

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС»

На правах рукописи

Пецык Александр Александрович

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР СИЛОВЫХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ
РАБОЧИХ ОРГАНОВ АЛМАЗНО-КАНАТНЫХ РАСПИЛОВОЧНЫХ
СТАНКОВ

2.8.8 - «Геотехнология, горные машины»

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Кандидат технических наук,
Зотов Василий Владимирович

Москва – 2026

Оглавление

Введение	4
Глава 1 Обзор современных исследований в области совершенствования процесса распиловки природного камня	10
1.1 Перспективы развития рынка природного камня.....	10
1.2 Методы и способы распиловки природного камня и типы применяемого оборудования	12
1.3 Анализ современных направлений развития теоретических и расчетных моделей процесса распиловки	14
1.4 Силовые, прочностные и динамические основы расчёта распиловочных станков и горных машин.....	17
1.5 Исследование особенностей алмазно-канатных распиловочных станков: механика каната, силы резания, износ и оптимизация режимов..	20
Выводы по главе.....	32
Глава 2 Исследование взаимодействия каната с поверхностью распиливаемого блока.....	34
2.1 Формула траектории для спирально-параболической модели.....	34
2.2 Силовой анализ исполнительного органа при спирально- параболической траектории	40
2.3 Определение силы распиливания в системе «канатная пила – распиливаемый блок»	42
2.4 Силовой анализ канатной пилы при спирально-параболической траектории.....	45
Выводы по главе.....	47
Глава 3 Вероятностный расчёт надёжности элементов алмазно- канатного станка	49
3.1 Основы прочностного анализа алмазных элементов	49

3.2 Вероятностный подход к анализу нагрузок и прочности	51
3.3 Практическое применение моделей для надежности станка	54
Выводы по главе 3.....	55
Глава 4 Сравнительный прочностной анализ алмазных элементов канатных распиловочных станков.....	58
4.1 Цифровое моделирование системы «алмазная канатная пила – распиливаемый блок»	58
4.2 Расчётные схемы для прочностного анализа методом конечных элементов	59
4.3 Проведение симуляций и эксперимента.....	62
4.4 Обоснование коэффициентов подобия при переходе от модельного износа к реальному изнашиванию алмазного элемента	92
Выводы по главе 4.....	96
Заключение	98
Список литературы	101
Приложение А	113

Введение

Актуальность диссертационной работы обусловлена необходимостью повышения эффективности и надёжности процессов распиливания природного камня в условиях устойчивого роста объёмов камнеобрабатывающего производства и ужесточения требований к качеству получаемых заготовок. В современных условиях природный камень широко применяется в строительстве, архитектуре и промышленности, что требует использования высокопроизводительного и технологически гибкого оборудования, способного обеспечивать заданные параметры процесса обработки при работе с крупногабаритными и разнородными по свойствам блоками.

Алмазно-канатные станки в настоящее время рассматриваются как наиболее перспективный тип оборудования для распиливания природного камня благодаря возможности обработки блоков значительных размеров, обладающие сниженными динамическими нагрузками и высокой универсальности. Вместе с тем эффективность их применения в значительной степени определяется корректным выбором оптимальной траектории движения алмазного каната, силовых и прочностных параметров, а также режимов работы. Существующие методы расчёта алмазно-канатных станков, как правило, основаны на упрощённых траекторных моделях с постоянным радиусом кривизны, что не в полной мере отражает реальные условия формирования контакта между алмазным канатом и распиливаемым материалом.

Недостаточный учёт формы траектории движения каната и связанных с ней силовых факторов приводит к повышенным нагрузкам на элементы оборудования, ускоренному износу алмазных элементов и снижению надёжности станков. Кроме того, большинство известных подходов к оценке прочности и надёжности алмазно-канатных систем носит детерминированный характер и не учитывает случайный разброс эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик, что ограничивает достоверность прогнозирования ресурса оборудования.

В связи с разработкой теоретически обоснованных моделей траектории движения алмазного каната задача определения силовых параметров процесса

распиливания природного камня и оценки надёжности алмазных элементов с использованием вероятностных методов является актуальной. Решение данной задачи позволяет повысить производительность алмазно-канатных станков, снизить вероятность отказов и создать основу для рационального выбора режимов распиливания природного камня, что также определяет актуальность выполненного исследования

Цель работы заключается в повышении эффективности и надёжности алмазно-канатных распиловочных станков путём обоснования параметров процесса распиливания и оптимизации формы алмазных элементов.

Идея диссертационной работы заключается в использовании спирально-параболической траектории движения каната, позволяющей адекватно описывать изменение геометрии контакта по мере развития процесса пропила камня в отличие от основанных на упрощённых моделях траекторий с постоянным радиусом кривизны, что позволяет установить взаимосвязь между формой траектории движения каната, распределением нагрузок, режимами работы станка и вероятностью безотказной работы оборудования и используется для обоснованного выбора рациональных параметров процесса алмазно-канатного распиливания.

Для достижения поставленной цели были поставлены и решены и следующие **задачи:**

1. выполнить анализ современного состояния и перспектив развития распиловочного оборудования для обработки природного камня и обосновать целесообразность применения алмазно-канатных станков;
2. разработать математическую модель движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым блоком с учётом переменной кривизны спирально-параболической траектории его движения;
3. выполнить силовой анализ системы «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок» и определить зависимости усилия распиливания, натяжения каната и нагрузок на элементы привода от геометрии и кривизны траектории движения каната в зоне контакта, коэффициента трения, угла контакта,

предварительного натяжения каната и кинематических параметров процесса распиливания;

4. предложить аналитическую зависимость для определения натяжения алмазного каната и силы распиливания при переменной кривизне траектории движения исполнительного органа;

5. разработать вероятностную модель оценки надёжности работы алмазных элементов алмазно-канатного станка с учётом случайного характера эксплуатационных нагрузок;

6. установить рациональные параметры режимов распиливания, обеспечивающие повышение производительности и надёжности алмазно-канатных станков.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

1. Обосновано, что траектория движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым каменным блоком имеет переменную кривизну и может быть адекватно описана спирально-параболической зависимостью, что позволяет более точно учитывать распределение статических и динамических нагрузок в рабочем органе по мере развития пропила по сравнению с моделями, в которых радиус кривизны траектории принимается постоянным;

2. Получена аналитическая зависимость для определения натяжения алмазного каната и силы распиливания при переменной кривизне траектории движения, учитывающая геометрию спирально-параболической траектории и реальные условия контакта с распиливаемым материалом;

3. Разработан вероятностный метод оценки надёжности работы алмазных элементов канатно-пильного станка, основанный на представлении нагрузок и прочностных характеристик как случайных величин, позволяющий количественно определять вероятность безотказной работы и обосновывать рациональные режимы распиливания с учётом натяжения каната.

Научная новизна работы заключается в:

1. обосновании описания траектории движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым каменным блоком спирально-

параболической зависимостью, позволяющей учитывать переменную кривизну траектории и реальные условия формирования контакта при алмазно-канатном распиливании;

2. получении аналитической зависимости для определения натяжения каната и силы распиливания с учётом переменной кривизны спирально-параболической траектории движения и распределения контактных нагрузок;

3. установлении влияния формы траектории движения алмазного каната на распределение нормального давления и сил трения вдоль контактного участка распиливания, что позволяет учитывать распределение нагрузок по мере развития пропила и влияние динамических нагрузок при использовании спирально-параболической траектории по сравнению с моделями с постоянным радиусом кривизны траектории;

4. разработке вероятностного метода оценки надёжности алмазных элементов алмазно-канатного станка, основанного на представлении эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик как случайных величин, учитывающих силовые параметры, полученные из траекторной и силовой моделей процесса распиливания.

Обоснованность и достоверность научных положений обеспечивается корректной постановкой задач исследования и грамотным использованием положений классической механики, теории канатных систем, сопротивления материалов и теории вероятностей; соответствием принятых в работе допущений реальным условиям эксплуатации алмазно-канатных станков; аналитическим выводом геометрических и силовых зависимостей, а также учётом того, что в предельных случаях разработанная модель переходит в классическое решение для траекторий с постоянным радиусом кривизны.

Методы исследований включают дифференциальное моделирование изменения натяжения каната по криволинейной траектории, параметрический анализ влияния геометрии элемента каната на распределение контактных напряжений, исследование износа алмазных элементов на истирание на пластиковых моделях, статистическую обработку экспериментальных данных и

оценку вероятности безотказной работы. Для анализа напряжённого состояния применялось конечно-элементное моделирование, а обработка результатов выполнялась с использованием специализированных программных средств инженерных расчётов.

Научная значимость работы заключается в обосновании спирально-параболической траектории движения алмазного каната, которая позволяет уточнить действующие при алмазно-канатном распиливании силы и динамические нагрузки, с применением вероятностного подхода для оценки надёжности работы алмазных элементов.

Практическая значимость работы заключается в возможности использования полученных расчётных зависимостей при проектировании, модернизации и эксплуатации алмазно-канатных станков; обосновании рациональных режимов распиливания, параметров натяжения каната и скорости его движения с учётом силовых и надёжностных ограничений. Применение разработанных моделей способствует снижению износа алмазных элементов каната и повышению ресурса оборудования при обработке природного камня. Результаты работы в части разработки математической модели спирально-параболической траектории движения алмазного каната, а также аналитической зависимости для определения усилия распиливания с учётом переменной кривизны и прерывистости рабочей поверхности каната, приняты к использованию в ООО «Гипроуглемаш» и ООО «НПЦподземаш» при выполнении расчётов и проектировании канатно-пильного оборудования для добычи и переработки блочного камня.

Апробация работы.

Основные научные положения и результаты проделанной работы регулярно докладывались на международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (Москва, 2023, 2024 г.), «Чтения памяти В. Р. Кубачека. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (Екатеринбург, 2021 г.), «Перспективы инновационного развития угольных регионов России» (Прокопьевск, 2024 г.) и на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ МИСИС.

Публикации.

Основные положения диссертационной работы отражены в 5 научных публикациях, 3 из которых входят в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ.

Глава 1 Обзор современных исследований в области совершенствования процесса распиловки природного камня

1.1 Перспективы развития рынка природного камня

Рынок природного камня и изделий из него в настоящее время является одной из устойчиво развивающихся отраслей строительной и перерабатывающей промышленности. Природный камень широко применяется при возведении зданий и сооружений, в архитектурно-декоративной отделке, при изготовлении облицовочных материалов, элементов благоустройства и инженерных конструкций [24, 52, 53, 45]. По данным отраслевых исследований, мировое потребление природных каменных материалов ежегодно увеличивается на 7–9% и в настоящее время достигает порядка 700 млн м². В Российской Федерации за период с 2015 по 2020 годы объёмы производства и реализации строительного камня возросли более чем в три раза, достигнув значения 48,2 млн тонн, что свидетельствует о значительном потенциале дальнейшего развития отрасли [52, 33, 31].

Следует отметить, что современный этап развития рынка природного камня характеризуется не только увеличением объёмов добычи и переработки, но и существенным изменением структуры спроса. Наряду с традиционными плитными и брусковыми изделиями всё большую долю рынка занимают изделия сложной геометрической формы, крупноформатные элементы, архитектурно-декоративные заготовки и уникальные проектные изделия, изготавливаемые по индивидуальным требованиям заказчиков. Это обстоятельство приводит к ужесточению требований к качеству распиловки, точности геометрических параметров и сохранности природной структуры камня в процессе обработки [9, 58, 36, 35].

Одной из наиболее трудоёмких и ресурсоёмких операций в технологической цепочке переработки природного камня является распиловка блоков на плиты и заготовки [35, 58]. По различным оценкам, доля этой операции в общей себестоимости готовой продукции составляет 40–45%, тогда как на шлифование и полирование приходится порядка 25–30%, а на окантовочные операции - около 10%. Таким образом, эффективность процесса распиловки во многом определяет экономические показатели камнеобрабатывающего предприятия в целом. Любые

технологические потери на данной стадии, связанные с браком, нерациональным расходом режущего инструмента, повышенным энергопотреблением или перерасходом воды, приводят к существенному увеличению себестоимости продукции.

В условиях роста цен на энергоресурсы, ужесточения требований к рациональному использованию природных ресурсов и повышения конкуренции на рынке камнеобрабатывающей продукции особое значение приобретает снижение удельных затрат на переработку камня. При этом традиционные методы распиловки, ориентированные преимущественно на обработку блоков стандартных размеров и простой геометрии, всё чаще демонстрируют ограниченные технологические возможности при работе с крупногабаритными заготовками, материалами высокой твёрдости и изделиями сложной формы [59, 22, 9, 45, 61, 28]. Это проявляется в снижении коэффициента использования исходного материала, увеличении продолжительности технологического цикла и росте эксплуатационных затрат [58, 36, 73].

Дополнительным фактором, оказывающим существенное влияние на развитие рынка природного камня, является усиление внимания к экологическим аспектам производственной деятельности. Современные камнеобрабатывающие предприятия всё чаще сталкиваются с необходимостью сокращения потребления воды, снижения уровня шума и вибраций, а также минимизации образования пыли и отходов [52, 33, 31, 35]. Описанные требования особенно актуальны для предприятий, расположенных вблизи жилой застройки, так как соблюдение экологических норм является одним из основных условий их устойчивого функционирования.

С учётом изложенного, современный рынок природного камня развивается под влиянием комплекса взаимосвязанных факторов, к которым относятся увеличение объёмов переработки, повышение требований к качеству и геометрической точности готовой продукции, а также необходимость снижения энергопотребления и рационального использования ресурсов технологического

процесса [19, 58, 35, 15]. Для этого необходимо внедрять энергоэффективные способы распиловки.

1.2 Методы и способы распиловки природного камня и типы применяемого оборудования

Развитие методов распиловки природного камня неразрывно связано с эволюцией технологических схем добычи и переработки блочного сырья. Исторически процессы распиливания формировались как продолжение буровзрывной и механической добычи, однако с ростом требований к качеству облицовочных материалов и архитектурных изделий акцент сместился в сторону щадящих и высокоточных методов разделения массива [9, 19, 35, 68].

В фундаментальных трудах по оборудованию для распиловки камня систематизированы основные типы станков и дана их классификация по конструктивным и технологическим признакам. Авторы подчёркивают, что выбор способа распиливания определяется физико-механическими свойствами породы, требуемой точностью геометрии блока и производственными условиями. В условиях массового производства облицовочных материалов применяются преимущественно рамные и штрипсовые станки, тогда как в карьерной практике всё большее распространение получают канатные системы.

Технологические основы переработки горных пород изложены в работах А.Г. Комара [24] и В.В. Царицына [64]. Показано, что распиловка блочного камня является энергоёмким процессом, характеризующимся значительными контактными нагрузками и абразивным износом рабочего органа [46, 64, 19, 34].

Технологические основы обработки природного камня подробно раскрыты в работах, где показано, что распиловка является наиболее энергоёмкой стадией производства плитных и профильных изделий. В зависимости от типа инструмента и схемы резания различают механическую распиловку стальными штрипсами с абразивной суспензией, дисковую резку, а также алмазную канатную резку. Каждая из указанных технологий характеризуется различным уровнем производительности, энергозатрат и износа инструмента [59, 22, 9, 58, 68, 37].

Современные тенденции развития камнеобрабатывающего оборудования [58, 68] показывают переход от традиционных рамных станков к высокоэффективным алмазным системам. Выявлено, что внедрение алмазного инструмента позволило существенно повысить скорость резания и снизить потери материала за счёт уменьшения ширины пропила.

С точки зрения добычи блочного камня [52, 33, 35] важным является сохранение целостности массива и минимизации образования микротрещин. Применение канатной резки в карьерах позволяет формировать блоки с заданной геометрией и снижать воздействие динамических нагрузок на массив по сравнению с буровзрывными способами.

Распиловочные станки могут быть рассмотрены как разновидность горных машин, подчиняющихся общим принципам расчёта и эксплуатации. В работах [1, 54, 43, 55, 65] уделяется внимание кинематическим схемам, конструктивному исполнению направляющих и механизмов подачи, а также вопросам устойчивости и жёсткости станин.

Систематизация оборудования для добычи и первичной переработки камня позволила выявить различия между карьерной и цеховой распиловкой. Карьерная распиловка ориентирована на разделение массива на блоки и требует мобильных или стационарных канатных установок. Цеховая распиловка направлена на получение плит заданной толщины и геометрии, что обуславливает применение рамных и многодисковых станков [59, 9, 22, 29, 35].

Особое место в современных технологиях занимает алмазная резка. Принципы работы алмазного инструмента подробно описаны в исследованиях [3], в том числе раскрыты особенности взаимодействия алмазных зёрен с материалом. Показано, что эффективность резания определяется зернистостью, концентрацией алмаза и характеристиками связки. Применение алмазных инструментов в горной промышленности показало их универсальность и высокую производительность [80]. Прочность и износостойкость алмазных инструментов [75] определяются как качеством алмазного слоя, так и условиями нагружения. Рассмотренные публикации подтверждают связь между режимом распиловки и конструктивными

особенностями камнераспиловочных станков. В работе [82] проанализирована взаимосвязь между уровнем вибрации алмазно-канатных станков и эффективности распиловки блоков.

Требования к характеристикам алмазных элементов определяются в соответствии с международным стандартом ISO 6106:2018 [83]. Соблюдение стандарта позволяет обеспечить высокий уровень эффективности распиловки.

В публикациях [33, 35, 76, 77, 39] рассмотрены технологические схемы добычи блоков. В работах отмечается что достижение высокой эффективности производства может быть обеспечено только в случае комплексного подхода оценки. В работах [14, 80, 86, 41] рассмотрены экспериментально-сравнительные исследования влияния подачи и скорости каната на время резания и качество поверхности. Актуальность алмазно-канатного распиливания отражена в публикации по рабочим инструментам и обширному выбору инструмента у производителей [19, 3, 35].

Особенности эксплуатации штрипсовых станков подробно освещены в работах Секретова М.В. [49, 50, 51], где показано влияние режимов подачи на производительность и нагрузку оборудования.

Таким образом, проведённый анализ источников [49, 50, 14, 68] показывает развитие камнераспиловочного оборудования от штрипсовых до алмазно-канатных станков. Выбор типа станка и способа распиливания определяется сочетанием прочностных характеристик породы, требований к геометрии изделия и экономических факторов. Современные технологии характеризуются интеграцией механических, инструментальных и автоматизированных решений, что обеспечивает повышение производительности и качества обработки при одновременном снижении удельных энергозатрат и износа инструмента [56, 14, 82, 86].

1.3 Анализ современных направлений развития теоретических и расчетных моделей процесса распиловки

Фундаментальные положения анализа процессов распиловки базируются на законах теоретической механики и механики сплошной среды. В работах С.М.

Тарга [60] изложены основы равновесия и движения механических систем, включая гибкие элементы, находящиеся под действием распределённых нагрузок. Эти положения имеют принципиальное значение при рассмотрении алмазного каната как гибкой натянутой системы с переменной геометрией контакта.

