряжения режущей части усовершенствованной конструкции сборного

режущего инструмента на 5...14 %, нормальные напряжения в наиболее опасном сечении – на 57 %.

5. С помощью усовершенствованной математической модели динамической системы «станок – инструмент – деталь», которая учитывает элементы конструкции крепления режущей пластины и характер нагружения, установлено, что запас динамической устойчивости упругой системы сборного чашечного резца повышается до 7 раз по сравнению с базовой конструкцией.

6. Применяя квалиметрический подход к оценке качества конструкции и процесса эксплуатации сборных резцов для восстановления профиля колесных пар, разработана иерархическая система свойств, составляющих их качество. Определено, что наиболее важными свойствами являются прочность конструкции, жесткость конструкции, динамические характеристики, эксплуатационная прочность.

7. Внедрены усовершенствованные конструкции сборных резцов для восстановления профиля колесных пар на ПАО «КЗТС», ООО «ТЯЖСТАНКОСЕРВИС» и ОАО «ХК "Лугансктепловоз"», что позволило повысить производительность обработки колесных пар на 15 %, а также снизить затраты на инструмент на 21...26 %, повысить качество сборных конструкций в 1,2 и 1,7 раза соответственно, а также дало общий годовой экономический эффект более 105 тыс. грн.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Азгальдов Г. Г. Квалиметрия: прошлое, настоящее, будущее / Г. Г. Азгальдов // Стандарты и качество. – 1994. – № 2. – С. 45–49.
2. Азгальдов Г. Г. Общие сведения о методологии квалиметрии / Г. Г. Азгальдов // Стандарты и качество. – 1994. – № 11. – С. 24–29.
3. Айвазян С. А. Прикладная статистика: основы моделирования и первичная обработка данных : справоч. изд. / С. А. Айвазян, И. С. Енюков, Л. Д. Мешалкин. – М. : Финансы и статистика, 1983. – 471 с.
4. Алехин С. В. Выбор метода обработки профиля поверхности катания колесных пар / С. В. Алехин, И. А. Иванов // Новые достижения науки и техники в технологии машиностроения. – Орел : Орловское отделение Приокского книжного издательства, 1976. – С. 7–9.
5. Алехин С. В. Перспективы совершенствования методов формообразования профиля катания колесных пар / С. В. Алехин, И. А. Иванов // Технология производства и повышение долговечности деталей подвижного состава : сб. науч. трудов. – Л. : ЛИИЖТ, 1971. – Вып. 329. – С. 3–11.
6. Артамонов Е. В. Повышение работоспособности сменных твердосплавных пластин путем снятия внутренних напряжений / Е. В. Артамонов, С. С. Чуйков // Омский научный вестник. – Омск. : ОмГТУ, 2010. – № 2 (90) – С. 42–44.
7. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах / под общей редакцией Д. Г. Красковского – М. : КомпьютерПресс, 2002. – 224 с.
8. Бессекерский В. А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бессекерский, Е. П. Попов. – М. : Профессия, 2007. – 752 с.
9. Бетанели А. И. Прочность и надежность режущего инструмента / А. И. Бетанели. – Тбилиси : Сабчата сакартвелло, 1973. – 304 с.
10. Бетанели А. И. Хрупкая прочность режущей части инструмента / А. И. Бетанели. – Тбилиси : ГПИ, 1966. – 319 с.

11. Блохин Е. П. Повышенный износ колес и рельсов – важнейшая проблема транспорта / Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, Н. И. Сергиенко // Залізничний транспорт України. – Київ : Держадмін. залізн. трансп. України, 2011. – № 1. – С. 10–14.
12. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – Москва : Машиностроение, 1975. – 344 с.
13. Богданов А. Ф. Эксплуатация и ремонт колесных пар вагонов / А. Ф. Богданов, В. Г. Чурсин – М. : Транспорт, 1985. – 270 с.
14. Богданов А. Ф. Восстановление профиля поверхности катания колёсных пар : учебное пособие / А. Ф. Богданов, И. А. Иванов ; под ред. д-ра техн. наук И. А. Иванова. – СПб. : ПГУПС, 2000. – 128 с.
15. Васильков Д. В. Динамика технологических систем механической обработки / Д. В. Васильков, В. Л. Вейц, И. И. Шевченко – Санкт-Петербург : Инвестрос, 1997. – 250 с.
16. Внуков Ю. М. Зношування і стійкість різальних лезових інструментів : навч. посіб. / Ю. М. Внуков, В. А. Залого – Суми : СумДУ, 2010. – 243 с.
17. Воробьев А. А. Анализ методов восстановления профиля катания колесных пар / А. А. Воробьев, И. А. Иванов, Д. П. Кононов, А. С. Тарапанов // Вестник ВНИИЖТ. – М., 2011. – № 3. – С. 34–38.
18. Городецкий Ю. И. Динамика торцового и цилиндрического фрезерования / Ю. И. Городецкий // Вестник машиностроения. – М. : Машиностроение, 1996. – № 6. – С. 81–86.
19. Городецкий Ю. И. Моделирование нелинейных явлений при резании металлов и компьютерные технологии / Ю. И. Городецкий // IV Международный конгресс «Конструкторско-технологическая информатика – 2000». – Москва : КТИ, 2000. – Т. 1. – С. 151–153.
20. Грабченко А. И. Повышение эффективности плоского торцевого шлифования / А. И. Грабченко, И. Н. Пыжов, В. Г. Клименко // Резание и инструменты в технологических системах. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. – Вып. 83. – С. 75–85.

21. Гречишников В. А. Оценка динамической точности настройки сборного инструмента на стадии проектирования / В. А. Гречишников, В. И. Малыгин, П. В. Перфильев // Вестник машиностроения. – Москва, 1996. – № 6. – С. 24–27.