В монографии И.Н. Кацурова [23] детально рассмотрены закономерности напряжённого состояния и разрушения горных пород. Показано, что при локальном контактном нагружении формируется трёхосное напряжённое состояние, приводящее к развитию микротрещин и последующему хрупкому разрушению. Данные положения развиты В.В. Панасюком [32], который показал, что разрушение в горной промышленности определяется сочетанием нормальных и касательных напряжений, а также параметрами трещиностойкости материала [64, 57, 72].

Процессы абразивной и алмазной обработки твёрдых материалов систематизированы в трудах Дж. Ч. Уиттакер [62] и А.Н. Резникова [46]. Установлено, что сила резания зависит от толщины срезаемого слоя, скорости относительного движения и характеристик абразивного зерна. При алмазной обработке преобладают механизмы микрорезания, скалывания и выкрашивания, а интенсивность износа инструмента определяется уровнем контактных напряжений и условиями трения [46, 14, 80, 97].

Следовательно, теоретическая база механики разрушения и абразивного взаимодействия формирует основу для построения моделей силового взаимодействия в процессе алмазно-канатного распиливания.

Особенностью алмазно-канатного пиления является гибкость режущего органа и изменяемая длина контактной зоны [38]. В отличие от дисковых схем, геометрия контакта каната с блоком изменяется по мере углубления пропила, что приводит к перераспределению нормального давления и касательных напряжений.

Вознесенский А.С. [8] и Кузнецов С.В. [27] подчёркивают необходимость применения математического моделирования для описания технологических процессов. Переход от эмпирических зависимостей к аналитическим моделям

позволяет учитывать влияние режимных параметров (скорости каната, подачи, натяжения) на силовые характеристики и износ инструмента [8, 27, 86, 98, 100].

Современный этап исследований характеризуется активным использованием метода конечных элементов (МКЭ). Методологические основы его применения в горной механике изложены в работах [5, 78, 103,], где показано, что МКЭ позволяет адекватно описывать НДС в зонах локальной концентрации напряжений.

Конечно-элементный анализ процесса алмазного канатного резания твёрдых материалов выполнен в работе [88, 79, 8, 70, 78, 103]. На основании него авторами получены распределения контактных напряжений и определены зависимости силы резания от глубины внедрения инструмента.

Применение современных инструментов моделирования [8, 70, 78, 103, 86, 67, 100] позволило разработать трёхмерные модели процесса резания с учётом трения и упругопластических свойств материала. Показано, что максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу локализуются в передней зоне контакта инструмента с горной породой, что объясняет ускоренный износ алмазных элементов.

Авторы работ [80, 103, 86] предложили численную модель оценки энергоэффективности процесса, установив зависимость удельной энергии резания от кинематических параметров.

В зарубежных работах [71, 95, 80, 75, 86] показано, что сила резания при алмазно-канатном пилении является функцией скорости каната и подачи. Авторами определены закономерности изменения сил при варьировании режимных параметров, что формирует исходные данные для расчёта нагрузок в приводах и выбора рациональных режимов. В модели, предложенной в работе [78, 84], дополнительно учитывается износ абразива, что принципиально важно, так как по мере затупления и деградации режущего слоя инструмента возрастает сила сопротивления, в том числе её пиковые значения, что непосредственно связано с рисками аварийного разрушения.

Для алмазно-канатных систем ключевым силовым параметром является натяжение каната, которое определяет:

- нормальные контактные давления в зоне резания;
- устойчивость траектории каната;
- величины изгибных и контактных напряжений в проволоках;
- условия возникновения прогиба и связанного с ним перераспределения нагрузок.

В работе [88] разработана модель силы распиливания с учётом износа абразивных зёрен. Введена зависимость силы от степени затупления и изменения контактной площади, а в статье [101] предложена модель прогнозирования силы при вибрационно-ассистированном пилении. Показано, что управляемые колебания снижают среднюю силу резания и уменьшают износ инструмента.

Износ алмазных элементов является одним из определяющих факторов ресурса каната. Авторами работ [87, 94] показано, что износ каната приводит к изменению его контактной жёсткости и росту силы резания. Комплексный обзор процесса алмазно-канатного пиления представлен авторами работы, где систематизированы механизмы разрушения, износа и численного моделирования [93].

1.4 Силовые, прочностные и динамические основы расчёта распиловочных станков и горных машин

При проектировании и эксплуатации распиловочных станков (штрипсовых, дисковых и алмазно-канатных) определяющим является корректное установление совокупности силовых и прочностных параметров, так как именно они формируют работоспособность, ресурс и безопасность оборудования. В классических работах по прочностному анализу горного оборудования подчёркивается, что «расчёт на прочность» в горной технике не сводится к проверке по статическим напряжениям: машина работает в среде с переменным сопротивлением, а нагружение носит нестационарный характер [21, 63, 11, 12, 26, 13, 47, 54].

В работе [21] рассматривается прочностной анализ как последовательность этапов: выбор расчётной схемы, определение нагрузок, расчёт внутренних усилий и напряжений, проверка по прочности – жёсткости – устойчивости. Автор работы [13] дополняет данный подход методикой учёта динамических коэффициентов и

особенностей расчёта типовых узлов горных машин. В дальнейших исследованиях [11, 12, 26, 47] развивается инженерный аппарат оценки прочности и надёжности в единой постановке: расчёт должен обеспечивать не только «неразрушение», но и заданный ресурс при циклическом нагружении.

Для распиловочных станков эта проблематика особенно актуальна по двум причинам:

1. процесс резания/распиловки сопровождается значительными контактными и инерционными нагрузками;
2. характер нагрузки определяется физико-механическими свойствами массива/блока и неоднородностью структуры породы, что приводит к колебаниям сил и вибрациям.

Основным источником нагружения является сопротивление разрушению материала в зоне контакта режущего инструмента (пильной рамы, диска, алмазного каната) с породой. Для инженерного расчёта выделяют:

- среднюю (квазистационарную) силу распиливания - определяет требуемую мощность, рабочие моменты и энергетические показатели;
- переменную составляющую силы - отвечает за динамические перегрузки узлов, формирование вибраций и усталостное повреждение;
- пиковые (максимальные) значения - критичны для проверки по прочности, перегрузочной способности привода и для оценки риска аварий (в частности, обрыва каната).

Исследователями доказана значимость мониторинга натяжения каната и его изменений при эксплуатации оборудования, поскольку натяжение обладает динамической составляющей и влияет на стабильность процесса резания [71, 74, 96, 86, 100]. В работах [72, 74, 98] прогиб каната рассматривается как ключевой фактор формирования контактной геометрии и сил, а оценивание параметров процесса распиливания переводит задачу из расчётной плоскости в область оперативного контроля и диагностики.

Исследования [21, 63, 11, 12, 26, 13, 47] подчёркивают, что для горных машин опасные зоны часто формируются именно из-за концентраций напряжений и

контактных нагрузок, а не из-за среднего уровня напряжений по сечению деталей и узлов. Опыт эксплуатации показывает, что для алмазно-канатных систем значимы продольные напряжения от натяжения, изгибные напряжения на роликах и направляющих, а также контактные напряжения, приводящие к усталостному повреждению проволок [78, 96, 91].

Жёсткость алмазно-канатных систем определяет величину прогибов и деформаций рабочих органов, сохранение геометрии реза, устойчивость контакта. В механике и динамике горного оборудования [13, 1, 43, 54, 65, 47] показывают, что недостаточная жёсткость систем ведёт к усилению колебательных процессов и росту динамических нагрузок. Для распиловочных станков это проявляется в росте вибраций, ухудшении качества поверхности и ускорении износа.

Горные машины, согласно классическим положениям [13, 1, 55, 54, 65, 43], работают в условиях переменного сопротивления, а значит:

- нагрузки нестационарны;
- возникают колебания и ударные компоненты;
- усилия распределяются неравномерно по кинематической цепи.

Для распиловочных станков переменность сопротивления обусловлена неоднородностью породы, изменением контактной зоны и режимов резания, а в исследованиях [78, 103, 71, 84, 101, 74, 98, 100] авторы развивают динамическое моделирование систем алмазно-канатного пиления, анализируя их собственные частоты и оценивая вероятность резонансных режимов.

Вибрации могут быть рассматриваться как показатель энергоёмкости и износа для пиления [89, 80, 100]. Авторы работы выявили связь параметров резания (глубина резания, подача) и свойств породы с вибрационными явлениями системах пиления. Для алмазно-канатных систем данная логика также применима: рост вибраций означает рост пиковых нагрузок и ухудшение условий контакта, что повышает износ и снижает ресурс инструмента.

Надёжность как вероятность безотказной работы [47, 63, 40, 44] зависит от распределений нагрузок и прочностных характеристик элементов систем. При этом в инженерной практике [21, 12] целесообразно опираться на вероятностные и

ресурсные критерии, поскольку эксплуатационные нагрузки в рабочих органах имеют разброс, свойства материалов и качество изготовления неоднородны, износ и деградация оборудования изменяют исходные условия расчёта во времени.

Для распиловочных станков определяющим является правильное задание силы сопротивления распиливанию и её динамической составляющей, поскольку с учетом нее определяются требования к мощности, моментам и перегрузочной способности приводов [46, 14, 80, 17].

Оптимизация параметров горных машин [55, 47] может рассматриваться как задача многокритериального выбора, где одновременно учитываются производительность, энергоёмкость и надёжность. Для распиловочных процессов это означает поиск таких режимов, при которых:

- минимизируются пиковые нагрузки [21, 11, 12, 26, 47];
- обеспечивается устойчивость процесса (без резонанса/самовозбуждения) [13, 1, 54, 65, 86, 100];
- снижается скорость износа инструмента при сохранении требуемой производительности [80, 93, 87, 94, 42].

Автоматизация горных машин может рассматриваться как средство стабилизации режимов и повышения безопасности эксплуатации оборудования [48]. Для распиловочных станков это выражается в необходимости:

- контроля натяжения каната и его динамики [71, 74];
- контроля вибраций как индикатора энергоёмкости и износа [89, 80];
- адаптивного управления подачей с учётом изменения сопротивления распиливаемого блока [86].

Таким образом, современная методика расчёта всё чаще сопрягается с методикой мониторинга: расчётные модели используются для интерпретации сигналов датчиков и прогнозирования состояния узлов [8, 21, 56, 86, 100].

1.5 Исследование особенностей алмазно-канатных распиловочных станков: механика каната, силы резания, износ и оптимизация режимов

Канатное распиливание горных пород впервые получило промышленное применение в середине XX века, преимущественно при добыче каменных блоков в

карьерях [19, 52, 33, 68, 35]. В качестве абразивного компонента первоначально использовался кварцевый песок, подаваемый в зону резания. Существенный качественный скачок в развитии канатных технологий произошёл в 1980-е годы с началом применения алмазных канатов, что позволило многократно повысить производительность, стабильность процесса резания и надёжность оборудования. С начала 2000-х годов алмазно-канатные станки стали активно внедряться не только в добыче, но и в стационарных условиях камнеобрабатывающих предприятий, а с 2005 года на ряде производств они заняли доминирующее положение среди распиловочного оборудования [19, 41, 35, 82].

Режущим инструментом алмазно-канатных станков являются алмазные элементы, представляющие собой композицию технических синтетических алмазов и металлического связующего материала [14, 17]. Применение синтетических алмазов обеспечивает высокую твёрдость, износостойкость и стабильность режущих свойств инструмента при работе с широким спектром горных пород. Возможность целенаправленного подбора формы, размера и концентрации алмазных зёрен позволяет оптимизировать процесс резания в зависимости от физико-механических свойств обрабатываемого камня, что является важным фактором повышения эффективности и управляемости технологического процесса [14, 80, 35, 97].

Современные исследования процессов алмазного резания показывают, что при канатном пилении удаление материала в значительной степени осуществляется за счёт хрупкого разрушения, что способствует снижению удельных энергозатрат и уменьшению контактных напряжений в зоне реза. Равномерное распределение нагрузок по длине каната и отсутствие жёстко фиксированного режущего органа позволяют снизить динамические воздействия на оборудование и обрабатываемую заготовку [71, 74, 98]. Это положительно сказывается на ресурсе режущего инструмента, стабильности геометрических параметров реза и общей надёжности технологического процесса.

Существенным направлением развития камнеобрабатывающего станкостроения является повышение энерго- и ресурсной эффективности

оборудования. В этом отношении алмазно-канатные станки обладают рядом принципиальных преимуществ. По сравнению с традиционными дисковыми схемами они характеризуются существенно меньшим энергопотреблением, сниженным расходом воды для охлаждения и удаления шлама, а также более низким уровнем шума и вибраций [19, 35, 34]. Эти особенности позволяют рассматривать канатные технологии как более экологически безопасные и соответствующие современным требованиям охраны труда и промышленной экологии.

Современный этап развития технологий распиливания природного камня характеризуется устойчивым переходом к алмазно-канатным системам, обеспечивающим высокую производительность, минимальную ширину пропила и снижение динамического воздействия на массив [19, 25, 68]. При этом алмазно-канатный станок представляет собой сложную механическую систему, в которой взаимодействуют гибкий режущий орган, абразивные элементы (элементы), приводная система и распиливаемый материал (рисунок 1). Исследование особенностей данной системы требует комплексного рассмотрения механики каната, контактных явлений, износа и динамики процесса.

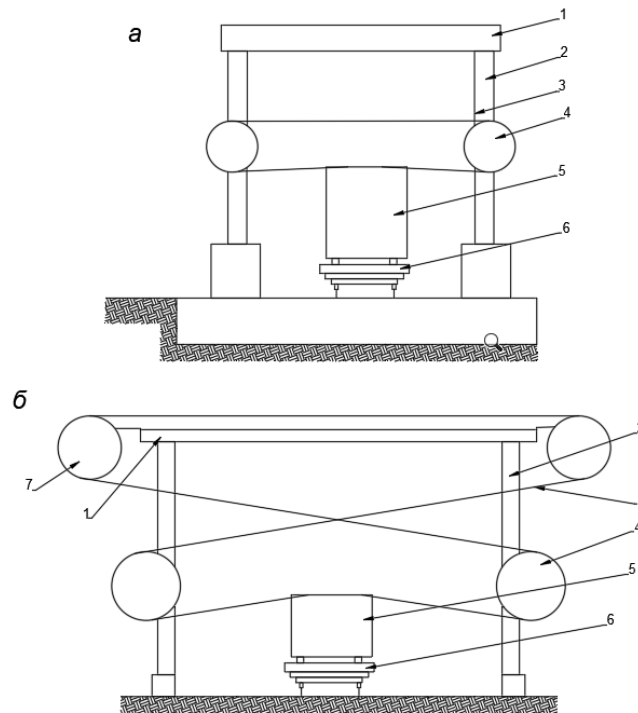


Рисунок 1 – Схемы канатных установок

а – с ограниченной длиной каната, б – с удлинительным канатом, в – с канатом произвольной длины; 1 – траверса, 2 – колонны с направляющими, 3 – рабочий орган, 4 – рабочие шкивы, 5 – распиливаемый блок, 6 – тележка, 7 – дополнительные шкивы [18]

Распиловка природного камня является одной из ключевых операций в камнеобрабатывающем производстве и осуществляется с применением специализированных распиловочных станков различных конструктивных и технологических схем [59, 22, 9, 58, 29]. В зависимости от используемого режущего инструмента и принципа формирования реза различают дисковые, канатные, штрипсовые, ленточные и рамные распиловочные станки. Основным рабочим органом таких станков являются алмазные диски, алмазные канаты с закреплёнными на них режущими элементами, а также стальные штрипсы и пилы, работающие как со свободным абразивом, так и с твёрдосплавными или алмазными режущими элементами [46, 83, 17, 90, 20]. Эти станки функционируют в условиях значительных нагрузок и агрессивной внешней среды. В процессе работы станков в трансмиссии возникают большие знакопеременные нагрузки, что негативно

сказывается на надежности оборудования [21, 63, 11, 12, 26, 13, 47, 54]. Агрессивная внешняя среда обусловлена использованием большого количества воды и образованием каменной крошки и пыли в результате распила. Высокие нагрузки в элементах передаточных звеньев приводят к возникновению значительных напряжений, что часто становится причиной отказов деталей и узлов [13, 1, 43, 54, 65, 47, 55].

Алмазно-канатные распиловочные станки, принципиальной особенностью которых является использование гибкого режущего инструмента в виде стального каната с алмазными режущими элементами, приводимого в движение системой ведущих и направляющих шкивов [9, 19]. В отличие от дисковых станков, канатные установки не имеют конструктивных ограничений по ширине обрабатываемого блока, а максимальные размеры распила определяются преимущественно длиной каната и компоновкой оборудования. Канатопильный станок состоит из приводной станции, состоящей из направляющих шкивов, пильных стоек, натяжного устройства и пильного стального каната диаметром 3,5–6 мм (рисунок 2) [29, 35, 82, 68]. На станине располагается мотор-редуктор с ходовыми винтами, две площадки для крепления и вертикального перемещения соединительной поперечной балки. Балка принимает на себя все статические и динамические нагрузки во время гидравлического натяжения и механического вращения шкивов с канатами. Натяжное устройство установлено над соединительной поперечной балкой и состоит из натяжного колеса, натяжной подпоры, натяжной траверсы, натяжного цилиндра и натяжной гидросистемы [71, 74, 86].



Рисунок 2 – Канатный камнераспиловочный станок [69]

В целях обеспечения одинаковой силы натяжения всех канатов (если станок многоканатный) установлено отдельное натяжение каждого алмазного каната [29, 35, 82, 94]. Наличие индивидуального натяжения каждого алмазного каната в многоканатных установках обеспечивает равномерное распределение нагрузок и стабильность процесса резания [71, 74, 98].

Использование гибкого режущего инструмента позволяет реализовать принципиально иной подход к формированию реза по сравнению с дисковыми схемами. Алмазно-канатное пиление характеризуется равномерным распределением контактных напряжений, снижением динамических нагрузок и возможностью плавного регулирования режимов резания в широком диапазоне [78, 103, 71, 84, 98, 94]. Это обеспечивает устойчивый процесс обработки как при распиловке мягких карбонатных пород, так и при работе с высокопрочными магматическими и метаморфическими породами.

Наиболее характерные конструкции канатных рабочих органов показаны на рисунке 3.



Рисунок 3 – Схема каната для алмазного распиливания [81]

Следует отметить, что стальные канаты, работающие со свободным абразивом, и канаты с твердосплавными шайбами практически полностью вытеснены канатом с алмазными элементами [35, 82, 2].

Исследования сил пиления и износа элементов помогают лучше понять процесс пиления и оптимизировать процесс обработки на станках. Некоторые ученые в течение многих лет изучали толщину стружки и производительность алмазного инструмента при распиловке. Джерро и др. продемонстрировал математический подход к определению теоретической геометрии выкрашивания, которая была описана с помощью площади и толщины стружки при циркулярной распиловке [14, 86]. Эти параметры были связаны с усилием пиления.