22. Гузенко В. С. Исследование влияния схемы крепления на прочность резцов с тангенциальным расположением пластин / В. С. Гузенко, А. В. Колот, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – Донецьк, 2009. – Вип. 6 (154). – С. 101–106. – (Серія «Машинобудування і машинознавство»).

23. Гузенко В. С. Исследование динамических характеристик колесотокарного станка КЖ1836 при резании / В. С. Гузенко, О. Ф. Бабин, И. И. Полупан // Машиностроение и техносфера XXI века : сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. – Донецк, 2008. – Том 1. – С. 269–273.

24. Гузенко В. С. Исследование динамических явлений при резании сборным резцом для копировальной обработки / В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2007. – Вип. 21 – С. 92–97.

25. Гузенко В. С. Исследование динамической устойчивости процесса механообработки колесных пар / В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан, А. А. Шульга // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2009. – Вип. 25. – С. 22–27.

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

27. Гузенко В. С. Повышение прочности сборных чашечных резцов при обработке колесных пар / В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2011. – Вип. 118. – С. 23–26. – (Серія «Машиноприладобудування та транспорт»).

28. Гузенко В. С. Повышение эксплуатационных характеристик чашечного резца для колесотокарного станка / В. С. Гузенко, С. Л. Миранцов, И. И. Полупан // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2007. – Вип. 22. – С. 41–45.
29. Данилов В. Н. Взаимодействие пути и подвижного состава / В. Н. Данилов. – М. : Трансжелдориздат, 1961. – 302 с.
30. Дьяконов В. П. MATLAB 6.5 SP1/7+Simulink 5/6. Основы применения / В. П. Дьяконов. – М. : СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с. – (Серия «Библиотека профессионала»).
31. Евсеев Д. Г. Общие положения концепции развития производства по ремонту подвижного состава / Д. Г. Евсеев, В. А. Фомин // Транспорт России: проблемы и перспективы : труды Всероссийской научно-практической конференции. – М. : МИИТ, 2007. – С. 71–74.
32. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков – Л. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
33. Залого В. А. Расчет индикаторов разрушения режущего инструмента / В. А. Залого, В. В. Нагорный // Вісник Сумського державного університету. – Суми : СумДУ, 2012. – № 2. – С. 101–111. – (Серія: технічні науки).
34. Залого В. А. Скінченноеlements модель процесу різання, підтвердження її адекватності експерименту / В. А. Залого, Д. В. Криворучко, С. С. Некрасов // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 5. – С. 60–72.
35. Захаров Б. В. Толковый словарь по машиностроению / Б. В. Захаров, В. С. Киреев, Д. Л. Юдин ; ред. А. М. Дальский. – Москва : Русский язык, 1987. – 302 с.
36. Зенкін М. Рівень якості продукції та методи його визначення / М. Зенкін, К. Бичкова, Н. Шипукова // Стандартизація, сертифікація, якість. – 1999. – № 3. – С. 56–58.

37. Иванов И. А. Перспективы использования шлифования при восстановлении профиля катания колесных пар / И. А. Иванов // Вопросы оптимизации технологических процессов и оборудования ремонтного производства. Повышение долговечности состава : сб. науч. трудов. – Л. : ЛИИЖТ, 1976. – Вып. 395. – С. 65–72.
38. Ивченко Г. И. Введение в математическую статистику : учебник / Г. И. Ивченко, Ю. И. Медведев. – М. : Издательство ЛКИ, 2010. – 600 с.
39. Ивченко Т. Г. Определение оптимального уровня показателей качества режущего инструмента / Т. Г. Ивченко // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. – Краматорск : ДГМА, 1997. – С. 57–64.
40. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм / ВНД 32.0.07.001-2001. – Київ : Укрзалізниця, 2011. – 168 с.
41. Казакова Т. В. Применение комплексной системы оценки качества для повышения эффективности эксплуатации режущего инструмента / Т. В. Казакова, В. Н. Черномаз // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. – Краматорск : ДГМА, 1996. – Вып. 6. – С. 179–181.
42. Каталог инструмента ОАО «Сестрорецкий инструментальный завод» ООО «ЭФСИ». – СПб., 2004. – 56 с.
43. Кацев П. Г. Статистические методы исследования режущего инструмента / П. Г. Кацев. – М. : Машиностроение, 1974. – 240 с.
44. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.
45. Киффер Р. Твердые сплавы / Р. Киффер, Ф. Бенезовский ; пер. с нем. Е. И. Ечеистойой, Г. С. Чериковера ; под ред. В. И. Третьякова – М. : Metallurgia, 1971. – 392 с.
46. Клименко Г. П. Исследование влияния усилий закрепления режущей пластины по цилиндрическому отверстию на динамические характеристики сборного резца / Г. П. Клименко, В. С. Гузенко, И. И. Полупан // Вісник Національно-

го технічного університету «ХПІ» : зб. наук. праць. – № 4 (1113). – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – С. 101–103. – (Серія: технології в машинобудуванні).

47. Клименко Г. П. Исследование качества сборных многолезвийных инструментов / Г. П. Клименко // Різання та інструмент в технологічних системах : збірник наукових праць НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 82. – С. 83–90.

48. Клименко Г. П. Основы рациональной эксплуатации режущего инструмента : учебное пособие / Г. П. Клименко. – Краматорск : ДГМА, 2006. – С. 27.

49. Клименко Г. П. Повышение надежности твердосплавных сборных резцов при обработке деталей на тяжелых станках / Г. П. Клименко, В. С. Майборода, А. Ю. Андронов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – № 23. – С. 22–27.

50. Клименко С. Ан. Розподіл напружень на передній поверхні різального інструменту із ПНТМ на основі КНБ / С. Ан. Клименко, С. А. Клименко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – № 36. – С. 3–9.

51. Ковалев В. Д. Исследование рациональных режимов резания при обработке сложнопрофильных деталей с неравномерными физико-механическими характеристиками / В. Д. Ковалев, С. А. Гаков // Процеси механічної обробки у машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2007. – С. 48–59.

52. Кондратюк О. Л. Условия устойчивости процесса резания при реализации операции глубокого сверления на малых агрегатных станках / О. Л. Кондратюк // Машинобудування : збірник наукових праць. – Харків : УПА, 2007. – № 1. – С. 52–61.

53. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 360 с.

54. Кудинов В. А. Динамические расчеты станков (основные положения) / В. А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1995. – № 8. – С. 3–13.

55. Кудинов В. А. Закономерности формирования при резании стружек различных типов / В. А. Кудинов // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем : сб. науч статей. – Краматорск : ДГМА, 1997. – С. 98–106.

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

57. Кудинов В. А. Схема стружкообразования (динамическая модель процесса резания) / В. А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1992. – № 10. – С.14–19.

58. Курасов Д. А. Повышение долговечности бандажей колесных пар подвижного состава / Д. А. Курасов – М. : Транспорт, 1981. –160 с.

59. Левин А. И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков / А. И. Левин – М. : Машиностроение, 1978. – 183 с.

60. Лоладзе Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента / Т. Н. Лоладзе – М. : Машиностроение, 1982. – 527 с.

61. Лукина С. В. Моделирование и исследование напряженно-деформированного состояния осевых режущих инструментов численным методом конечных элементов в CAD/CAM/CFT/PFM-системе SOLIDWORKS / С. В. Лукина, М. В. Крутякова, М. Р. Рыбакова // Фундаментальные исследования. Технические науки. – М. : Академия Естествознания, 2013. – № 10. – С. 2431–2435.

62. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров – М. : Машиностроение, 1976. – 278 с.

63. Макаров Е. Инженерные расчеты в Mathcad 15 : учебный курс / Е. Макаров. – СПб. : ПИТЕР, 2011. – 400 с. – ISBN 978-5-459-00357-4.

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

65. Машнев М. М. Экономическая оптимизация процесса восстановления профиля поверхностей катания колесных пар обточкой после отжига их при

нагреве токами высокой частоты / М. М. Машнев, В. В. Диденко, А. П. Шифман, И. А. Иванов, А. Д. Алешин // Конструкционно-технологическое обеспечение надежности подвижного состава : сборник научных трудов. – Ленинград : ЛИИЖТ, 1985. – С. 48–53.

66. Миранцов С. Л. Аналитические исследования характеристик резцов с расширенными технологическими возможностями / В. С. Гузенко, Е. В. Мироненко, С. Л. Миранцов // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2010. – Вып. 111. – С. 52–57. – (Серія «Машиноприладобудування та транспорт»).

67. Мироненко Е. В. Некоторые аспекты имитационного математического моделирования геометрических параметров процесса зубофрезерования / А. Н. Шелковой, А. А. Клочко, Е. В. Набока, Е. В. Мироненко, А. Н. Кравцов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – № 36. – С. 136–149.

68. Михайлов М. И. Влияние статистических параметров сменных многогранных пластин на контактные напряжения с корпусом сборного инструмента / М. И. Михайлов // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – Чернигов : ЧГТУ, 2013. – № 4 (69). – С. 48–56. – (Серія «Технічні науки»).

69. Морозов Е. М. Метод конечных элементов в механике разрушения / Е. М. Морозов, Г. П. Никишков. – М. : Либроком, 2010. – 256 с.

70. Мушик Э. Методы принятия технических решений / Э. Мушик, П. Мюллер. – М. : Мир, 1990. – 214 с.

71. Общемашиностроительные нормативы режимов резания. Токарные и карусельные работы (выбор инструмента, режимов резания, определение расхода инструмента). – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 75 с.

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

73. Пат. 32230 Україна, МПК⁷ В23В 27/16. Різальний інструмент / Гузенко В. С., Полупан І. І. ; заявник та правовласник ДДМА. – № u200714595 ; опубл. 12.05.2008, Бюл. № 9. – 4 с.

74. Пат. 45677 Україна, МПК⁷ В23В 27/16. Збірний різальний інструмент / Гузенко В. С., Колот О. В., Міранцов С. Л., Полупан І. І. ; заявник та правовласник ДДМА. – № u200904245 ; опубл. 25.11.2009, Бюл. № 22. – 4 с.

75. Пат. 74617 Україна, МПК⁷ В23В 27/16. Різальний інструмент / Гузенко В. С., Полупан І. І. ; заявник та правовласник ДДМА. – № u200904245 ; опубл. 12.11.2012, Бюл. № 21. – 4 с.

76. Петко І. В. Визначення напружень на поверхнях деталей в зоні контакту при складанні з'єднань з натягом / І. В. Петко // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир : ЖДТУ, 2011. – Вип. 10. – С. 279–284.

77. Петков П. П. Актуальные вопросы динамики процесса резания металло-режущих систем / П. П. Петков // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – СПб, 2006. – № 44. – С. 41–44.

78. Писаренко Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – К. : Наукова думка, 1976. – 416 с.

79. Пластины сменные многогранные твердосплавные : каталог. – Кировград : КЗТС, 2011. – 76 с.

80. Подураев В. Н. Динамическая модель элементов технологической системы с учетом кинематической неустойчивости процесса резания / В. Н. Подураев, В. И. Малыгин, Л. В. Кремлева // Вестник машиностроения. – 1996. – № 6. – С. 18–23.