Исследования, посвящённые процессам алмазного пиления природного камня, направлены на установление взаимосвязи между параметрами обработки, усилиями резания и формирующимися отходами. Так, Турчетта теоретически исследовал процесс взаимодействия одиночного алмазного элемента с материалом и предложил модель, позволяющую определить среднюю толщину недеформированной стружки и силы резания при дисковом пилении [80, 75, 86].

В последующих работах Полини и Турчетты было изучено влияние технологических параметров на силовые и энергетические характеристики процесса алмазного пиления. Авторами установлены зависимости между усилиями резания, удельной энергией обработки и эквивалентной толщиной стружки.

Показано, что нормальная составляющая силы, приходящаяся на отдельное алмазное зерно, практически пропорциональна расчётной толщине недеформированной стружки.

Huang Н. и соавторы исследовали механизм резания при обработке мрамора рамной пилой, проанализировали кинематику движения полотна и влияние режимов обработки на величину сил резания [80]. Экспериментальные исследования, выполненные для различных типов гранита, показали, что с увеличением скорости вращения алмазного диска нормальная составляющая силы резания существенно уменьшается, тогда как касательная изменяется незначительно. В результате отношение нормальной силы к касательной возрастает практически линейно.

Отдельное внимание в работах Турчетты уделено влиянию износа алмазного инструмента на силовые характеристики процесса. Установлено, что по мере увеличения степени износа режущих элементов все составляющие силы резания возрастают, что приводит к увеличению энергозатрат и снижению эффективности обработки.

Исследования Huang Н., посвящённые алмазно-канатной распиловке гранита, показали, что удаление материала преимущественно происходит по механизму хрупкого разрушения, а износ алмазных бусин носит выраженный неравномерный характер [80].

Каракурт и соавторы разработали математические модели для оценки усилий пиления дисковой пилой с учётом режимов обработки и физико-механических свойств горной породы. Полученные результаты подтверждают что увеличение глубины резания и скорости подачи приводит к росту усилий пиления, тогда как повышение окружной скорости инструмента и расхода охлаждающей жидкости способствует их снижению, но наибольшее влияние на величину силы резания оказывает глубина резания.

Буюксагис и Гоктан провели исследование, чтобы изучить характеристики пиления различных типов мрамора с помощью дисковых пил [80, 93]. Результат

продemonстрировал, что малая глубина резания и низкая скорость перемещения детали были крайне неэффективными с точки зрения удельной энергии.

Таким образом, анализ устройства и классификации распиловочных станков показывает, что при сохранении определённых преимуществ традиционных дисковых схем, алмазно-канатные станки обладают более широкими технологическими возможностями и в наибольшей степени соответствуют условиям современного камнеобрабатывающего производства, характеризующегося высокой вариативностью заготовок, жёсткими требованиями к качеству обработки и необходимостью снижения удельных эксплуатационных затрат [68, 35, 82, 41].

Их конструктивная универсальность, высокая энерго- и ресурсная эффективность, экологическая безопасность и способность обеспечивать стабильное качество обработки при работе с каменными блоками различных размеров и свойств позволяют рассматривать алмазно-канатное пиление как оптимальную технологию распиловки природного камня в условиях современного производства [35, 82].

Перспективы дальнейшего развития алмазно-канатных технологий связаны с совершенствованием конструкций станков, повышением надёжности узлов натяжения и направляющих элементов, а также с внедрением автоматизированных систем управления и мониторинга параметров резания [82, 86]. Использование цифровых систем контроля натяжения каната, подачи и скорости резания позволяет реализовать адаптивное управление процессом и обеспечить стабильное качество обработки при изменяющихся условиях эксплуатации [86, 100]. Внедрение таких решений способствует дальнейшему повышению производительности и снижению удельных эксплуатационных затрат.

Развитие современного распиловочного оборудования предопределяется исследованиями, направленными на повышение его эффективности и надёжности [21, 63, 11, 12, 26, 13, 47, 54]. Одним из ключевых направлений исследований является анализ напряжённо-деформированного состояния каната и алмазных элементов. В работе [70, 78, 103, 5] выполнен конечно-элементный анализ процесса

алмазного канатного резания, позволивший установить распределение контактных напряжений в зоне взаимодействия с материалом. Показано, что максимальные эквивалентные напряжения локализуются в передней части контактной зоны, где происходит инициирование микротрещин и разрушение материала. Данный результат имеет принципиальное значение для оценки ресурса алмазных элементов и расчёта допустимого натяжения каната.

В исследовании [100] получена математическая модель описывающая изменение зоны контакта рабочего инструмента с блоком из-за провисания алмазного каната. Их применение позволяет оценивать распределение контактного давления, силы трения и контролировать изменение параметров процесса в режиме реального времени.

В работах [80, 87, 94] подробно рассматривается влияние динамических нагрузок на алмазно-канатную пилу в связи с тем, что превышение допустимых значений нагрузок и прочности приводит к преждевременному износу алмазных элементов. Также экспериментально подтверждена связь между увеличением колебаний каната на возникновение пиковых нагрузок.

Исследования [93, 87, 94] подтверждают что одним из основных факторов эксплуатационной эффективности является износ рабочего органа алмазно-канатных пил. Также определено что характер износ формируется из абразивного истирания, выкрашивания алмазных зёрен и деградации металлической связки.

Аналогичные выводы содержатся в работах [80, 93, 87], где показано, что механизм износа существенно зависит от прочности породы и режимных параметров.

Трибологические аспекты работы алмазного каната детально рассмотрены исследованиями [94, 102]. Авторами установлено, что коэффициент трения в контакте «алмазный элемент – порода» определяется как микрогеометрией поверхности, так и состоянием контакта, а изменение условий трения напрямую влияет на величину силы резания и интенсивность тепловыделения. Таким образом, трибологические характеристики являются связующим звеном между силовой моделью и моделью износа.

Важным направлением исследований является оптимизация режимных параметров алмазно-канатных распиловочных станков, например, авторами работы [86] определено, что благодаря рациональному выбору скоростей каната и подачи можно существенно повысить эффективность процесса резания при общем уменьшении удельных энергозатрат. В статьях [82, 86, 96] развивается подход многопараметрической оптимизации рассматриваемого вида оборудования с одновременным учетом производительности, энергоёмкости и интенсивности износа режущего инструмента. На основании выполненных исследований авторами установлено, что существует оптимальный диапазон натяжения каната, при котором достигается баланс между устойчивостью процесса разрушения и уровнем контактных напряжений в инструменте.

Оптимизация параметров горных машин [55, 47] может рассматриваться как задача многокритериального выбора, где одновременно учитываются производительность, энергоёмкость и надёжность. Для распиловочных процессов это означает поиск таких режимов, при которых:

- минимизируются пиковые нагрузки [21, 11, 12, 26, 13, 47];
- обеспечивается устойчивость процесса (без резонанса) [13, 1, 55, 54, 65, 86, 100];
- снижается скорость износа инструмента при сохранении требуемой производительности [80, 93].

Особое место в исследованиях по алмазно-канатному пилению занимает анализ сил резания [71, 80, 86], их изменение в зависимости от режимов работы имеет нелинейный характер. Численный анализ напряжений и сил в алмазно-канатных системах показал необходимость учёта изгиба каната и перераспределения нагрузок вдоль контактной дуги [78, 98].

Динамический характер работы алмазно-канатного станка раскрыт в исследованиях [78, 103, 74], где разработана динамическая модель системы с учётом колебаний каната и взаимодействия с породой. Показано, что система обладает собственными частотами, зависящими от натяжения и длины пролёта. При совпадении частоты возбуждения с собственной частотой возможно усиление

колебаний, вызывающих процесс резонанса, что приводит к росту пиковых нагрузок и ускоренному износу и разрушению рабочего инструмента [89, 97].

Концепция прогиба каната в зоне контакта получила развитие в работах [74, 99, 98]. Установлено, что величина прогиба каната напрямую связана с режимами подачи и его натяжением, а изменение траектории контактной зоны приводит к перераспределению нормального давления. В дальнейших исследованиях продемонстрировано влияние деформации каната на качество поверхности при распиловке криволинейных участков [86, 100].

Мониторинг натяжения и силовых параметров процесса был впервые подробно рассмотрен в работе [71], где продемонстрирована возможность использования измерения натяжения каната для оценки стабильности процесса распиливания. Более поздние исследования [78, 84, 97] дополнили силовую модель учётом износа абразива, показав, что по мере деградации режущего слоя возрастает пиковая сила и увеличивается риск обрыва каната.

Технологические особенности алмазного инструмента раскрыты в публикациях [46, 14, 85], где рассмотрены принципы формирования алмазного слоя, влияние зернистости и концентрации алмаза на режущую способность и ресурс. Практические аспекты применения алмазных канатов и оборудования отражены в публикациях и технических ресурсах [19], демонстрирующих разнообразие конструктивных решений и конфигураций оборудования для карьерных и стационарных станков.

Анализ представленных исследований [71, 74, 99, 98, 14, 93] позволяет сделать вывод, что алмазно-канатный распиловочный станок следует рассматривать как сложную мехатронную систему, в которой механика гибкого каната, контактная трибология, динамика и износ взаимосвязаны. Натяжение каната определяет геометрию контакта и уровень напряжений, износ изменяет контактные условия и силу резания, а динамика системы влияет на устойчивость процесса и ресурс инструмента.

Следовательно, дальнейшее развитие теории алмазно-канатного пиления должно быть направлено на интеграцию силовых, трибологических и

динамических моделей в единую расчётную схему, позволяющую обоснованно выбирать режимы работы, прогнозировать износ и обеспечивать устойчивость процесса распиливания.

Выводы по главе

В результате анализа современных направлений развития теоретических и расчётных моделей процесса распиловки установлено, что существующие подходы преимущественно основаны на предположении постоянного радиуса кривизны траектории режущего инструмента и локализованного характера контактного взаимодействия. При этом влияние переменной геометрии зоны контакта и постепенного изменения радиуса взаимодействия инструмента с материалом в большинстве моделей либо не учитывается, либо вводится в виде эмпирических поправочных коэффициентов. Это свидетельствует о недостаточной проработанности вопросов моделирования процесса распиловки при нестационарной геометрии траектории движения инструмента.

Анализ силовых, прочностных и динамических основ расчёта распиловочных станков и горных машин показал, что расчёт исполнительных органов в значительной степени базируется на статических моделях равновесия с использованием упрощённых зависимостей для определения сил резания и натяжения инструмента. Динамические эффекты, обусловленные перераспределением нагрузок при изменении условий контакта, учитываются ограниченно. В то же время для алмазно-канатных станков характерно существенное влияние геометрии траектории каната на распределение натяжения и сил трения, что требует уточнения традиционных расчётных схем.

Установлено, что алмазно-канатные станки обладают рядом технологических преимуществ по сравнению с дисковыми и ленточными машинами, включая возможность распиливания блоков значительной толщины и снижение удельных энергозатрат. Однако расчётные методики для данного типа оборудования в значительной мере заимствованы из моделей, разработанных для

инструментов с постоянной геометрией контакта, что не в полной мере отражает специфику работы гибкого канатного инструмента.

Исследование особенностей алмазно-канатных распиловочных станков показало, что процесс распиловки определяется комплексным взаимодействием факторов: механики гибкого каната, распределения натяжения вдоль зоны контакта, сил трения и механизма разрушения породы алмазными зёрнами, а также износа режущих элементов. Установлено, что переменная кривизна траектории движения каната и прерывистость его рабочей поверхности оказывают существенное влияние на формирование силы распиливания и энергетические показатели процесса. Но при этом в существующих математических моделях не учитываются некоторые особенности алмазно-канатной распиловки.

Проведённый анализ конструктивных и технологических особенностей алмазно-канатных станков подтвердил высокую актуальность данного типа станков по причине снижения отходов при распиливания из-за более чистого реза, по сравнению с штрипсовыми станками [39]. Также большое количество работ связанных с алмазными элементами канатов говорит о том, что вопрос повышения производительности распиловки является актуальным.

Глава 2 Исследование взаимодействия каната с поверхностью распиливаемого блока

2.1 Формула траектории для спирально-параболической модели

Во второй главе диссертационной работы рассматриваются процессы взаимодействия алмазного каната с поверхностью распиливаемого блока, для определения силовых, энергетических и эксплуатационных характеристик алмазно-канатного станка. Основное внимание уделяется анализу траектории движения каната в зоне контакта с обрабатываемым материалом, поскольку именно форма траектории во многом определяет распределение контактных напряжений, величину сил трения и условия формирования режущего процесса [71, 74, 98]. В реальных условиях эксплуатации алмазно-канатных станков траектория движения каната не является строго круговой или линейной. Она формируется под воздействием совокупности факторов, включающих геометрию распиливаемого блока, условия его закрепления, кинематику подачи, распределение натяжения каната и неравномерность сопротивления материала резанию [13, 1, 55, 54, 65, 100]. В результате в процессе распиловки наблюдается постепенное изменение радиуса контакта каната с поверхностью блока, сопровождающееся смещением зоны резания и изменением кривизны траектории.

Экспериментальные наблюдения и практический опыт эксплуатации канатнопильных станков показывают, что при распиловке блоков значительной высоты и протяжённости зона контакта каната с поверхностью камня развивается по плавной криволинейной траектории, характеризующейся одновременным изменением радиуса и угла охвата. Такая траектория не содержит резких изломов, что обеспечивает устойчивость процесса резания, снижение динамических нагрузок и равномерный износ алмазных режущих элементов [80, 93, 94]. Указанные особенности позволяют рассматривать спирально-параболическую кривую как адекватную математическую модель реального движения каната в зоне распила.

Выбор спирально-параболической траектории в качестве расчётной модели обусловлен её способностью описывать непрерывное изменение кривизны пути

каната при сохранении гладкости и физической реализуемости движения. В отличие от чисто круговой траектории, спирально-параболическая модель позволяет учитывать постепенное удаление каната от начальной точки контакта по мере углубления пропила, что соответствует реальным условиям распиловки каменных блоков [74, 99, 98, 38, 30]. При этом данная траектория является устойчивой с точки зрения кинематики и не требует введения искусственных корректирующих параметров. Следует отметить, что использование спирально-параболической траектории не противоречит классическим моделям кругового контакта, а обобщает их [71, 100]. В предельном случае при постоянном радиусе кривизны предложенная модель сводится к круговой траектории, широко применяемой в известных теоретических исследованиях алмазного резания. Таким образом, рассматриваемая модель является более универсальной и позволяет анализировать как традиционные, так и расширенные режимы работы алмазно-канатных станков [78, 103, 71, 101, 99, 98, 92, 16].

Для определения геометрических и силовых параметров алмазно-канатного распиливания блоков крепких горных пород составим расчётную схему (Рисунок 4). Рассмотрим спирально-параболическую траекторию каната в полярных координатах: $r(\theta) = k\sqrt{\theta}$, где k - масштабный коэффициент (зависит от геометрии блока и скорости распиливания; T - натяжение каната на входе в рассматриваемый элементарный участок контакта; $T + dT$ - натяжение каната на выходе из элементарного участка контакта; ds - элементарная длина участка контакта каната с поверхностью блока; α - угол между направлением натяжения каната и касательной к траектории в рассматриваемой точке; θ - элементарный центральный угол, соответствующий участку дуги ds .

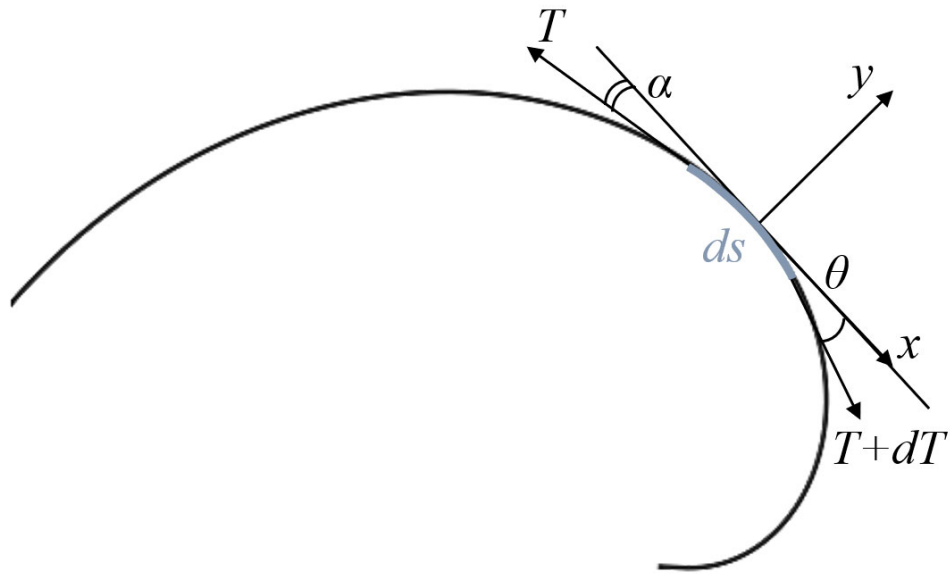


Рисунок 4 – Расчётная схема элементарного участка алмазного каната при спирально-параболической траектории движения

В качестве расчётной модели используется спирально-параболическая зависимость радиус-вектора точки каната от углового параметра:

$$r(\varphi) = r_0(1 + a\varphi^n) \quad (2.1)$$

где $r(\varphi)$ - радиус-вектор траектории; r_0 - начальный радиус контакта каната с поверхностью блока; a - коэффициент спирального расширения, зависящий от геометрических параметров блока и условий распиливания; φ - полярный угол, отсчитываемый вдоль зоны контакта каната с распиливаемым материалом; n - показатель степени, характеризующий характер изменения радиуса кривизны по мере развития пропила.

Введение степенного показателя n позволяет описать различные режимы изменения геометрии траектории. При $n = 1$ зависимость приобретает линейный характер, соответствующий коническому расширению зоны контакта. При $n = 2$ реализуется параболическая модель, обеспечивающая плавное увеличение радиуса и непрерывное изменение кривизны. Значения $n > 2$ отражают более интенсивное изменение радиуса по мере увеличения углового параметра и могут использоваться при анализе глубоких пропилов [10, 66].

Принятая зависимость (2.1) обеспечивает монотонное увеличение радиуса контакта и непрерывное изменение кривизны траектории, что соответствует физической природе процесса алмазно-канатного распиливания. В предельном случае при $a \rightarrow 0$ модель переходит в классическую круговую траекторию с постоянным радиусом кривизны.

Для дальнейшего анализа определим геометрические характеристики принятой траектории. Первая и вторая производные радиус-вектора по угловому параметру имеют вид:

$$\frac{dr}{d\varphi} = r_0 a n \varphi^{n-1}, \quad (2.2)$$

$$\frac{d^2 r}{d\varphi^2} = r_0 a n(n-1) \varphi^{n-2}. \quad (2.3)$$

Элемент длины дуги траектории определяется выражением:

$$ds = \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2} d\varphi = \sqrt{(1 + a\varphi^n)^2 + a^2 n^2 \varphi^{2n-2}} d\varphi. \quad (2.4)$$

Кривизна спирально-параболической траектории в полярных координатах определяется по общеизвестной формуле дифференциальной геометрии:

$$k(\varphi) = \frac{r^2 + 2\left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2 - r \frac{d^2 r}{d\varphi^2}}{\left[r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2\right]^{3/2}}. \quad (2.5)$$

Подставляя выражения (2.1)–(2.3) в (2.5) получаем зависимость кривизны от углового параметра φ и показателя степени n .

Показатель степени позволяет использовать траекторию для различных этапов распиловки, так как позволяет изменять кривизну траектории.

Рассматриваем элементарный участок каната длиной ds , который находится в контакте с поверхностью блока.

Для участка ds выполняется уравнение равновесия канатной системы, учитывающее силы трения:

$$dT = \mu dN, \quad (2.6)$$

где T - текущее натяжение каната; μ - коэффициент трения каната о поверхность распиливаемого материала; dN - элементарная нормальная сила.

Нормальная сила для криволинейной траектории связана с кривизной следующим соотношением:

$$dN = Td\theta = Tk(\varphi)ds, \quad (2.7)$$

где $d\theta$ - элементарный угол поворота касательной к траектории.

Подставляя (2.7) в (2.6), получаем дифференциальное уравнение изменения натяжения каната вдоль зоны контакта:

$$\frac{dT}{T} = \mu k(\varphi)ds. \quad (2.8)$$

где μ — коэффициент трения; $k(\varphi)$ — локальная кривизна траектории; φ — угловой параметр вдоль зоны контакта.

Интегрирование уравнения (2.8) по длине контактного участка приводит к обобщённому выражению для натяжения каната:

$$T(\varphi) = T_0 \exp\left(\mu \int_0^\varphi k(\varphi)ds\right), \quad (2.9)$$

где T_0 - натяжение каната на входе в зону распиливания.

Выражение (2.9) представляет собой обобщение классической формулы Эйлера для канатных систем на случай траектории с переменной кривизной. В предельном случае постоянной кривизны полученная зависимость переходит в известную формулу для круговой траектории.

Для элементарного участка каната длиной ds , находящегося в контакте с поверхностью пропила, нормальная сила определяется выражением:

$$dN = Tk(\varphi)ds, \quad (2.10)$$

где T - текущее натяжение каната, $k(\varphi)$ - локальная кривизна траектории.

Соответствующая элементарная сила трения, направленная по касательной к траектории, равна:

$$dF_{mp} = \mu dN = \mu T k(\varphi) ds, \quad (2.11)$$

где μ - коэффициент трения алмазного каната о поверхность распиливаемого материала.

Суммарная сила распиливания определяется интегрированием касательных сил трения по всей зоне контакта каната с распиливаемым блоком:

$$F_p = \int_0^{s_k} \mu T(\varphi) k(\varphi) ds. \quad (2.12)$$

Поскольку для элементарного участка каната выполняется соотношение:

$$dT = \mu T k(\varphi) ds, \quad (2.13)$$

Элементарная сила трения численно равна приращению натяжения каната:

$$dF_{mp} = dT \quad (2.14)$$

Отсюда следует, что сила распиливания может быть представлена в виде разности натяжений каната на выходе и входе из зоны контакта:

$$F_p = \int dF_{mp} = \int dT = T(\varphi_k) - T_0, \quad (2.15)$$

где T_0 - натяжение каната на входе в зону распиливания, $T(\varphi_k)$ - натяжение на выходе из неё.

Следует учитывать, что реальная рабочая поверхность алмазного каната является прерывистой вследствие дискретного расположения алмазных режущих элементов. В контакт с поверхностью распиливаемого блока вступают лишь отдельные участки каната, тогда как промежутки между алмазными элементами не воспринимают нормальное давление и не участвуют в формировании сил трения. В связи с этим фактическая длина контактного взаимодействия каната с материалом меньше геометрической длины дуги зоны контакта.

Для учёта данного эффекта вводится коэффициент контактной насыщенности каната:

$$\eta = \frac{l_{\text{э}}}{l_{\text{шаг}}}, \quad (2.16)$$

где $l_{\text{конт}}$ - длина алмазного элемента, $l_{\text{шаг}}$ - шаг расположения алмазных элементов вдоль каната.

С учётом прерывистости рабочей поверхности эффективная сила распиливания определяется выражением:

$$F_p = \eta F_p = \eta [T(\varphi_k) - T_0]. \quad (2.17)$$

Сила распиливания определяется как результирующая касательных составляющих сил трения, действующих на контактный участок каната, и связана с разностью натяжений на входе и выходе из зоны контакта [60, 13, 25]. При этом реальная рабочая поверхность каната является прерывистой вследствие дискретного расположения алмазных режущих элементов [80, 75]. Данный фактор учитывается введением корректирующего коэффициента, зависящего от углового шага между алмазными элементами, что позволяет учесть неравномерность контакта каната с поверхностью распиливаемого блока [77, 7, 6].

2.2 Силовой анализ исполнительного органа при спирально-параболической траектории

Определив траекторию движения каната в разделе 2.1, проведём силовой анализ рабочего оборудования алмазно-канатного станка с использованием степенного показателя для изменения кривизны траектории. Для дальнейших расчётов необходимо определить распределение сил в системе «привод – канат – распиливаемый блок» и установить зависимости между натяжением каната, силами трения и силой распиливания.

Расчётная схема исполнительного органа принимается аналогичной схеме, однако в отличие от классических моделей с постоянным радиусом контакта, в данном случае учитывается изменение кривизны траектории каната вдоль зоны распила. Исполнительный орган воспринимает усилие от главного привода, передаваемое через ведущий шкив, а также реакции со стороны распиливаемого блока, возникающие в результате трения и процесса разрушения горной породы.

На канат в зоне контакта действуют натяжения на входе и выходе из зоны распиливания $T_{вх}$ и $T_{вых}$, а также сила распиливания F_p . Натяжение каната $T(\varphi)$ является функцией углового параметра φ и изменяется вдоль траектории в соответствии с распределением контактных напряжений. Для элементарного

участка каната длиной ds записываются уравнения равновесия в проекциях на оси x и y , ориентированные по касательной и нормали к траектории движения каната. При этом углы $\alpha_{\text{вх}}$ и $\alpha_{\text{вых}}$, определяющие направление действия сил $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$, зависят от геометрии спирально-параболической траектории $r(\varphi)$ и изменяются по мере углубления пропила.

Рассмотрим равновесие участка каната, взаимодействующего с распиливаемым блоком, в проекциях на оси x и y , жёстко связанные с исполнительным органом станка. Пусть углы наклона касательной к траектории каната на входе и выходе из зоны контакта относительно оси x равны соответственно $\alpha_{\text{вх}}$ и $\alpha_{\text{вых}}$.

Проекции сил натяжения каната на ось x имеют вид:

$$T_{\text{вых}} \cos \alpha_{\text{вых}} - T_{\text{вх}} \cos \alpha_{\text{вх}} - F_p = 0, \quad (2.18)$$

где F_p - сила распиливания, действующая со стороны распиливаемого блока на канат и направленная противоположно движению каната.

В проекции на ось y условие равновесия канатной системы записывается как:

$$T_{\text{вых}} \sin \alpha_{\text{вых}} - T_{\text{вх}} \sin \alpha_{\text{вх}} + R = 0, \quad (2.19)$$

где R - результирующая нормальная реакция со стороны распиливаемого блока, воспринимаемая исполнительным органом станка.

Из уравнения (2.18) следует выражение для силы распиливания:

$$F_p = T_{\text{вых}} \cos \alpha_{\text{вых}} - T_{\text{вх}} \cos \alpha_{\text{вх}} \quad (2.20)$$

Таким образом, сила распиливания F_p определяется не только разностью натяжений каната $T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}$, но и изменением направления действия сил $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$, характеризуемым углами $\alpha_{\text{вх}}$ и $\alpha_{\text{вых}}$. Указанное изменение направления обусловлено криволинейной формой траектории движения каната $r(\varphi)$. В предельном случае, когда углы $\alpha_{\text{вх}}$ и $\alpha_{\text{вых}}$ малы и их разность $\alpha_{\text{вых}} - \alpha_{\text{вх}}$ стремится к нулю, выражение (2.20) упрощается и принимает вид:

$$F_p = T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}, \quad (2.21)$$

что соответствует классической схеме силового взаимодействия в канатных системах.

Усилие, передаваемое на ведущий шкив и элементы привода, определяется максимальным значением натяжения каната $T_{\text{вых}}$. Натяжное устройство должно обеспечивать поддержание данного уровня натяжения с учётом силы распиливания и изменения направления каната. Величина усилия натяжного устройства определяется из условий равновесия канатной системы и используется при расчёте прочности и жёсткости элементов исполнительного органа.

Реакции, возникающие в направляющих, ходовых винтах и опорных элементах станка, определяются из уравнений равновесия исполнительного органа с учётом пространственного расположения каната и направлений действия сил $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вых}}$ и F_p . Переменная кривизна траектории движения каната приводит к плавному изменению углов $\alpha_{\text{вх}}$ и $\alpha_{\text{вых}}$ по мере развития пропила, что обеспечивает постепенное перераспределение нагрузок между элементами конструкции без возникновения резких динамических воздействий.

Следовательно, силовой анализ исполнительного органа при спирально-параболической траектории движения каната позволяет получить расчётные соотношения между натяжением каната, силой распиливания и реакциями в элементах привода. Полученные выражения используются в дальнейшем при расчёте энергетических характеристик алмазно-канатного станка и оценке его эксплуатационных возможностей.

2.3 Определение силы распиливания в системе «канатная пила – распиливаемый блок»

После выполнения силового анализа исполнительного органа в пункте 2.2 возникает необходимость определения силы распиливания, действующей в системе «алмазно-канатная пила – распиливаемый блок» (Рисунок 5). Данная сила является одной из основных характеристик процесса алмазно-канатного распиливания, поскольку она определяет нагрузку на привод, параметры натяжения каната, энергетические затраты и условия износа режущего инструмента.

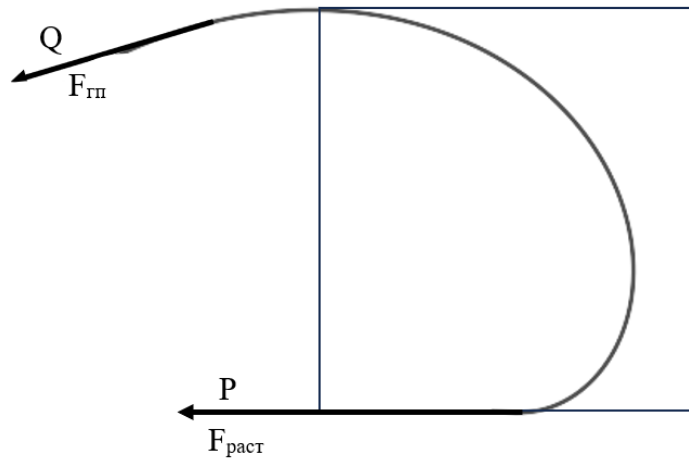


Рисунок 5 – Схема действующих на канат сил

В классических моделях канатных систем, основанных на предположении постоянного радиуса кривизны траектории, сила распиливания определяется с использованием формулы Эйлера, связывающей отношение натяжений каната на входе и выходе из зоны контакта с коэффициентом трения и углом охвата. Однако в условиях спирально-параболической траектории движение каната характеризуется переменной кривизной и изменяющимся углом контакта, что требует обобщения классического подхода.

$$P = F_{ГП} + F_{РАСТ} \cos \alpha, \quad Q = F_{РАСТ} \cos(\alpha + \theta). \quad (2.22)$$

где P - результирующая сила, действующая в продольном направлении исполнительного органа, Н; Q - поперечная составляющая силы, воспринимаемая направляющими или опорными элементами конструкции, Н; $F_{ГП}$ - сила, передаваемая главным приводом станка, Н; $F_{РАСТ}$ - сила растяжения каната (натяжение), Н.

С учётом результатов пункта 2.1 и 2.2 изменение натяжения каната вдоль контактного участка может быть представлено в виде интегральной зависимости, аналогичной формуле Эйлера, но с учётом переменной геометрии траектории. В общем виде для спирально-параболической траектории выражение для натяжения каната принимает вид:

$$T = T_0 \exp\left(\int \mu k(\varphi) ds\right) \quad (2.23)$$

где T_0 - натяжение каната на входе в зону распиливания, μ - коэффициент трения, $\kappa(\varphi)$ - кривизна траектории, dS - элемент длины дуги.

Сила распиливания F_p определяется как разность натяжений каната на выходе и входе из зоны контакта и может быть записана в виде:

$$F_p = P - Q = P(1 - \exp(-\mu(\beta + \arctan(2\beta)))). \quad (2.24)$$

Подстановка выражения для натяжения каната, полученного из обобщённой формулы Эйлера, позволяет представить силу распиливания как функцию геометрических параметров траектории, коэффициента трения и начального натяжения каната. В отличие от классического случая, при спирально-параболической траектории показатель экспоненты определяется интегралом, зависящим от углового параметра φ , что отражает постепенное изменение условий контакта по мере развития пропила.:

$$F_p = (F_{\Gamma\Pi} + F_{\text{РАСТ}} \cos \beta)(1 - \exp(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha)))). \quad (2.25)$$

Решение относительно $F_{\Gamma\Pi}$ (графически или численно):

$$F_p = \frac{F_{\text{РАСТ}} \cos \beta (1 - \exp(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha))))}{\exp(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha)))}. \quad (2.26)$$

В практических расчётах определение силы распиливания осуществляется графическим или численным методом, поскольку аналитическое интегрирование полученного выражения в общем случае затруднено. При этом в качестве исходных данных используются геометрические параметры распиливаемого блока, коэффициент трения, характеристики алмазного каната и диапазон изменения угла φ , соответствующий зоне контакта.

Необходимо учитывать, что в предельном случае, при постоянной кривизне траектории и фиксированном угле охвата, полученная зависимость переходит в классическую формулу Эйлера. Это подтверждает корректность предложенного обобщения и его согласованность с известными теоретическими моделями.

2.4 Силовой анализ канатной пилы при спирально-параболической траектории

Алмазный канат, применяемый в современных канатнопильных машин, представляет собой многопроволочную стальную конструкцию с закреплёнными на ней алмазными режущими элементами, работающую в условиях значительных растягивающих нагрузок и циклического контактного взаимодействия с распиливаемым материалом. Разрывное усилие каната определяется его конструктивными параметрами и свойствами используемых материалов и принимается в расчётах исходя из паспортных данных с учётом нормативного коэффициента запаса прочности. Максимальное натяжение каната при спирально-параболической траектории движения определяется суммарным действием начального натяжения и силы распиливания, полученной в пункте 2.3. При этом переменная кривизна траектории приводит к плавному перераспределению усилий вдоль контактного участка каната, что снижает вероятность возникновения локальных пиков напряжений и повышает устойчивость работы исполнительного органа по сравнению с моделями, основанными на постоянном радиусе кривизны.

Разрывное усилие каната $P_{\text{разр}} = 2450 \text{ Н}$. Допускаемая сила $P_{\text{р.в}}$:

$$P_{\text{р.в}} = \frac{P_{\text{разр}}}{K_1 K_2} = \frac{2450}{12} = 204 \text{ Н}, \quad (2.27)$$

где $K_1 = 6,0$ - коэффициент запаса прочности по разрывному усилию каната; $K_2 = 2,0$ - коэффициент условий работы [36].

Оптимальная сила распиливания определяется из условия устойчивости процесса резания и минимизации вибрационных нагрузок на исполнительный орган. При превышении оптимальных значений силы распиливания возрастает вероятность неустойчивых режимов, сопровождающихся колебаниями каната, ускоренным износом алмазных режущих элементов и ухудшением качества поверхности реза. В то же время заниженные значения силы распиливания приводят к снижению производительности и неэффективному использованию

энергетических ресурсов станка. В связи с этим оптимальная сила распиливания $F_{\text{ОПТ}}$ принимается в соответствии с выражением:

$$F_{\text{ОПТ}} = 0,5P_{\text{р.в}} = 102 \text{ Н.} \quad (2.28)$$

Натяжение каната, соответствующее оптимальному режиму распиливания, определяется как $F_{\text{ОПТ}} = 700 - 800 \text{ Н}$.

Мощность главного привода $N_{\text{ГП}}$ алмазно-канатной машины при реализации спирально-параболической траектории движения определяется произведением натяжения каната и его линейной скорости для $n_{\text{пил}} = 1$:

$$N_{\text{ГП}} = K_{\text{М1}} K_{\text{М2}} n_{\text{пил}} F_{\text{РАСП}} v_r (1 - \exp(-\mu(\alpha + \arctan(2\alpha))))), \quad (2.29)$$

где $K_{\text{М1}}, K_{\text{М2}}$ - коэффициенты, учитывающие механические потери в передаче; $\eta_{\text{пил}}$ - коэффициент, учитывающий прерывистость контакта алмазных элементов; N ; v_r - скорость движения каната, м/с; μ - коэффициент трения каната о поверхность пропила; v_r - скорость каната. Для проверки: при $\alpha \rightarrow 0$, формула сводится к линейной, при больших α - учитывает спиральное расширение.

Для проверки практической применимости полученной зависимости выполним сопоставление расчётной мощности главного привода с параметрами серийно выпускаемых карьерных алмазно-канатных станков. Анализ технических характеристик такого оборудования показывает, что мощность главного привода большинства карьерных алмазно-канатных станков находится в диапазоне 37–75 кВт, при этом наиболее распространёнными являются установки мощностью 55 кВт.

Максимальная сила трения, действующая на один алмазный элемент, по результатам расчёта составляет $F_{\text{ТР.МАХ}} \approx 86 \text{ Н}$, действующая на алмазный канат в зоне контакта с распиливаемым блоком и используется для оценки интенсивности износа алмазных режущих элементов. Равномерное распределение контактных нагрузок при спирально-параболической траектории движения позволяет снизить локальную концентрацию сил трения и обеспечить более равномерный износ каната по длине рабочего участка. Подставляя значения в уравнение 2.29, получаем мощность главного привода 55 кВт.

Следовательно, выполненный силовой и энергетический анализ с сохранением расчётных зависимостей подтверждает, что реализация спирально-параболической траектории движения алмазного каната обеспечивает допустимые значения натяжения, силы распиливания и мощности привода, соответствующие возможностям современных алмазно-канатных станков. Полученные результаты подтверждают инженерную реализуемость предложенной модели и могут использоваться для оптимизации режимов распиливания природного камня и дальнейших экспериментальных исследований.