81. Полупан І. І. Аналіз умов експлуатації сборних різців при обробці колесних пар локомотивів / І. І. Полупан // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку : матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції. – Краматорськ : ДДМА, 2007. – С. 100. – ISBN 978-966-379-567-6.

82. Полупан І. І. Повышение виброустойчивости сборных резцов при черновой обработке колесных пар / И. И. Полупан // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2010. – Вип. 27. – С. 41–45.

83. Полупан И. И. Усовершенствование конструкций сборных резцов для контурной обработки на колесотокарных станках / И. И. Полупан // *Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї-наука-виробництво : збірник тез доповідей IX Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції*. – Запоріжжя, 2009. – С. 77–79. – ISBN 978-611-529-010-9.

84. Полупан И. И. Удосконалення конструкцій збірних різців для контурної обробки на колесотокарних верстатах / И. И. Полупан // *Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій : матеріали Міжнародної науково-технічної конференції*. – Тернопіль, 2010. – С. 210. – ISBN 966-305-007-7.

85. Полупан И. И. Улучшение динамических характеристик сборных чашечных резцов для обработки колесных пар / И. И. Полупан // *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку : матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції*. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – С. 111. – ISBN 978-966-379-567-6.

86. Полупан И. И. Динамическая модель процесса восстановления колесных пар сборным инструментом / И. И. Полупан // *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку : матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції*. – Краматорськ : ДДМА, 2013. – С. 95. – ISBN 978-966-379-567-6.

87. Потахов Д. А. Износ и восстановление профиля поверхности катания вагонных колесных пар повышенной твердости : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. / Д. А. Потахов ; ПГУПС. – СПб., 2014. – 190 с.

88. Проников А. С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : справочник-учебник. В 3-х т. Т. I: Проектирование станков / А. С. Проников., О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др. ; под общ. ред. Л. С. Проникова. – М. : Изд-во МГУ им. Н. Э. Баумана : Машиностроение, 1994. – 444 с.

89. Равская Н. С. Определение толщины среза при фрезеровании поверхностей вращения / Н. С. Равская, Л. И. Ковалева, Р. П. Родин // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. – Краматорськ : ДДМА, 2010. – № 26. – С. 3–7.

90. Равская Н. С. 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).

91. Равская Н. С. Разработка прогрессивных режущих инструментов на основе моделирования их работы методом самоорганизации : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.03.01 / Н. С. Равская. – К., 1991. – 370 с.

92. Развитие науки о резании металлов / В. Ф. Бобров, Г. И. Грановский, Н. Н. Зорев и др. ; под ред. д-ра техн. наук Н. Н. Зорева. – М. : Машиностроение, 1968. – 416 с.

93. Рауба А. А. Разработка системы использования твердосплавного инструмента для механической обработки деталей типа изношенных колесных пар : дис. на соискание ученой степени д-ра техн. наук / А. А. Рауба ; МГТУ «Станкин». – Москва, 2002. – 365 с.

94. Ресурс и ремонтпригодность колесных пар подвижного состава железных дорог : монография / под ред. проф. И. А. Иванова – М. : ИНФРА-М, 2011. – 264 с.

95. Рогов В. А. Выбор рациональной конструкции державки сборного токарного резца со вставками из композиционных материалов компьютерным моделированием / В. Р. Рогов, С. Горбани // Вестник машиностроения. – М. : ИнМаш, 2014. – № 2 – С. 81–82.

96. Рыбик В. А. Повышение эффективности восстановления колесных пар подвижного состава : дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / В. А. Рыбик. – Омск, 2000. – 166 с.

97. Сапунов В. Т. Прикладная теория упругости. / В. Т. Сапунов – М. : МИФИ, 2008. – 362 с.

98. Соловьев В. В. Повышение эффективности восстановления колесных пар на основе исследования прочностных и динамических характеристик сборных

резцов / В. В. Соловійов, С. Л. Міранцов, І. І. Полупан // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку : матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – С. 83. – ISBN 978-966-379-567-6.

99. Солод В. И. Автоматическое управление режимами резания металлов / В. И. Солод, В. В. Глушко, Г. Г. Гегелов. – М. : Машиностроение, 1979. – 157 с.

100. Сорока О. Б. Вплив азотування на напружено-деформований стан системи основа-PVD-покриття / О. Б. Сорока // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир : ЖДТУ, 2009. – Вип. 9. – С. 135–141.

101. Стандарт ISO 9000:2000. Системи управління якістю. Основоволожні принципи й словник. – Київ : Держстандарт України, 2001. – 30 с.

102. Струтинський В. Б. Визначення динамічних властивостей пружної системи супорта токарного верстата за допомогою стохастичної математичної моделі / В. Б. Струтинський, О. В. Даниленко // Вісн. Житомир. інж.-технол. ін-ту. Техн. науки. – Житомир : ЖІТІ, 1999. – № 10. – С. 22–27.

103. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки : підручник / В. Б. Струтинський. – Житомир : ЖІТІ, 2001. – 612 с. – ISBN 966-7570-94-0.

104. Струтинський В. Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів: моногр. / В. Б. Струтинський, В. М. Тіхенко. – Одеса : Астропринт, 2009. – 456 с.

105. Тихенко В. Н. Повышение эффективности обработки на колесотокарных станках / В. Н. Тихенко, С. В. Пчелинский // Праці Одеського політехнічного університету. – Одеса, 2012. – Вип. 1 (38). – С. 84–87. – (Серія «Машинобудування. Технологія металів. Матеріалознавство»).

106. Тонконогий В. М. Методологические основы управления качеством / В. А. Вайсман, В. Д. Гогунский, В. М. Тонконогий // Сучасні технології в машинобудуванні. – Харків : НТУ «ХПИ», 2012. – Том 7. – С. 160–165.