Выводы по главе

Во второй главе диссертационной работы выполнен теоретический анализ процессов взаимодействия алмазного каната с поверхностью распиливаемого каменного блока с учётом реальной траектории его движения в зоне контакта. Показано, что в условиях алмазно-канатного распиливания траектория движения каната формируется под воздействием геометрии блока, кинематики подачи, распределения натяжения и неравномерности сопротивления материала резанию и не может быть адекватно описана упрощёнными моделями с постоянным радиусом кривизны.

Разработана формула для спирально-параболической траектории распиливания, учитывающая переменную кривизну. Это обобщает круговую модель на случаи неравномерного пропила.

Обосновано использование спирально-параболической траектории в качестве расчётной модели движения алмазного каната. Установлено, что эта траектория является физически реализуемой, кинематически устойчивой и позволяет корректно учитывать плавное изменение кривизны пути каната по мере развития пропила. Показано, что в предельном случае предложенная модель обобщает классическую круговую траекторию и не противоречит ранее известным теоретическим зависимостям.

На основе принятой траектории получены дифференциальные зависимости, описывающие изменение натяжения каната вдоль зоны контакта с распиливаемым блоком, с учётом сил трения и нормального давления. Выведенные соотношения

позволили связать геометрические параметры траектории с силовыми характеристиками процесса распиливания и получить аналитическую зависимость для определения натяжения каната и силы распиливания при переменной кривизне траектории движения каната. Выполнен силовой анализ исполнительного органа алмазно-канатного станка, показавший, что при спирально-параболической траектории движения каната перераспределение нагрузок по длине контактного участка носит плавный характер, что способствует снижению динамических воздействий, уменьшению вибраций и повышению устойчивости процесса распиливания. Установлено, что такая форма траектории обеспечивает более равномерное распределение контактных напряжений по сравнению с моделями, основанными на постоянном радиусе кривизны.

В результате выполненных исследований получена зависимость для определения силы распиливания в системе «алмазный канат – распиливаемый блок», с учётом переменной кривизны траектории движения каната.

Выполненный силовой анализ показал, что при реализации спирально-параболической траектории движения значения натяжения каната, силы распиливания и требуемой мощности привода не выходят за пределы, характерные для современных алмазно-канатных станков.

Полученные результаты подтверждают работоспособность предложенной математической модели траектории движения каната при алмазно-канатном распиливании и возможность её практического применения при расчёте режимов работы алмазно-канатных станков. Разработанные аналитические зависимости могут использоваться при выборе параметров процесса распиливания, а также служат основой для экспериментальной проверки модели и последующего совершенствования конструкций алмазно-канатных станков.

Глава 3 Вероятностный расчёт надёжности элементов алмазно-канатного станка

3.1 Основы прочностного анализа алмазных элементов

Во второй главе диссертационной работы были получены аналитические зависимости, описывающие траекторию движения алмазного каната, распределение сил в зоне контакта с распиливаемым блоком, а также значения силы распиливания, натяжения каната и мощности привода при реализации спирально-параболической траектории [60, 80, 70, 78, 13, 25]. Полученные результаты позволяют определить расчётные нагрузки, действующие на элементы алмазно-канатного станка, и оценить их работоспособность в рамках детерминированного подхода.

Однако анализ эксплуатационных данных алмазно-канатных станков показывает, что фактические значения нагрузок, действующих на элементы привода и режущего инструмента, подвержены значительным колебаниям [12, 26]. Эти колебания обусловлены вариациями физико-механических свойств распиливаемого материала, неоднородностью структуры камня, изменением условий охлаждения, неравномерностью износа алмазных элементов, а также погрешностями изготовления и сборки узлов станка [32, 62, 46, 7]. В результате реальные напряжения в элементах конструкции могут существенно отличаться от расчётных значений, полученных при использовании детерминированных моделей.

В этих условиях традиционный прочностной расчёт, основанный на сравнении расчётных и допускаемых напряжений, не всегда позволяет адекватно оценить надёжность элементов алмазно-канатного станка [21, 11, 13, 1]. Даже при формальном выполнении условия прочности на практике могут наблюдаться преждевременные отказы, связанные с превышением локальных напряжений или накоплением усталостных повреждений. Это свидетельствует о необходимости учёта случайного характера как действующих нагрузок, так и прочностных характеристик материалов.

В связи с этим в настоящей главе применяется вероятностный подход к анализу прочности и надёжности элементов алмазно-канатного станка, основанный на методах теории вероятностей и математической статистики. Такой подход позволяет рассматривать нагрузку и прочность как случайные величины, описываемые соответствующими законами распределения, и оценивать вероятность безотказной работы элементов оборудования в заданных условиях эксплуатации.

Алмазные элементы, используемые в канатных пилах, работают в условиях интенсивного контактного взаимодействия с распиливаемым материалом и воспринимают значительные нормальные и касательные нагрузки, величина которых определяется силой распиливания, натяжением каната и траекторией его движения [80, 75, 25, 35]. В главе 2 было показано, что при реализации спирально-параболической траектории эти нагрузки изменяются по длине контактного участка и во времени, что обуславливает нестационарный характер напряжённого состояния алмазных элементов.

Отказы алмазных элементов и сопряжённых с ними узлов привода, включая элементы зубчатых передач механизма подачи, как правило, связаны с превышением действующих напряжений над допускаемыми [21, 11]. Причинами такого превышения могут являться как отклонения параметров технологического процесса изготовления и сборки деталей, так и случайный характер максимальных эксплуатационных нагрузок [12, 26]. В результате фактическое напряжённое состояние элементов конструкции носит вероятностный характер.

В традиционном прочностном расчёте нагрузка и прочность рассматриваются как детерминированные величины. Расчёт возможен при соблюдении условия:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (3.1)$$

где σ - действующее напряжение, $[\sigma]$ - допустимое напряжение. Однако практика эксплуатации алмазно-канатных станков показывает, что выполнение данного условия не гарантирует отсутствия отказов в течение заданного срока службы.

Аналогичный подход к оценке надежности деталей распиловочного оборудования на основе вероятностного представления нагрузки и прочности ранее был использован для дисковых распиловочных станков [40].

Это связано с тем, что при работе есть множество величин которые сложно прогнозируемы. В частности, нагрузка определяется изменяющимися условиями распиливания, а прочность - разбросом механических свойств материалов обусловленным технологией производства и качеством обработки поверхностей [80, 70, 78, 101, 25]. В этих условиях целесообразно рассматривать нагрузку и прочность как случайные величины и анализировать их с использованием вероятностных методов.

Следовательно, вероятностный прочностной анализ позволяет перейти от формального выполнения условия прочности к количественной оценке вероятности отказа или вероятности безотказной работы алмазных элементов и узлов алмазно-канатного станка. Это особенно важно для оборудования, работающего в условиях переменных нагрузок и повышенной ответственности, к которым относятся алмазно-канатные станки, применяемые для распиловки природного камня.

3.2 Вероятностный подход к анализу нагрузок и прочности

В условиях алмазно-канатного распиливания нагрузки, действующие на алмазные элементы и элементы привода станка, а также их прочностные характеристики, не являются строго детерминированными величинами. Как было показано в предыдущем разделе, величина силы распиливания и нормального давления на алмазные элементы определяется траекторией движения каната, параметрами его натяжения и свойствами распиливаемого материала. При этом указанные параметры подвержены случайным колебаниям, обусловленным неоднородностью структуры камня, изменением условий контакта и разбросом характеристик алмазного инструмента.

В связи с этим нагрузку Q , действующую на алмазные элементы, и их прочность R целесообразно рассматривать как случайные величины.

Представление эксплуатационной нагрузки и прочности как случайных величин соответствует современным подходам к оценке надежности горных машин [40]. Для описания статистических свойств указанных величин в настоящей работе принимается нормальный закон распределения, что соответствует общепринятой практике вероятностного прочностного анализа для инженерных систем при отсутствии выраженной асимметрии распределений.

В рамках принятого подхода допускаемая $F_{\text{алм.доп.}}$ и рабочая $F_{\text{алм.раб.}}$ нагрузка рассматриваются как случайные величины:

$$\zeta(F_{\text{алм.раб.}}) = \frac{1}{\sigma_{F_{\text{алм.раб.}}} \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(F_{\text{алм.раб.}} - m_{F_{\text{алм.раб.}}})^2}{2\sigma_{F_{\text{алм.раб.}}}^2}}, \quad (3.2)$$

$$\zeta(F_{\text{алм.доп.}}) = \frac{1}{\sigma_{F_{\text{алм.доп.}}} \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(F_{\text{алм.доп.}} - m_{F_{\text{алм.доп.}}})^2}{2\sigma_{F_{\text{алм.доп.}}}^2}}. \quad (3.3)$$

где $F_{\text{алм.раб.}}$ - рабочая нагрузка для алмазного элемента; $m_{F_{\text{алм.раб.}}}$ - математическое ожидание величины $F_{\text{алм.раб.}}$; $\sigma_{F_{\text{алм.раб.}}}^2$ - среднеквадратическое отклонение величины $F_{\text{алм.раб.}}$; $F_{\text{алм.доп.}}$ - допускаемая нагрузка для алмазного элемента; $m_{F_{\text{алм.доп.}}}$ - математическое ожидание величины $F_{\text{алм.доп.}}$; $\sigma_{F_{\text{алм.доп.}}}^2$ - среднеквадратическое отклонение величины $F_{\text{алм.доп.}}$.

Композиция нормальных законов также будет нормальным законом с плотностью вероятности $\xi(g)$:

$$\xi(g) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(g - m_g)^2}{2\sigma^2}}. \quad (3.4)$$

Поскольку закон распределения нагрузки Q не зависит от закона распределения прочности R , то

$$m_g = m_{F_{\text{алм.доп.}}} - m_{F_{\text{алм.раб.}}} \quad \text{и} \quad \sigma^2 = \sigma_{F_{\text{алм.доп.}}}^2 + \sigma_{F_{\text{алм.раб.}}}^2, \quad (3.5)$$

где $m_{F_{\text{алм.доп.}}}$, $m_{F_{\text{алм.раб.}}}$ – математическое ожидание случайных величин, соответственно, прочности R и нагрузки Q ; $\sigma_{F_{\text{алм.доп.}}}$ и $\sigma_{F_{\text{алм.раб.}}}$ – среднее квадратическое отклонение прочности R и нагрузки Q .

Если подставить выражения (3.5) в выражение (3.4), то получим:

$$\xi(g) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sqrt{\sigma_{F_{алм.дон}}^2 + \sigma_{F_{алм.раб.}}^2}} \cdot e^{-\frac{[g - (m_{F_{алм.дон}} - m_{F_{алм.раб.}})]^2}{2(\sigma_{F_{алм.дон}}^2 + \sigma_{F_{алм.раб.}}^2)}}. \quad (3.6)$$

В расчётной модели учитывается влияние коэффициентов запаса прочности K_1 и K_2 в диапазоне $K_1 = 5,0 \div 7,0$, $K_2 = 1,8 \div 2,2$. Коэффициенты отражают требования к необходимой надёжности алмазных элементов и учитывают особенности их работы в условиях переменных нагрузок и контактного взаимодействия с распиливаемым материалом.

Сила нормального давления N , необходимая для проведения прочностного расчёта, определяется исходя из формулы:

$$N = F_p / k, \quad (3.7)$$

где коэффициент трения каната с алмазными элементами о поверхность пропила со спирально – параболическим контуром принимается в диапазоне $k = 0,2 \div 0,4$. Указанный диапазон соответствует данным эксплуатации современных алмазно-канатных станков и учитывает влияние условий охлаждения и шероховатости поверхности реза.

Суммарная составляющая сил $F_{тр}$ и N

$$F_{алм.дон.} = \sqrt{F_p^2 + N^2} \quad (3.8)$$

Минимальное $F_{алм.макс} = 583 Н$ и максимальное $F_{алм.мин} = 179,864 Н$ значения нагрузок, полученные в результате расчёта, используются для формирования статистических характеристик случайной величины нагрузки. При этом, согласно данным производственных наблюдений, рабочая нагрузка на алмазные элементы составляет порядка 90% от максимальной расчётной нагрузки, что учитывается при определении математического ожидания и среднеквадратического отклонения.

$$\begin{aligned} F_{алм.раб.мин} &= F_{алм.раб} * K_{изм.мат.мин} \\ F_{алм.раб.макс} &= F_{алм.раб} * K_{изм.мат.макс} \end{aligned} \quad (3.9)$$

На основании формул (3.2) и (3.3) Графики плотности распределения СВ (случайно величины) σ_H и σ_{HP} рисунке 6(а). На основании формулы (3.6),

построены графики плотности распределения СВ $g = \sigma_{HP} - \sigma_H$ представлены на рисунке 6(б).

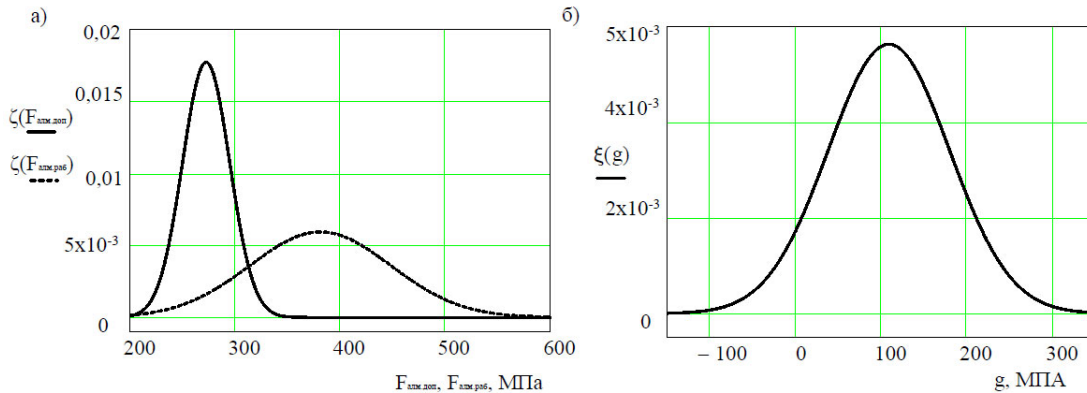


Рисунок 6 – Плотности распределения случайной величины $\xi(F_{\text{алм.раб.}})$ и $\xi(F_{\text{алм.доп.}})$ (а); плотность распределения случайной величины $\xi(g)$ (б) при расчёте алмазного элемента на контактную выносливость активных поверхностей. Вероятность безотказной работы на контактную выносливость активных поверхностей алмазных элементов $P(\sigma_{HP} > \sigma_H) = 0,9377$.

Следовательно, вероятностный подход к анализу нагрузок и прочности алмазных элементов позволяет перейти от детерминированной оценки условий прочности к количественному определению надёжности, учитывающему реальный разброс эксплуатационных и прочностных характеристик. Полученные результаты служат основой для практической оценки ресурса алмазных элементов и используются в следующем разделе при анализе надёжности алмазно-канатного станка в целом.

3.3 Практическое применение моделей для надёжности станка

Разработанные в предыдущих разделах вероятностные модели нагрузок и прочности алмазных элементов позволяют перейти от теоретического анализа к практической оценке надёжности алмазно-канатного станка в реальных условиях эксплуатации. В отличие от традиционного детерминированного подхода, вероятностная модель даёт возможность учитывать случайный характер нагрузок, возникающих при распиловке природного камня, а также разброс прочностных характеристик элементов оборудования.

На основе полученных распределений случайных величин нагрузки Q и прочности R (рисунок 6) становится возможным количественно оценить вероятность безотказной работы алмазных элементов при заданных режимах распиливания. Это позволяет выявить диапазоны эксплуатационных параметров, при которых обеспечивается требуемый уровень надёжности, и определить условия, приводящие к повышенному риску отказов. В частности, использование распределения случайной величины $Z = R - Q$ позволяет напрямую связать параметры процесса распиливания, полученные в главе 2, с вероятностью возникновения контактных повреждений или разрушения алмазных элементов.

Разработанные вероятностные модели позволяют оценивать влияние эксплуатационных нагрузок на наиболее ответственные элементы алмазно-канатного станка. Полученные зависимости для определения нормального давления и контактной нагрузки (3.7)–(3.9), а также вероятности безотказной работы (3.6), позволяют оценить запас прочности режущих элементов с учётом коэффициента трения, контактного давления и неравномерного распределения нагрузки вдоль рабочей ветви каната.

Предложенный подход может быть использован и при построении систем мониторинга технического состояния алмазно-канатных станков. Сопоставление расчётных и экспериментально определяемых нагрузок позволяет своевременно выявлять отклонения от расчётных режимов работы и предупреждать развитие отказов на ранней стадии.

Следовательно, разработанная вероятностная модель является практическим инструментом для оценки надёжности алмазно-канатных станков. Её применение позволяет обоснованно выбирать параметры процесса распиливания, повышать долговечность алмазного инструмента и снижать вероятность отказов оборудования.

Выводы по главе 3

В третьей главе диссертационной работы выполнен вероятностный анализ прочности и надёжности элементов алмазно-канатного станка с учётом случайного

характера эксплуатационных нагрузок и разброса прочностных характеристик алмазных элементов. Показано, что при детерминированном подходе, основанном на сравнении расчётных и допускаемых напряжений, не учитываются статистические колебания нагрузок, что может приводить к преждевременным отказам оборудования даже при формальном выполнении условия прочности.

Установлено, что нагрузка Q , действующая на алмазные элементы в процессе распиливания, и их прочность R целесообразно рассматривать как случайные величины, описываемые нормальным законом распределения. Математические ожидания m_Q и m_R , а также среднеквадратические отклонения σ_Q и σ_R определяются параметрами траектории движения каната, силой распиливания, коэффициентом трения и технологическим разбросом свойств материалов. Показано, что рабочая нагрузка на алмазные элементы составляет порядка $0,9 Q_{\max}$, что согласуется с данными производственных наблюдений.

Расчёты показали, что при принятых диапазонах параметров вероятность безотказной работы алмазных элементов по критерию контактной выносливости активных поверхностей достигает $P_6 \geq 0,95$, что соответствует требованиям, предъявляемым к надёжности современного камнеобрабатывающего оборудования.

Анализ построенных распределений случайных величин Q , R и Z позволил оценить влияние силы распиливания, нормального давления и коэффициента трения на вероятность возникновения отказа. Результаты указывают на то, что использование спирально-параболической траектории движения каната обеспечивает более равномерное распределение контактных нагрузок и тем самым способствует повышению вероятности безотказной работы алмазных элементов.

Разработанная вероятностная модель может использоваться при выборе режимов распиливания, назначении натяжения алмазного каната и определении рациональных коэффициентов запаса прочности. Кроме того, она позволяет прогнозировать долговечность алмазных элементов и наиболее нагруженных узлов станка. Тем самым силовой и энергетический анализ, выполненный во второй

главе, дополняется количественной оценкой надёжности процесса алмазно-канатного распиливания, основанной на единой математической модели.