107. Трушин С. И. Метод конечных элементов. Теория и задачи / С. И. Трушин. – М. : АСВ, 2008. – 256 с.

108. Урушев С. В. Оптимизация процесса восстановления профиля поверхности катания вагонных колесных пар на основе нейронных сетей / Р. А. Сахаров, Д. П. Кононов, С. В. Урушев // Известия Петербургского университета путей сообщения. – СПб. : СПбУПС, 2013. – № 2 (35). – С. 67–73.

109. Урушев С. В. Разработка ресурсосберегающих технологий ремонта колес железнодорожного подвижного состава : дис. на соискание ученой степени д-ра техн. наук./ С. В. Урушев. – СПб, 2000. – 450 с.

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

111. Хае́т Г. Л. Прочность режущего инструмента. / Г. Л. Хае́т. – М. : Машиностроение, 1975. – 168 с.

112. Хае́т Г. Л. Расчет на прочность твердосплавного резца как составного тела / Г. Л. Хае́т, Л. В. Сергеев, Л. М. Миранцов // Надежность режущего инструмента. – К. : Техника, 1972. – С.106–116.

113. Хае́т Г. Л. Методика оценки качества режущего инструмента / Г. Л. Хае́т. – Краматорск : КИИ, 1975. – 45 с.

114. Че́вычелов С. А. Исследование напряженно-деформированного состояния протяжного инструмента для обработки гранных отверстий / С. А. Че́вычелов, В. В. Сидорова // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – № 82. – С. 308–311.

115. Чи́гарев А. В. ANSYS для инженеров : справочное пособие / А. В. Чи́гарев, А. С. Кравчук, А. Ф. Смалюк. – М. : Машиностроение, 2004. – 512 с.

116. Шу́бин А. А. Восстановление геометрических параметров профиля катания колесных пар с учетом физико-механических свойств обрабатываемой поверхности / А. А. Шу́бин, Д. А. Жуков // Конструктивно-технологическое обеспечение надежности подвижного состава : сб. науч. трудов ЛИИЖТ. – Ленинград, 1985. – С. 54–56.

117. Шу́стиков А. Д. Анализ качества сборных проходных резцов / А. Д. Шу́стиков. – М. : НИИМаш, 1961. – 40 с.

118. Эльясберг М. Е. К теории и расчету устойчивости процесса резания металла на станках / М. Е. Эльясберг // Станки и инструмент. – М. : Машиностроение, 1971. – № 11. – С. 6–11.
119. Эльясберг М. Е. Основы теории автоколебаний при резании металлов / М. Е. Эльясберг // Станки и инструмент. – М. : Машиностроение, 1968. – № 10. – С. 3–8.
120. Юдин Д. Л. Упрочняющая технология при изготовлении зубчатых колес / Д. Л. Юдин // Новые технологические процессы и оборудование для поверхностной пластической обработки металлов. – Брянск, 1986. – С. 10–11.
121. Якубовский В. Международные стандарты ISO 9000 версии 2000 года: основы, структура и практика применения (Ч. 1. Принципы построения) / В. Якубовский // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2000. – № 2. – С. 53–57.
122. Pramet. Токарная обработка : каталог. – Москва, 2014. – 398 с.
123. Sandvik MKTC. Твердосплавные пластины : каталог инструмента. – Москва : Металлообработка, 2008. – 44 с.
124. Black J. T. Materials and Processes in Manufacturing / J. T. Black, R. Kohser. – Danvers : John Wiley & Sons, 2008. – 1031 p.
125. Ceratizit S. A. Tools for Railways : Catalogues. – Austria : GmbH, 2014. – 10 p.
126. Collette C. Laser measurement of torsional vibrations/longitudinal creepage of a railway wheel set on a scaled test bench / C. Collette, A. Preumont // Optics and Lasers in Engineering. – Elsevier Science, 2009. – Vol. 47. – P. 385–389.
127. Fausen Kong. Fuzzy stability analysis of mode coupling chatter on cutting process / Fausen Kong, Yu Junvi // Chin. J. Mech. Eng. – 1998. – 11, № 2. – P. 109–114.
128. Kalpakjian S. Manufacturing Engineering and Technology / S. Kalpakjian, S. Schmid. – Pearson Education, 2009. – 1197 p.
129. Klimenko S. An. Study of the contact zone parameters and stresses on the rake face of a tool equipped by a cBN-based PSHM in turning hardened steel / S. An. Klimenko, A. S. Manohin, S. A. Klimenko // Journal of Superhard Materials. – 2015. – Vol. 37, № 2. – P. 125–131.

130. Kovalov V. Research of the construction parameters in elements of fastening of tip on the durability of split cup-tip tool / V. Kovalov, V. Guzenko, I. Polupan // 9th International Quality Conference: Conference manual. – Kraguevac, Serbia : Center for Quality, Faculty of Engineering, University of Kraguevac, 2015. – Scientific Focus 1. – P. 94–98. – ISBN 978-86-6335-015-1.

131. Machine Tools for Railways : Catalogues Rafamet : RAFAMET S. A. – 2012. – 12 p.

132. Polupan I. Effectiveness Rising of Wheel-Pairs Renewal by Cup-Tip Cassette Tool / V. Kovalov, V. Guzenko, P. Dašić, I. Polupan // Applied Mechanics and Materials : Scientific Focus. – Zürich, Switzerland : Trans Tech Publications, 2015. – Vol. 806. – P. 94–98.

133. Schulz, I I. Characterization of the dynamic properties of long-protruding tools / I. I. Schulz, W. Huerkamp, T. Wurz // 2nd Int. Germ. and French Conf. High Speed Mach. Darmstadt. March 10 – 11, 1999. – Darmstadt, 1999. – P. 121–126.