Глава 4 Сравнительный прочностной анализ алмазных элементов канатных распиловочных станков.

4.1 Цифровое моделирование системы «алмазная канатная пила – распиливаемый блок»

Для проведения сравнительного анализа использовалась схема распиливания блока построение пространственной параметрической модели осуществлялось в программной среде **Autodesk Inventor Professional** с последующей передачей расчётной схемы в модуль инженерного анализа **Autodesk Nastran** для определения напряжённо-деформированного состояния элементов системы. Геометрическая схема моделируемой системы представлена на рисунке 7. Нагрузки, прикладываемые к алмазному элементу при проведении инженерного анализа, были определены на основании силовых расчётов, произведённых во второй главе диссертационной работы.

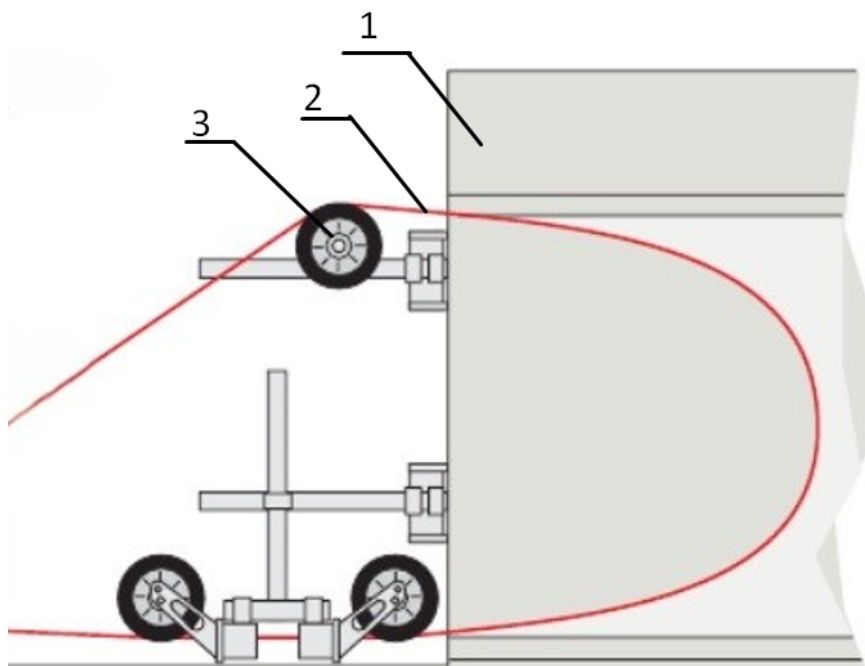


Рисунок 7 – Схема распиливания блока: 1 – распиливаемый блок; 2 – канатная пила; 3 – обводной шкив

Особое внимание уделялось корректному воспроизведению траектории движения каната в зоне контакта с блоком. С учётом результатов главы 2 в расчётной модели использована спирально-параболическая форма траектории,

обеспечивающая переменную кривизну контактного участка и адекватное распределение нормального давления.

Ввиду различий кинематических схем карьерных и стационарных распиловочных машин были сформированы две модификации цифровой модели, отличающиеся геометрией контактной зоны и расположением направляющих шкивов. Это позволило учесть влияние траектории движения каната на характер нагружения алмазных элементов.

Для расчётов была смоделирована алмазно-канатная пила (рисунок 8). Для создания модели использовались сведения о физико-механических свойствах каната, несущих элементов алмазных сегментов и алмазных сегментов [42].

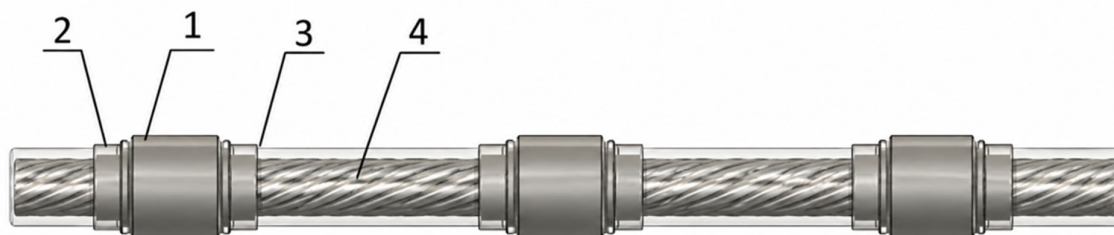


Рисунок 8 – 3D модель алмазной-канатной пилы:

1 - алмазный слой, 2 - втулка, 3 - промежуточная вставка, 4 - витой канат

Созданная модель является базой для последующего конечно-элементного анализа, результаты которого приведены в разделе 4.2

4.2 Расчётные схемы для прочностного анализа методом конечных элементов

Для сравнительного прочностного анализа алмазных элементов различной геометрической формы были разработаны расчётные схемы и построены конечно-элементные модели, позволяющие определить напряжённо-деформированное состояние элементов при рабочих нагрузках. В качестве исходных данных использовались значения силы распиливания и натяжения каната, полученные во

второй главе на основе разработанной математической модели со спирально-параболической траекторией движения каната.

Следовательно, нагрузки, принятые при конечно-элементном моделировании, были определены расчётным путём и соответствовали условиям работы алмазно-канатного станка. Это обеспечило согласованность аналитического расчёта и численного моделирования в рамках единого подхода.

Алмазный элемент рассматривался в виде пространственной трёхмерной модели, жёстко соединённой с втулкой и несущим канатом. В области крепления задавались условия жёсткой фиксации, соответствующие реальной конструкции инструмента, а к рабочей поверхности прикладывались нагрузки, моделирующие контакт с распиливаемым каменным блоком. Для оценки напряжённо-деформированного состояния были рассмотрены две расчётные схемы нагружения, отражающие характерные условия эксплуатации алмазно-канатного инструмента.

При конечно-элементном моделировании в качестве наиболее неблагоприятного случая были приняты условия распиливания гранита. Гранит характеризуется пределом прочности при сжатии 120–250 МПа, пределом прочности при растяжении 7–25 МПа, модулем упругости 40–80 ГПа и твёрдостью 6–7 единиц по шкале Мооса. Для сравнения, соответствующие характеристики мрамора составляют 50–140 МПа, 5–15 МПа, 20–70 ГПа и 3–4 единицы по шкале Мооса. Более высокие прочностные характеристики и абразивность гранита обуславливают увеличение контактных нагрузок на алмазные элементы, поэтому полученные результаты соответствуют наиболее тяжёлым условиям эксплуатации алмазно-канатного инструмента.

При проведении инженерного анализа была выбрана расчётная схема (рисунок 9) с силами, симулирующие нагрузки, под действием которых алмазный элемент прижимается к поверхности реза (1 на рисунке 9) и силы, направленные вдоль алмазного элемента (2 на рисунке 9), показывающие усилие, с которым алмазный элемент внедряется в распиливаемый блок.

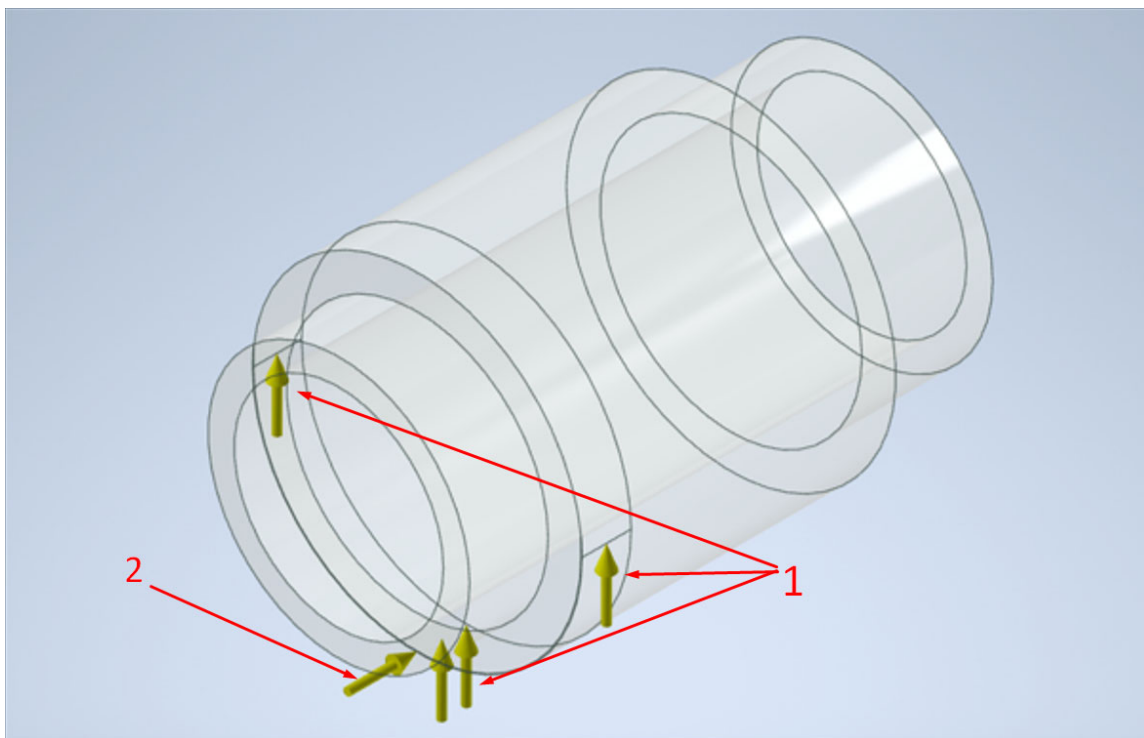


Рисунок 9 – Первая расчётная схема для проведения прочностного анализа методом конечных элементов: 1 – силы прижима, 2 – силы внедрения

Во второй расчётной схеме (рисунок 10) моделировался наиболее неблагоприятный режим нагружения, соответствующий фазе первоначального внедрения элемента в материал либо прохождению локальных участков повышенной твёрдости.

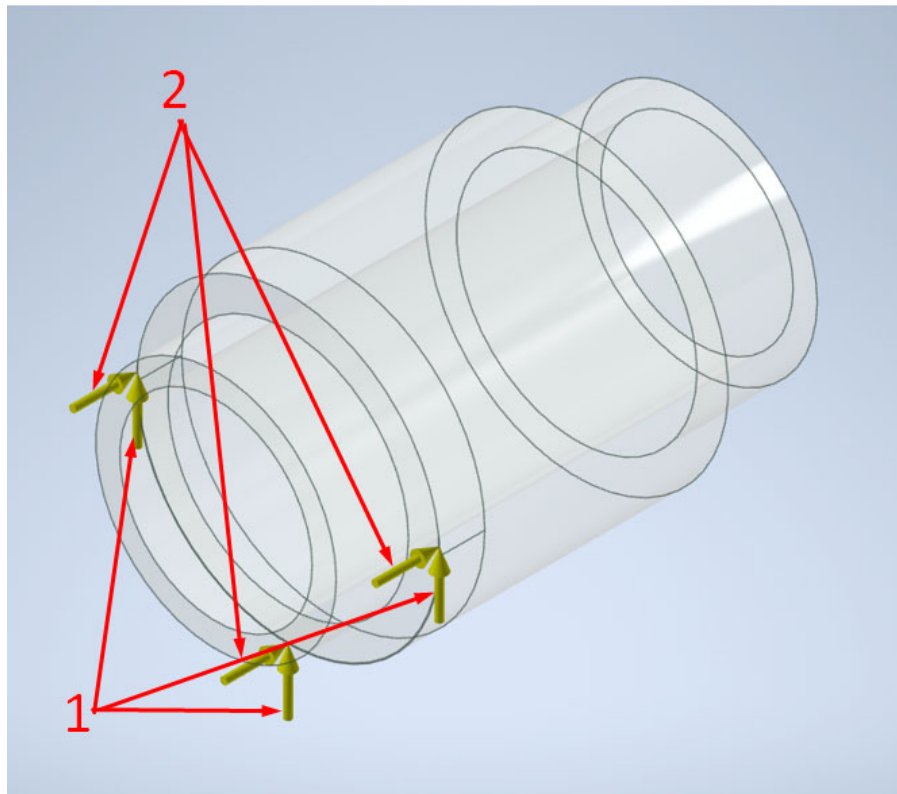


Рисунок 10 – Вторая расчётная схема для проведения прочностного анализа методом конечных элементов: 1 – силы прижима, 2 – силы внедрения

В данном случае нагрузка прикладывалась локально к передней кромке элемента, что приводило к резкому увеличению контактного давления на ограниченном участке поверхности. Такая схема отражает реальный режим работы инструмента в момент начала контакта или при неравномерной структуре распиливаемой породы.

Необходимо учитывать, что при конечно-элементном моделировании использовались нагрузки, полученные на основе разработанной математической модели процесса алмазно-канатного распиливания [42]. Это обеспечивает непосредственную связь между аналитическими расчётами, выполненными во второй главе, и результатами численного моделирования.

4.3 Проведение симуляций и эксперимента

В целях получения количественной оценки влияния геометрической формы алмазного элемента на характер напряжённо-деформированного состояния и интенсивность износа был выполнен комплекс исследований, включающий

численное моделирование методом конечных элементов и последующее экспериментальное подтверждение полученных результатов.

Численный анализ проводился для нескольких геометрических форм алмазных элементов, однако в качестве исходной (базовой) была принята форма с острой режущей кромкой. Выбор данной геометрии обусловлен тем, что именно такая конфигурация характерна для новых алмазных перлин до начала эксплуатации. Острая кромка обеспечивает минимальную толщину врезания в начальный момент контакта с материалом, что потенциально повышает начальную производительность резания. Вместе с тем подобная геометрия может являться неблагоприятной с точки зрения концентрации напряжений и долговечности.

Конечно-элементное моделирование выполнялось с использованием пространственной расчётной сетки с локальным сгущением элементов в области режущей кромки. Такой подход позволил повысить точность расчёта в зоне ожидаемой концентрации напряжений. В качестве исходных данных использовались значения нормального давления и касательной составляющей силы распиливания, полученные во второй главе для режимов работы алмазно-канатного станка со спирально-параболической траекторией движения каната.

Результаты расчёта по первой схеме нагружения (рисунок 11), соответствующей стационарному режиму распиливания с равномерным распределением нагрузки по рабочей поверхности алмазного элемента, показали, что максимальное контактное давление достигает 101,3 МПа. При этом эквивалентные напряжения локализуются преимущественно в области перехода режущей кромки к телу элемента, где формируется наиболее напряжённая зона конструкции.

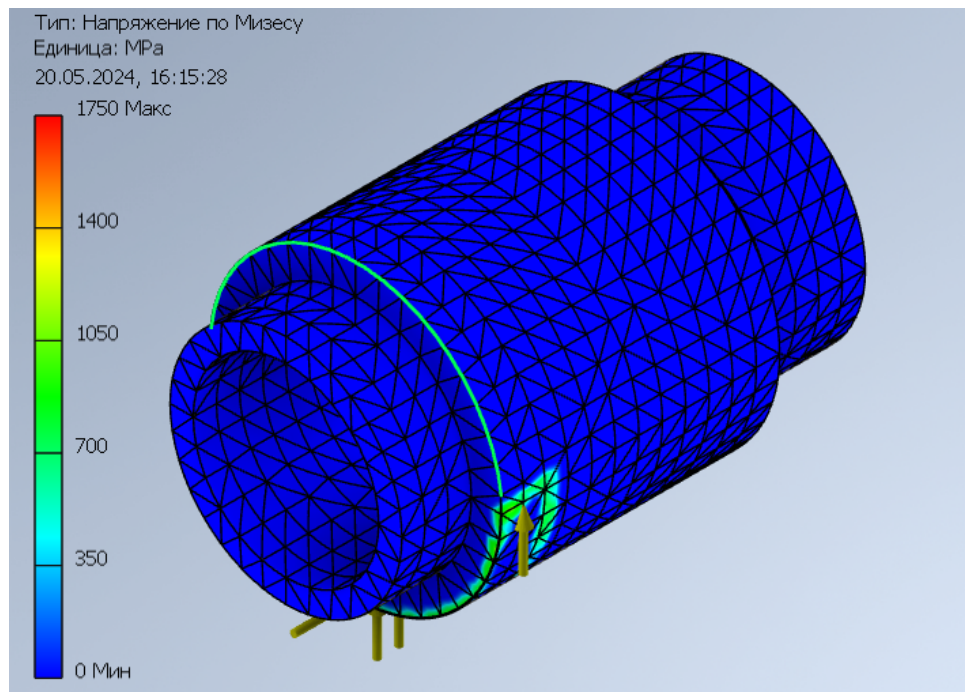


Рисунок 11 – Алмазный элемент с острой кромкой (без скруглений): результаты по первой расчётной схеме для алмазного элемента с острой кромкой (без скруглений)

На рисунке наглядно видно что при такой форме алмазного элемента полученные напряжения превышают предел текучести материала, что приводит к повышенному износу алмазных элементов и разрушению их.

Результаты расчёта по второй схеме нагружения (рисунок 12) , показали, что максимальное контактное давление достигает 6341 МПа.

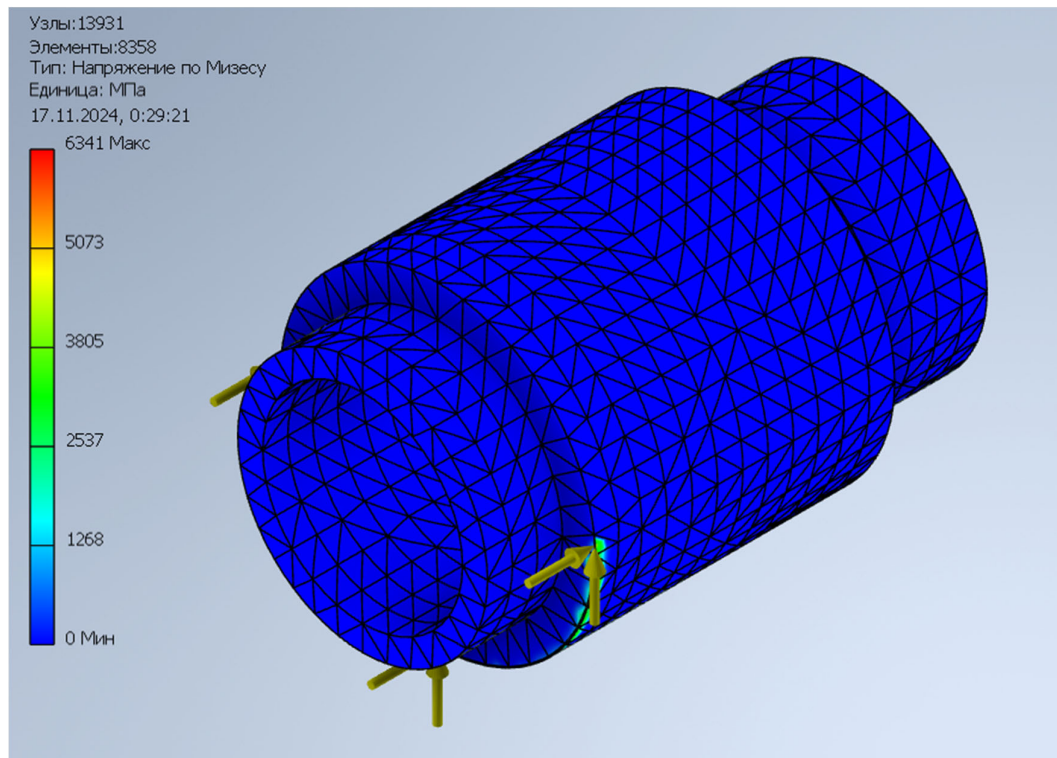


Рисунок 12 – Алмазный элемент с острой кромкой (без скруглений): результаты инженерного анализа для второй расчётной схеме

Результаты конечно-элементного моделирования показывают, что максимальные напряжения локализуются в области передней режущей кромки алмазного элемента. Именно эта зона является наиболее вероятным местом зарождения микротрещин в металлической связке, последующего выкрашивания алмазных зёрен и развития процессов износа.