134. Sładkowski A. Aktywna wibroizolacja drgań mechanicznych pasażerskiego wagonu kolejowego / A. Sładkowski, D. Gąska, T. Haniszewski, J. Margielewicz // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej : Seria Transport. – Gliwice : WPS, 2015. – № 87 (1929). – P. 63–71.

135. Thompson D. Railway Noise and Vibration / D. Thompson. – Oxford : Elsevier Science, 2009. – 536 p.

136. ZCC Cutting Tools Europe GmbH. Catalogues / Düsseldorf, Deutschland. – 2016. – 414 p.

137. <http://www.kzts.com/products.html#product4>

Приложение А

Технические характеристики вибропреобразователей ДН-3, ДН-4, ДН-5

Наименование характеристики	ДН-3	ДН-4	ДН-5
Рабочий диапазон частот, Гц	до 4800	До 12600	до 500
Действительное значение коэффициента преобразования вибропреобразователя на частоте 160 Гц, $\text{мВ} \cdot \text{с}^2 \text{ м}^{-1}$	$10 \pm 0,6$	$1 \pm 0,06$	$31,5 \pm 3,15$ (на частоте 63 Гц)
Относительный коэффициент поперечного преобразования, %	4	4	5
Средний срок службы, не менее, лет	10	10	6
Габаритные размеры, мм	20x25x30	20x20x14	22x28
Масса, не более, кг	0,05	0,013	0,04

Приложение Б.

Листинг программы для обработки экспериментальных данных
в программной среде MATLAB 8.0

```
%% ИЗМЕНЕНИЕ ТЕКУЩЕЙ ДИРЕКТОРИИ
```

```
CurrentDirectory='C:\Program Files\MATLAB\R2008a\work';  
cd(CurrentDirectory);
```

```
%% ОЧИСТКА РАБОЧЕГО ОКНА И ОКНА СООБЩЕНИЙ  
clear;clc;
```

```
%% ВВОД ИСХОДНЫХ НАСТРОЕК
```

```
K=3 ; %Кол-во каналов  
Fkv=133333 ; %частота квантов. АЦП  
Fk=Fkv/K ; % частота квант. одного канала
```

```
%% ТАБЛИЦА ФАЙЛОВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
```

```
filName(1,1)={'bandazh s=2 h=2 2.dat'};  
%filName(1,2)={'2 ugol=40 v=1000 s=0.81 t=0.15.dat'};  
  
% filName(1,2)={'2006_10_11\p-1 N=315 S=16 t=2 b= 79 XY.dat'};  
% filName(1,3)={'2006_10_11\p-1 N=400 S=16 t=2 b= 79 XY.dat'};  
% filName(2,1)={'2006_10_11\p-1 N=250 S=16 t=2 b= 79 XYZ.dat'};  
% filName(2,2)={'2006_10_11\p-1 N=315 S=16 t=2 b= 79 XYZ.dat'};  
% filName(2,3)={'2006_10_11\p-1 N=400 S=16 t=2 b= 79 XYZ.dat'};  
% filName(2,4)={'2006_10_11\p-1 N=1000 S=16 t=2 b= 79 XYZ.dat'};  
%  
% filName(3,1)={'Experiment\Freza 1 zub\KORD_X_KOD_4_N250_t4_4.dat'};
```

```
%% ПРОСМОТР ГРАФИКА РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССА
```

```
Index=[1 1]; %Выбор файла данных для анализа
```

```
fid = fopen(cell2mat(filName(Index(1),Index(2))),'r');  
[A, count]= fread(fid,inf,'int16');  
fclose(fid);  
% [b,a] = cheby1(6,0.5,[0.0001 0.1]) ; % Коэффициенты фильтра чебышева  
NumOfEl=COUNT/K;  
Y=reshape(A,K,NumOfEl)';
```

```
Ts=1/Fk;
M=NumOfEl;
t_real=[0:M-1]*Ts; %Вектор времени

NK=2 ;    % Номер канала для обработки
Z=Y(:,NK);
figure (1);
clf;
subplot(2,1,1);
plot(t_real,Z);
title('Vibration sensor data');
ylabel('Amplitude, a.u.');
```

%% ФИЛЬТРАЦИЯ ДАННЫХ В SIMULINK

```
Accel=[t_real' Y];
open VanyaExper_AccelBandPass.mdl;
```

%% ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ОТФИЛЬТРОВАННЫХ ДАННЫХ

```
Acc_filter=Accel_filter.signals.values(:,NK);
figure (1);
subplot(2,1,2);
plot(t_real,Acc_filter);
title('Filtered vibration data');
ylabel('Amplitude, a.u.');
```

Приложение В.
Полученные патенты на изобретения
Приложение В.1



(11) **32230**(19) **UA**(51) МПК (2006)
B23B 27/16

- | | | | |
|---|---------------------------------|-------------------|---|
| (21) Номер заявки: | u 2007 14595 | (72) Винахідники: | Гузенко Віталій Семенович (UA),
Полупан Іван Іванович (UA) |
| (22) Дата подання заявки: | 24.12.2007 | (73) Власник: | Донбаська державна
машинобудівна академія,
вул. Шкадінова, 72, м.
Краматорськ, Донецька обл.,
84313, Україна, UA |
| (24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: | 12.05.2008 | | |
| (46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: | 12.05.2008,
Бюл. № 9 | | |

(54) Назва корисної моделі:

РІЗАЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ

(57) Формула корисної моделі:

Різальний інструмент, який складається з державки, оправки, ріжучої пластини, встановленої циліндричним отвором на циліндричний виступ оправки, гвинта та закріплюючого елемента, який відрізняється тим, що торцева поверхня циліндричного виступу оправки виконана конічною, а закріплюючий елемент виконаний у вигляді пружної розрізної втулки, що контактує своєю конічною ділянкою з конічною торцевою поверхнею циліндричного виступу оправки, а протилежна торцева поверхня розрізної втулки контактує з притисною частиною головки гвинта.

Приложение В.2



(11) **74617**(19) **UA**(51) МПК
B23B 27/16 (2006.01)(21) Номер заявки: **u 2012 02790**(22) Дата подання заявки: **12.03.2012**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: **12.11.2012**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **12.11.2012,
Бюл. № 21**(72) Винахідники:
**Гузенко Віталій Семенович,
UA,
Полупан Іван Іванович, UA**(73) Власник:
**ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА
МАШИНОБУДІВНА
АКАДЕМІЯ,
вул. Шкадінова, 72, м.
Краматорськ, 84313, UA**

(54) Назва корисної моделі:

РІЗАЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ

(57) Формула корисної моделі:

Різальний інструмент, який складається з державки, оправки, різальної пластини, встановленої циліндричним отвором на циліндричний виступ оправки, гвинта та закріплюючого елемента, який відрізняється тим, що торцева поверхня циліндричного виступу оправки виконана конічною, а закріплюючий елемент виконаний у вигляді пружної розрізної втулки, що контактує своєю конічною ділянкою з конічною торцевою поверхнею циліндричного виступу оправки, а протилежна торцева поверхня розрізної втулки контактує з притисною частиною головки гвинта, встановлений тороїдний розрізний елемент контактує з виконаною конічною частиною фасонної кільцевої поверхні на головці гвинта та з конічною поверхнею циліндричного отвору різальної пластини, причому кут нахилу конічної частини фасонної кільцевої поверхні перевищує кут нахилу конічної поверхні циліндричного отвору різальної пластини.

Приложение В.3



(11) **45677**(19) **UA**(51) **МПК (2009)
В23В 27/16**

(21) Номер заявки: **u 2009 04245**

(22) Дата подання заявки: **29.04.2009**

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **25.11.2009**

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **25.11.2009, Бюл. № 22**

(72) Винахідники:
Гузенко Віталій Семенович, UA,
Колот Олександр Володимирович, UA,
Міранцов Сергій Леонідович, UA,
Полупан Іван Іванович, UA

(73) Власник:
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ,
 вул.Шкадінова,72,
 м.Краматорськ, Донецька обл.,
 84313, UA

(54) Назва корисної моделі:

ЗБІРНИЙ РІЗАЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ

(57) Формула корисної моделі:

Збірний різальний інструмент, що містить встановлену в гнізді корпусу різальну пластину, нерухомий штифт, спряжений з отвором різальної пластини, і затискний елемент, який відрізняється тим, що притискна ділянка затискного елемента контактує з ділянкою опорної поверхні тангенціально встановленої різальної пластини, розташованої опозитно ділянці опорної поверхні, що знаходиться під різальною вершиною пластини.

Приложение Г.
Акты внедрения
Приложение Г.1



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
"КРАМАТОРСКИЙ ЗАВОД ТЯЖЕЛОГО
СТАНКОСТРОЕНИЯ"
84306 Украина, г.Краматорск, ул. Орджоникидзе, 6
Телефон/факс: +38 (06264) 6-97-65, 6-04-12,
E-mail info@kzts.com
www.kzts.com

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«КРАМАТОРСЬКИЙ ЗАВОД ВАЖКОГО
ВЕРСТАТОБУДУВАННЯ»
84306 Україна, м. Краматорськ, вул. Орджонікідзе, 6



от 30.01.15 № 15/15
на № _____

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Полупана Івана Івановича на тему
«Удосконалення конструкцій збірних різців для контурної обробки на важких верстатах на основі
розробки нових вузлів кріплення»

Дисертаційна робота І.І. Полупана узагальнює багаторічні дослідження автора теоретичних і прикладних проблем експлуатації збірного різального інструмента для контурної обробки з метою зменшення його витрати, підвищення ринкового потенціалу і конкурентоспроможності підприємства.

Розроблені конструкції збірного чашкового різця, та збірного різця з тангенційним розташуванням пластини, призначених для обробки колісних пар, дозволяють підвищити їх міцність в 1,5 рази при випробуванні нових колесооткарних верстатів моделі КЖ1836Ф3.

Впровадження вищенаведених конструкцій дозволяє знизити кількість поломок збірного різального інструменту.

Очікуваний економічний ефект від впровадження удосконалених конструкцій збірного різального інструменту для обробки колісних пар, що запропонував дисертант, складає 52500 грн.

Основні положення і науково-прикладні результати дисертаційної роботи, доведені до рівня конкретних практичних рекомендацій, використовуються як методичне забезпечення при розробці технологічних процесів у ВАТ КЗВВ.

Досвід ВАТ КЗВВ свідчить, що науково-методичні розробки і практичні рішення по підвищенню ефективності експлуатації інструмента на важких верстатах, представлені в дисертації І.І. Полупана, корисні для заводів машинобудівної галузі.

Заступник директора
з технічних питань



О.Г. Палашек

Приложение Г.2



Общество с ограниченной ответственностью
«ТЯЖСТАТКОСЕРВИС»

Украина, Донецкая область, 84313, г. Краматорск, ул. Б. Хмельницкого, 6
 Р/с 26005300005739, в Краматорском отделении АО «Златобанк»
 МФО 380612, Код ОКПО 30897884, ИНН 308978805151, св.№200108139
 тел/факс: 38 (06264) 5-31-68
 E-mail: tcc@inbox.ru

Вих. №16 от 06.05.2015 р.