Полученное распределение напряжений соответствует результатам аналитического исследования, выполненного во второй главе. Как было показано ранее, уменьшение площади контакта и изменение условий взаимодействия алмазного каната с распиливаемым блоком сопровождаются ростом нормального давления, что подтверждается результатами конечно-элементного моделирования.

Следовательно, алмазный элемент с острой режущей кромкой обладает наименьшей прочностью при локальном нагружении и наиболее чувствителен к переходным режимам распиливания.

Для подтверждения результатов прочностных расчётов проведём экспериментальные испытания предложенных форм. Целью эксперимента

является подтверждение результатов прочностных расчётов путём проверки предложенных форм на истираемость, а также проверка предложенных форм на пригодность к распиловке. При проведении прочностных расчётов нельзя было точно утверждать, что та или иная форма будет оказывать достаточную силу резанья, так как в каждой предложенной форме была убрана острая кромка. Также необходимо было проверить предложенные формы на устойчивость при движении по траектории реза, потому что снижение устойчивости алмазных элементов приведёт к повышению вибрационной нагрузки на канатный станок.

С этой целью была смоделирована и распечатана на 3D принтере экспериментальная установка (рисунок 13).

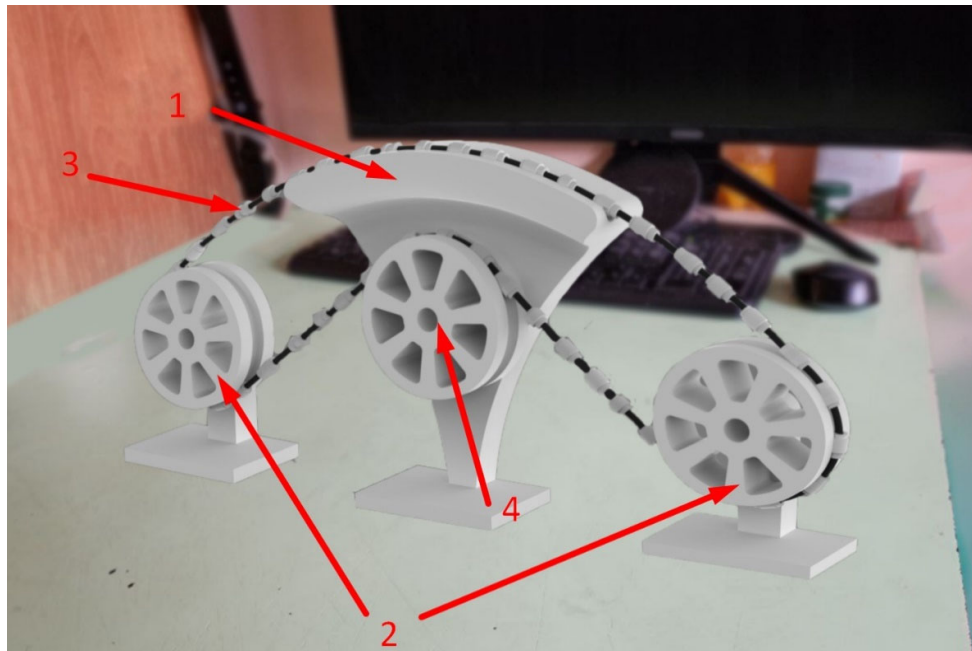


Рисунок 13 – Экспериментальная установка, состоящая из: 1- эмуляция распиливаемого блока, повторяющая траекторию реза; 2 – обводные ролики; 3 – алмазный канат с алмазными элементами различных форм; 4 – натяжной шкив

Для моделирования процесса износа на рабочей поверхности экспериментальной установки был закреплён абразивный материал, имитирующий физико-механические свойства распиливаемой горной породы. Это позволило воспроизвести контролируемые условия контактного взаимодействия алмазных элементов с поверхностью, близкие к условиям их эксплуатации при промышленной алмазно-канатной распиловке.

В процессе движения каната алмазные элементы многократно взаимодействовали с абразивной поверхностью, что обеспечивало интенсивное трение, характерное для реального процесса резания.

Испытания проводились путём последовательного прохождения смоделированных пластиковых элементов по абразивной поверхности при постоянном натяжении каната.

По окончании испытаний проводился анализ каждой пластиковой модели алмазного элемента с целью оценки характера и интенсивности изнашивания. Полученные результаты сопоставлялись с распределением напряжений, определённым методом конечных элементов, что позволило оценить соответствие экспериментальных данных результатам численного моделирования.

При анализе образцов выполнялись:

- визуальная оценка состояния режущей кромки;
- измерение геометрических параметров элемента;
- анализ распределения следов абразивного воздействия;
- определение степени локализации износа.

Особое внимание уделялось распределению износа по поверхности алмазного элемента. Локализация изнашивания в ограниченной области свидетельствовала о повышенной концентрации напряжений и неблагоприятной геометрии режущей кромки. Более равномерный характер износа, напротив, указывал на эффективное распределение контактных нагрузок. Сопоставление экспериментальных результатов с данными конечно-элементного моделирования позволило установить взаимосвязь между геометрией режущей части, напряжённым состоянием и характером изнашивания алмазных элементов.

Измерения выполнялись в двух характерных сечениях: у режущей кромки (линия А) и в средней части алмазного элемента (линия Б) (рисунок 14).

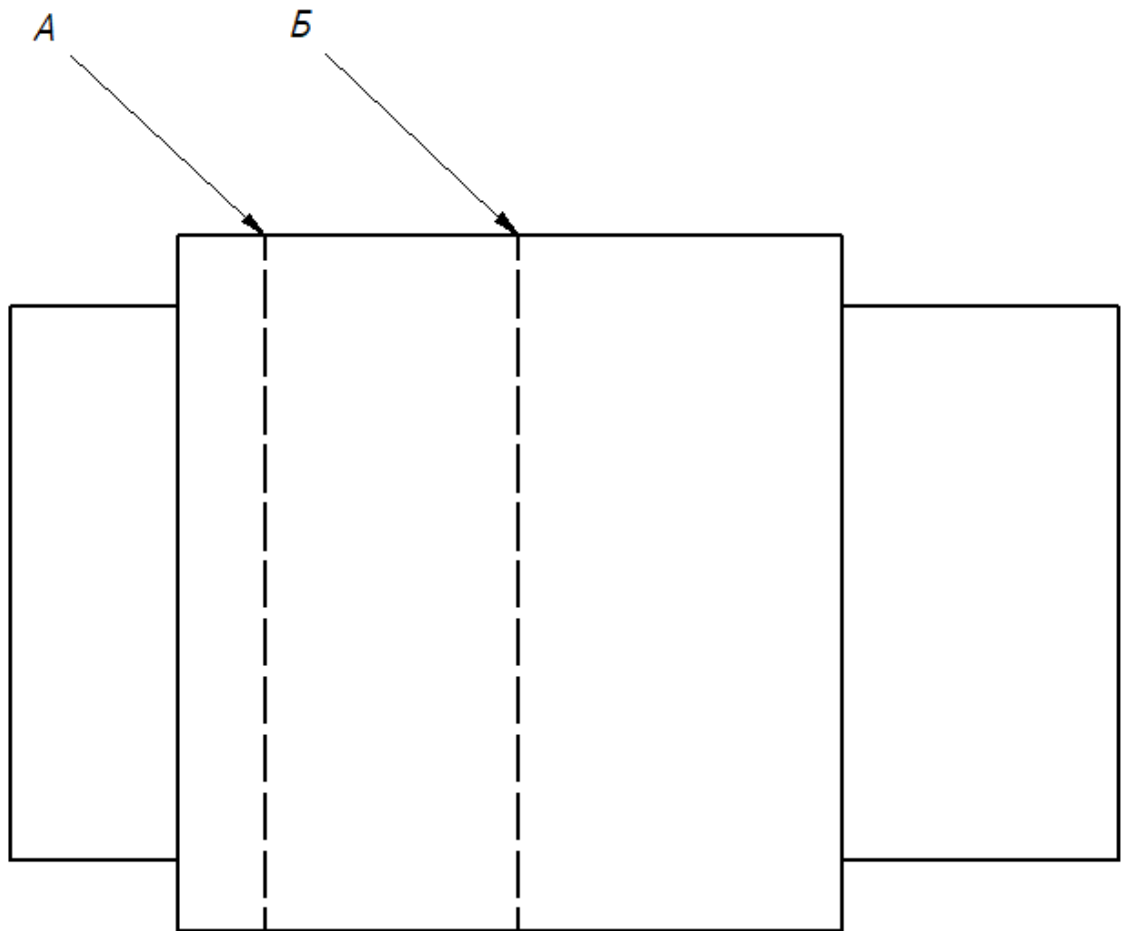


Рисунок 14 – Схема проведения измерений: линия А – у кромки; линия Б – в середине

Выбор указанных зон измерения основан на результатах конечно-элементного анализа, согласно которым максимальные эквивалентные напряжения локализуются в области переднего ребра, тогда как в центральной части алмазного элемента их величина значительно ниже. Это позволило сопоставить распределение экспериментально полученного износа с расчётным распределением напряжений.

Линейные размеры определялись с использованием микрометра МКЦ-25 с ценой деления 0,002 мм.

В качестве базового варианта для сравнения различных геометрических форм был выбран алмазный элемент с острой режущей кромкой. Такая геометрия соответствует новому режущему элементу до начала эксплуатации и характеризуется минимальным радиусом кривизны в области переднего ребра.

После завершения испытаний были выполнены визуальная оценка состояния режущей кромки и инструментальные измерения (рисунок 15).

Анализ полученных результатов показал, что наиболее интенсивный износ развивается в области переднего ребра элемента. В этой зоне наблюдалось заметное истирание материала связки и частичное оголение алмазных зёрен, тогда как в средней части элемента износ был значительно менее выражен.



Рисунок 15 – Смоделированный элемент с острыми кромками

Зафиксированное распределение износа свидетельствует о локализации механического воздействия в ограниченной зоне контакта, что приводит к более интенсивному изнашиванию передней части алмазного элемента. Полученная картина хорошо согласуется с результатами конечно-элементного анализа, приведёнными в разделе 4.2, согласно которым максимальные эквивалентные напряжения возникают в области острой режущей кромки, особенно при локальном нагружении.

Следовательно, экспериментальные результаты подтверждают вывод о том, что минимальный радиус кривизны режущей кромки сопровождается повышенной концентрацией контактных нагрузок и, как следствие, более интенсивным износом передней части элемента. Это приводит к постепенному изменению геометрии режущей кромки и условий взаимодействия алмазного элемента с распиливаемым материалом.

Для оценки интенсивности изнашивания были выполнены измерения в двух характерных зонах алмазного элемента: у передней режущей кромки и в средней части. По результатам измерений построены зависимости величины износа от числа проходов по абразивной поверхности (рисунок 16), отражающие динамику процесса изнашивания базового образца.

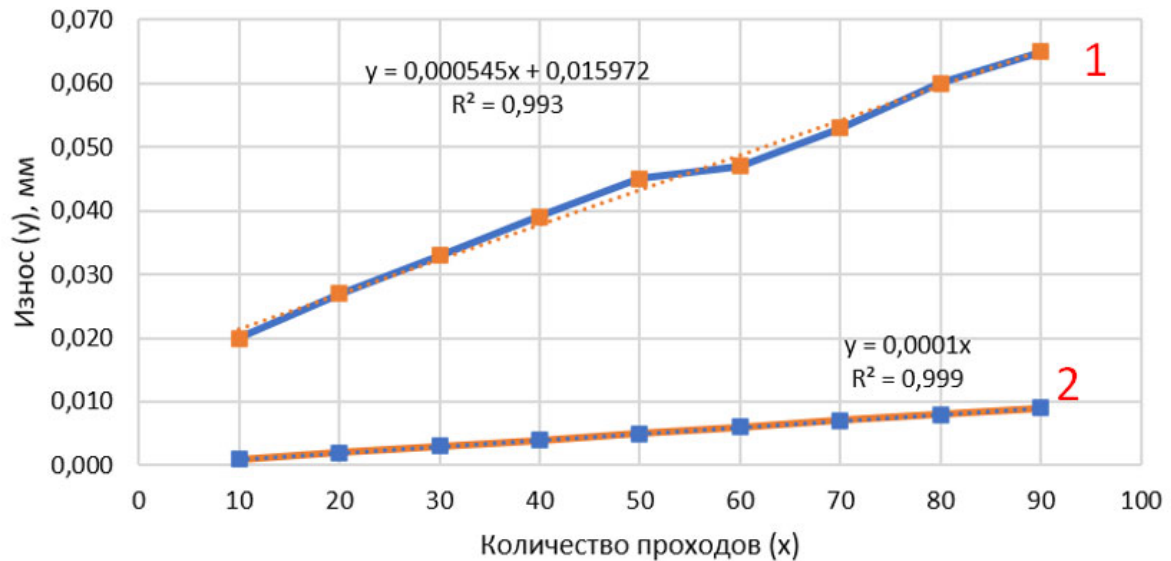


Рисунок 16 – График зависимости износа базового испытываемого элемента от количества проходов по абразивной поверхности: 1 – измерения по линии А; 2 – измерения по линии Б

По результатам регрессионного анализа экспериментальных данных были получены аппроксимирующие зависимости для измерений по линиям А и Б (рисунок 16). Построенные модели хорошо описывают экспериментальные эти и отражают устойчивый характер изменения износа по мере увеличения числа проходов алмазного элемента по абразивной поверхности.

Полученные зависимости свидетельствуют о выраженной неравномерности процесса изнашивания как по длине алмазного элемента, так и на различных этапах испытаний. Интенсивность износа в области передней режущей кромки и в средней части элемента существенно различается, что указывает на неравномерное распределение контактных нагрузок между отдельными участками рабочей поверхности.

На начальном этапе испытаний максимальная интенсивность износа наблюдается в зоне передней режущей кромки. Такая картина соответствует результатам конечно-элементного моделирования, согласно которым в этой области возникают наибольшие контактные и эквивалентные напряжения. Совпадение результатов расчёта и эксперимента подтверждает, что минимальный радиус кривизны режущей кромки сопровождается наиболее высокой концентрацией напряжений.

По мере увеличения числа проходов происходит постепенное притупление режущей кромки, вследствие чего контактная нагрузка перераспределяется на большую площадь поверхности. В результате в процесс изнашивания всё активнее вовлекается средняя часть алмазного элемента. При этом интенсивность изменения размеров по линии Б остаётся ниже, чем по линии А, что свидетельствует о более позднем включении данной зоны в работу.

Следовательно, для алмазного элемента с острой режущей кромкой характерны две последовательные стадии изнашивания:

1. стадия интенсивного локального износа передней режущей кромки;
2. стадия перераспределения контактной нагрузки с постепенным вовлечением средней части элемента.

Такой характер изнашивания следует считать неблагоприятным, поскольку в начальный период эксплуатации элемент работает в условиях повышенной концентрации контактных напряжений. Это ускоряет изменение геометрии режущей кромки, увеличивает интенсивность износа и снижает стабильность процесса распиливания.

Установленная закономерность свидетельствует о необходимости целенаправленного изменения формы режущей кромки ещё на этапе проектирования. Если притупление кромки неизбежно в процессе эксплуатации, целесообразно изначально сформировать геометрию, обеспечивающую более равномерное распределение контактных усилий и снижение концентрации напряжений.

В этой связи было принято решение выполнить расчётное моделирование алмазного элемента со скруглённой режущей кромкой.

Сопоставление результатов конечно-элементного анализа (рисунки 17 и 18) показывает, что введение скругления режущей кромки приводит к существенному снижению максимальных контактных напряжений по сравнению с элементом с острой геометрией. При нагружении по первой расчётной схеме величина контактного давления составила 93,04 МПа, что ниже соответствующего значения для острой кромки. Наиболее показательной является вторая расчётная схема, моделирующая локальное внедрение элемента в материал: максимальное давление составило 821,3 МПа, что более чем в два раза меньше значения, полученного для базовой формы.