ДОВІДКА

**про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Полупана Івана Івановича на тему
 «Удосконалення конструкцій збірних різців для контурної обробки на важких
 верстатах на основі розробки нових вузлів кріплення»**

Дисертаційна робота І.І. Полупана узагальнює багаторічні дослідження автора теоретичних і прикладних проблем експлуатації збірного різального інструмента для контурної обробки з метою зменшення його витрати, підвищення ринкового потенціалу і конкурентоспроможності підприємства.

Розроблені конструкції збірного чашкового різця, та збірного різця з тангенційним розташуванням пластини, призначених для обробки колісних пар, дозволяють підвищити їх міцність в 1,5 рази при роботі на колесотокарних верстатах моделі КЖ1836М.10.

Впровадження вищенаведених конструкцій дозволяє знизити кількість поломок збірного різального інструменту та підвищити продуктивність на 15%.

Очікуваний економічний ефект від впровадження удосконалених конструкцій збірного різального інструменту для обробки колісних пар, що запропонував дисертант, складає 52500 грн.

Основні положення і науково-прикладні результати дисертаційної роботи, доведені до рівня конкретних практичних рекомендацій, використовуються як методичне забезпечення при розробці технологічних процесів у ТОВ «Тяжстаткосервіс».

Досвід ТОВ «Тяжстаткосервіс» свідчить, що науково-методичні розробки і практичні рішення по підвищенню ефективності експлуатації інструмента на важких верстатах, представлені в дисертації І. І. Полупана, корисні для підприємств машинобудівної галузі.

Голова Ради директорів –
 Технічний директор
 ТОВ «Тяжстаткосервіс»



І.С.Коваленко

Приложение Г.3

Україна
ВІДКРИТЕ
АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
ХОЛДИНГОВА КОМПАНІЯ
«ЛУГАНСЬКТЕПЛОВОЗ»
(ВАТ «ХК «Луганськтепловоз»)



Украина
ОТКРЫТОЕ
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ХОЛДИНГОВАЯ КОМПАНІЯ
«ЛУГАНСКТЕПЛОВОЗ»
(ОАО «ХК «Лугансктепловоз»)

91005, г. Луганск, ул. Фрунзе, 107, тел. (0642) 52-72-69, 59-93-73;
тел/факс: (0642) 34-52-03, 34-52-15.; телетайп, телекс 118-141, "СИГМА"
<http://www.luganskteplovoz.com>; e-mail: lt@ukrpost.ua

Вых. № 112/13 від 15.11.13р.

ДОВІДКА
про впровадження результатів дисертаційної роботи
Полупана Івана Івановича

Дисертаційна робота Полупана І.І. у відповідності до науково-дослідної роботи «Удосконалювання технологічного середовища для автоматизованого виробництва продукції важкого машинобудування» (держ. реєстр. № 0105U002445) узагальнює багаторічні дослідження автора теоретичних і прикладних проблем експлуатації збірного різального інструмента для контурної обробки, з метою зменшення його витрати, підвищення ринкового потенціалу і конкурентоспроможності підприємства.

Результати проведених досліджень одержали широку апробацію і промислове впровадження в ВАТ ХК «Луганськтепловоз» і підтвердили свою актуальність і практичну значимість для підвищення ефективності експлуатації інструмента.

Основні положення і науково-прикладні результати дисертаційної роботи, доведені до рівня конкретних практичних рекомендацій, використовуються як методичне забезпечення при розробці технологічних процесів у ВАТ ХК «Луганськтепловоз».

Досвід ВАТ ХК «Луганськтепловоз» свідчить, що науково-методичні розробки і практичні рішення по підвищенню ефективності експлуатації інструмента на важких верстатах, представлені в дисертації І.І. Полупана, корисні для заводів машинобудівної галузі.

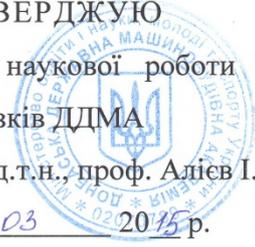
Заступник технічного директора
з нової техніки ВАТ ХК «Луганськтепловоз»



Н.М. Найш

Приложение Г.4

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи та
зовнішніх зв'язків ДДМА д.т.н., проф. Алєв І.С.
« 20 » 03 2015 р.

АКТ

використання в навчальному процесі результатів розробок дисертаційної роботи «Удосконалення конструкцій збірних різців для контурної обробки на важких верстатах на основі розробки нових вузлів кріплення», виконаної асистентом кафедри «Металорізальні верстати та інструменти» Донбаської державної машинобудівної академії Полупаном Іваном Івановичем.

Я, що нижче підписався, д.т.н. професор кафедри «Металорізальні верстати та інструменти» ДДМА Ковальов Віктор Дмитрович, склав даний акт про використання в навчальному процесі в курсах «Різальний інструмент», «Оптимізація процесів різання», «Основи теорії якості різальних інструментів» результатів дисертаційної роботи «Удосконалення конструкцій збірних різців для контурної обробки на важких верстатах на основі розробки нових вузлів кріплення», а саме:

- в курсі «Різальний інструмент» – основи проектування та раціональної експлуатації інструментів на важких токарних верстатах, підвищення надійності конструкцій інструментів для важких верстатів;
- в курсі «Оптимізація процесів різання» – методи розрахунку оптимальних регламентів та керуючих параметрів експлуатації інструментів;
- в курсі «Основи теорії якості різальних інструментів» – методи кваліметричного підходу до визначення якості експлуатації інструментів.

Отримані результати також використані у ряді магістерських робіт.

Завідувач кафедрою
«Металорізальні верстати
та інструменти», д.т.н., проф.



В.Д. Ковальов