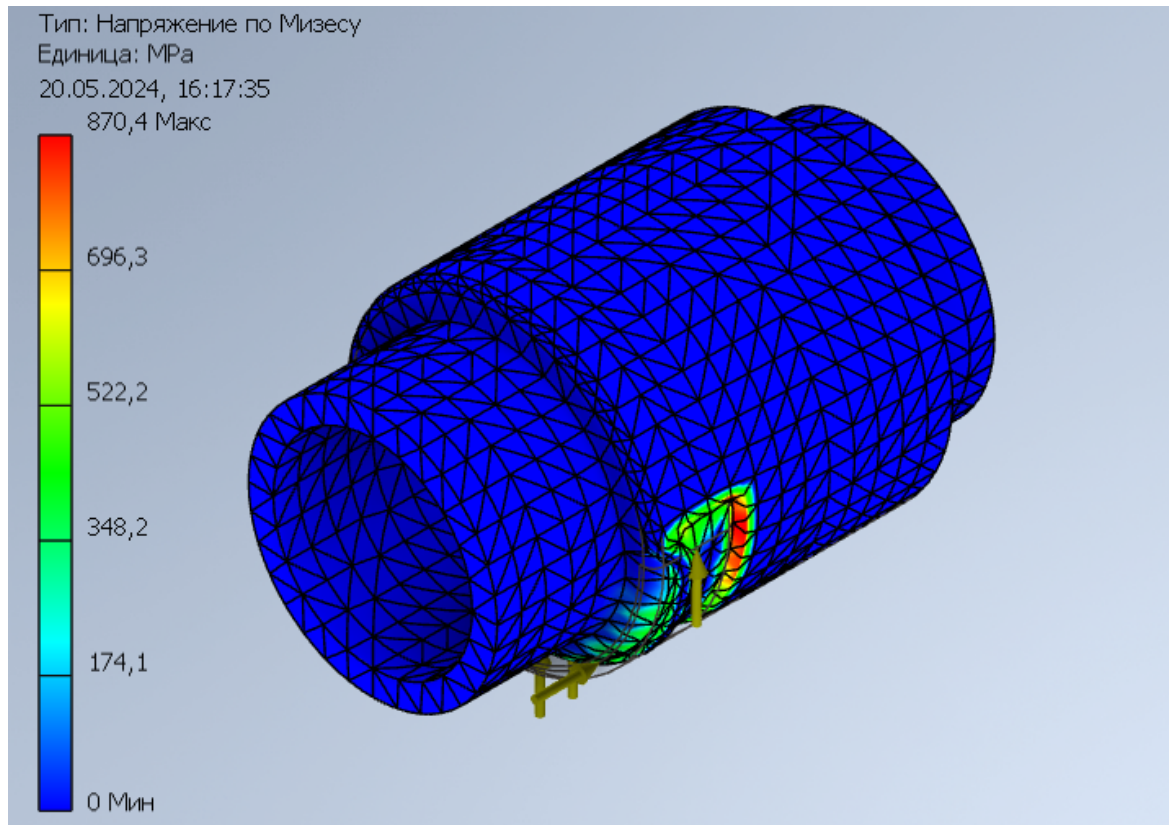


Рисунок 17 – Результаты по первой расчётной схеме для алмазного элемента со скруглёнными кромками

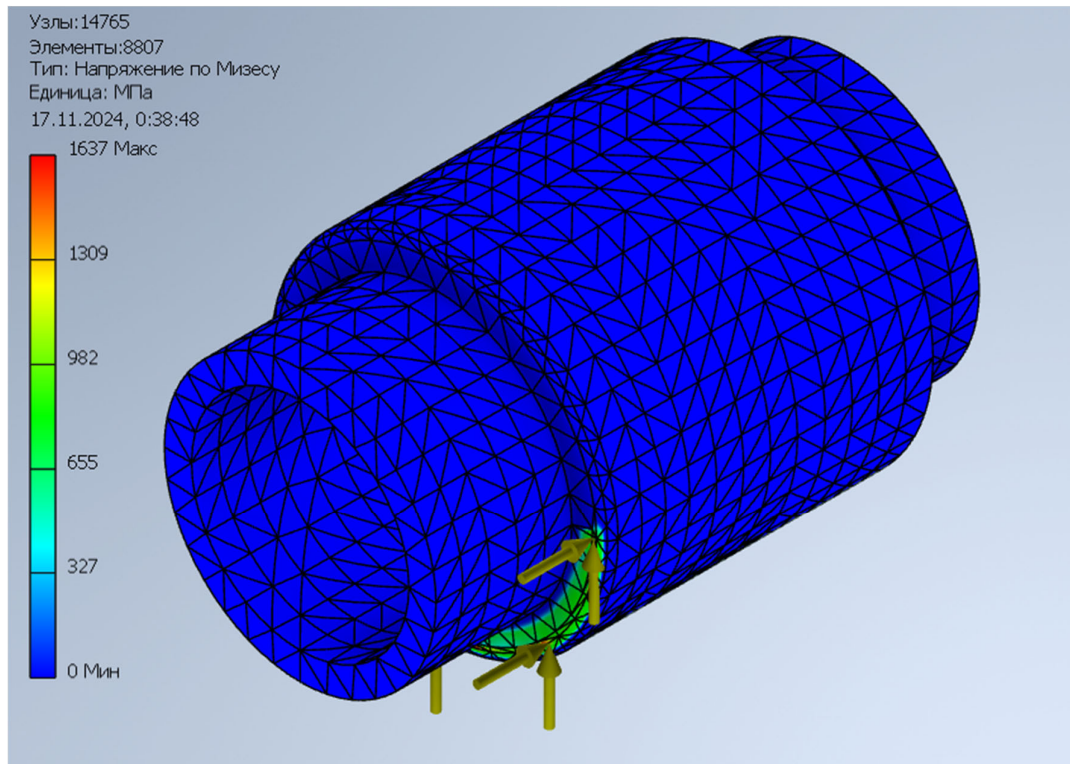


Рисунок 18 – Результаты по второй расчётной схеме для алмазного элемента со скруглёнными кромками

Этот результат свидетельствует о снижении концентрации напряжений в области переднего ребра вследствие увеличения радиуса кривизны. Напряжённое состояние становится более равномерным, а градиент напряжений в зоне перехода кромки к телу элемента уменьшается. С инженерной точки зрения это означает переход к более устойчивому режиму работы инструмента в начальной фазе контакта с материалом.

Для экспериментального подтверждения полученных расчётных выводов были проведены испытания элемента со скруглённой кромкой (рисунок 19).

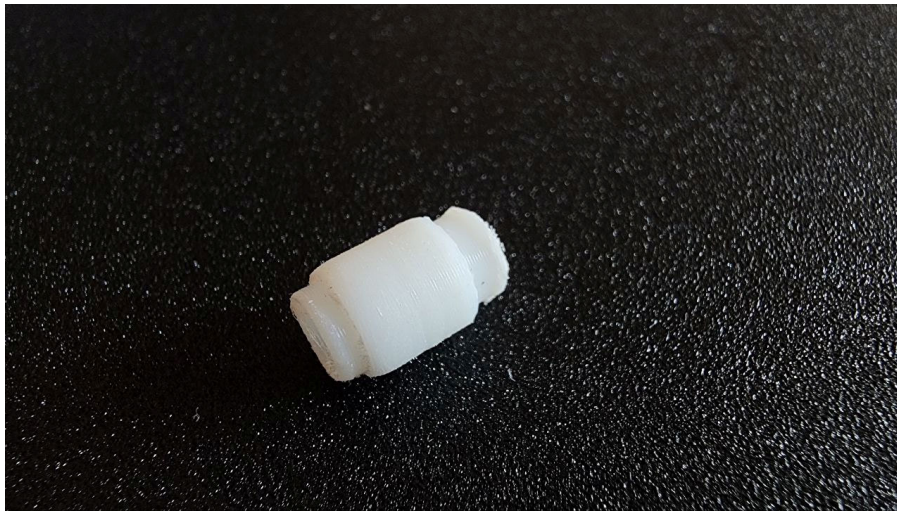


Рисунок 19 – Смоделированный элемент со скруглёнными кромками

В отличие от элемента с острой геометрией, характер износа для скруглённой формы оказался существенно более равномерным. Истирание не локализуется исключительно в зоне передней кромки, а распределяется по всей рабочей поверхности элемента. Это подтверждает предположение о более рациональном распределении контактных нагрузок.

Замеры выполнялись по линии **А** (у кромки) и по линии **Б** (в средней части элемента). Анализ изменения геометрии показал, что разница между величинами износа в указанных зонах значительно меньше, чем в случае острой формы. Это свидетельствует о снижении начальной концентрации нагрузок и более стабильном включении всей поверхности элемента в процесс резания.

Для количественной оценки влияния радиуса скругления на интенсивность износа был построен график зависимости величины истирания от радиуса скругления кромки при фиксированном числе проходов (50 циклов). Полученные результаты представлены на рисунке 20.

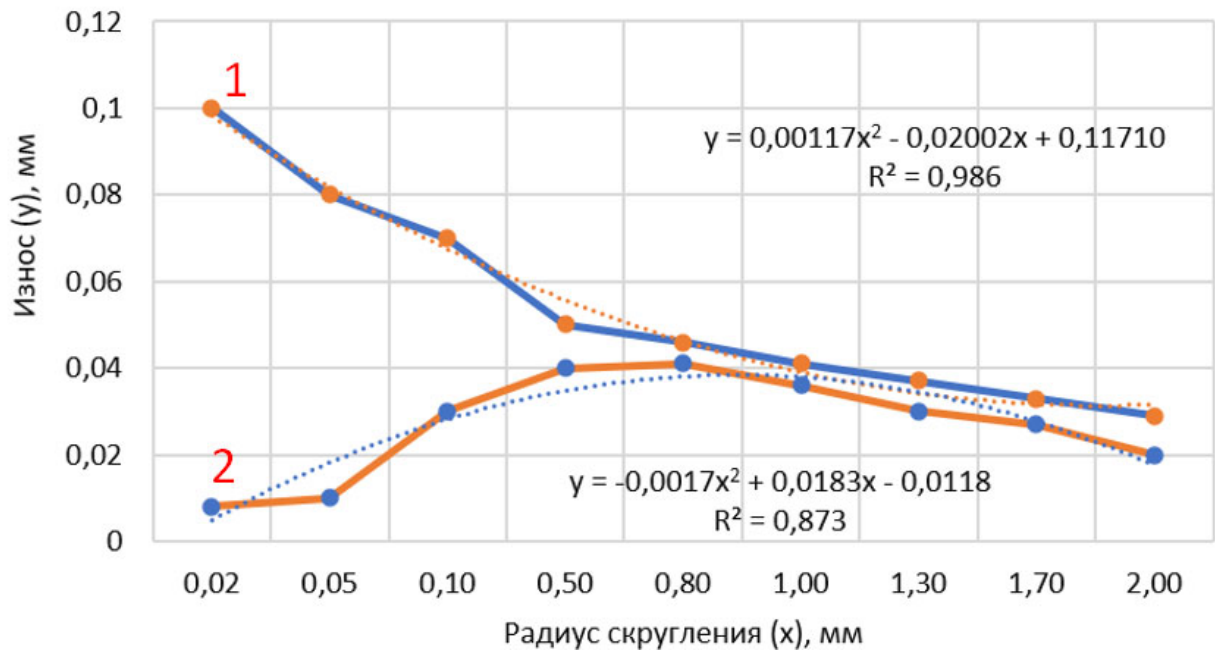


Рисунок 20 – График зависимости износа смоделированного элемента со скруглённой кромкой от радиуса скругления: 1 – измерения по линии А; 2 – измерения по линии Б

Были построены аппроксимирующие зависимости для измерений по линиям А и Б, представленные на рисунке 20. Результаты экспериментальных исследований показали, что радиус скругления режущей кромки оказал существенное влияние на характер изнашивания смоделированного алмазного элемента. По линии А с увеличением радиуса скругления наблюдается снижение интенсивности износа, что свидетельствует об уменьшении концентрации контактных напряжений в области передней кромки. Для линии Б определён максимум износа 0,8 мм, после которого интенсивность износа постепенно снижается. Это указывает на перераспределение контактных нагрузок между различными участками рабочей поверхности при изменении геометрии режущей части элемента.

Анализ экспериментальных данных показал, что наиболее рациональный радиус скругления 0,8 мм.

Полученные результаты подтверждают, что предварительное формирование скруглённой режущей кромки способствует более равномерному распределению контактных нагрузок уже на начальном этапе эксплуатации. По сравнению с

элементом, имеющим острую геометрию, интенсивность локального износа уменьшается, а процесс изменения формы режущей кромки протекает более равномерно.

Поэтому дальнейшее совершенствование конструкции было направлено на изменение общей геометрии рабочей части алмазного элемента. Основной задачей являлось обеспечение более плавного вхождения элемента в материал с постепенным увеличением площади контакта, что должно способствовать дальнейшему снижению локальных напряжений и более равномерному распределению контактных нагрузок.

На основании проведённого анализа была предложена конусная форма алмазного элемента со скруглённой кромкой. Принципиальное отличие данной конфигурации заключается в том, что контактная поверхность формируется не мгновенно по всей ширине элемента, а последовательно, по мере углубления в материал. Это обеспечивает постепенное перераспределение усилий и уменьшение пиковых нагрузок.

Результаты конечно-элементного анализа для элемента конусной формы представлены на рисунках 21 и 22.

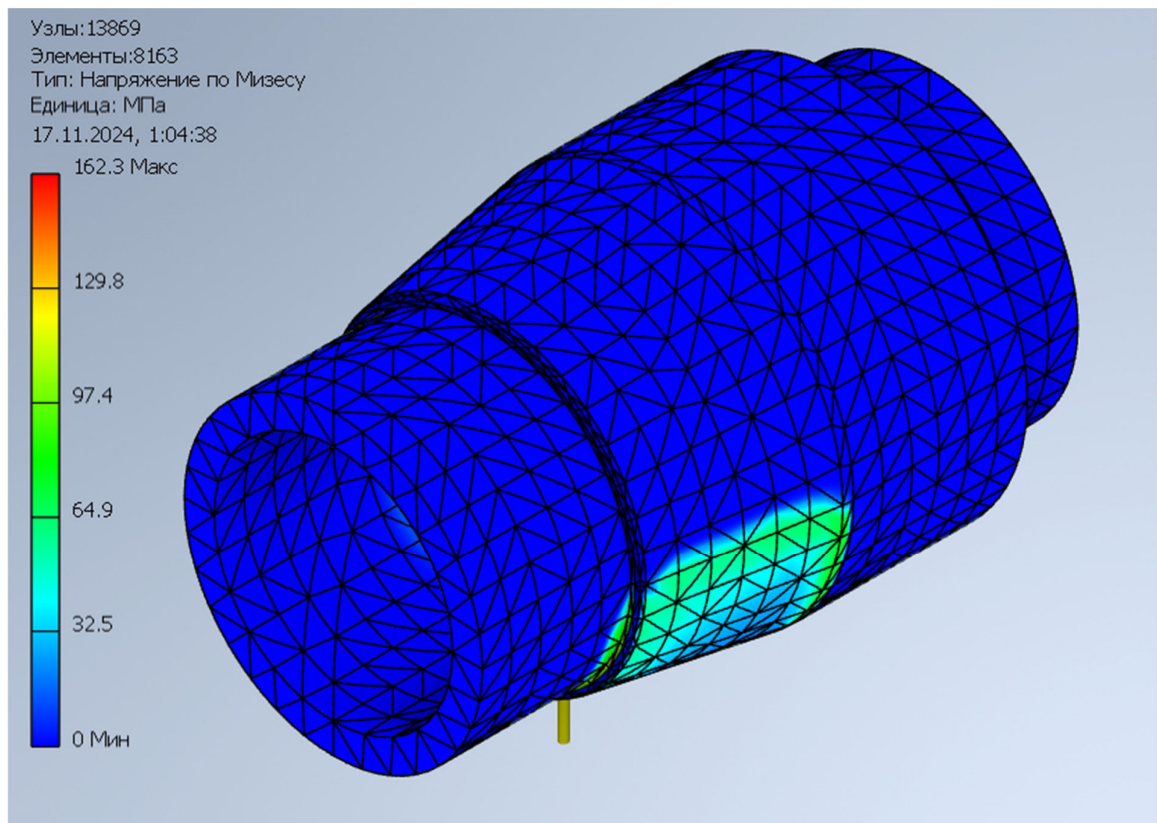


Рисунок 21 – Конусный алмазный элемент со скруглёнными кромками (небольшой угол конусности 4°): результаты для первой расчётной схемы

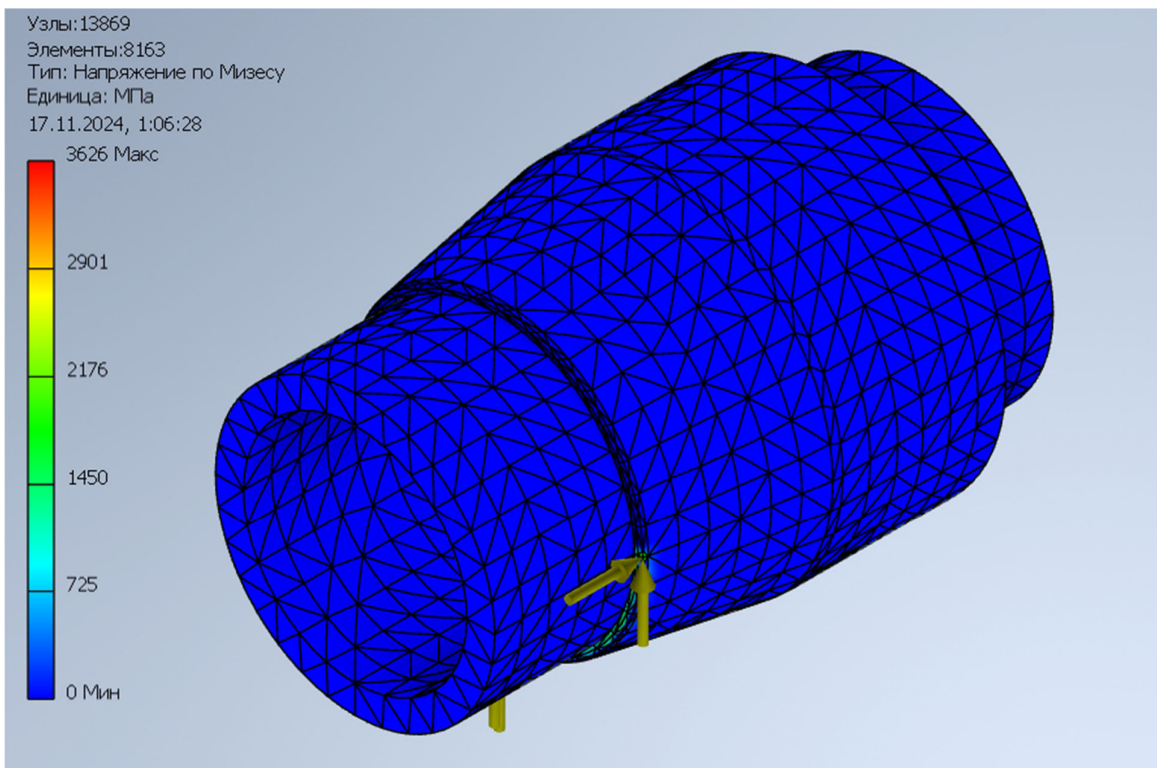


Рисунок 22 – Конусный алмазный элемент со скруглёнными кромками (небольшой угол конусности 4°): результаты для второй расчётной схемы

Анализ полученных данных показывает, что при нагружении по первой расчётной схеме максимальное контактное давление составляет 1623 МПа, что сопоставимо со скруглённой формой и существенно ниже значения для острой геометрии. Однако наиболее значимым является результат по второй расчётной схеме: максимальное давление составляет 3626 МПа, что в разы ниже показателей как острой, так и просто скруглённой формы.

Снижение максимальных напряжений обусловлено изменением характера взаимодействия алмазного элемента с распиливаемым материалом. Конусная геометрия обеспечивает постепенное увеличение площади контакта по мере внедрения элемента, благодаря чему уменьшается концентрация напряжений в области передней режущей кромки. В результате нагрузка распределяется по большей площади рабочей поверхности, а напряжённое состояние становится более равномерным.

Результаты численного моделирования показывают, что конусная форма со скруглённой режущей кромкой обеспечивает:

- снижение максимальных контактных напряжений;
- уменьшение градиента напряжений в зоне перехода режущей кромки;
- повышение устойчивости алмазного элемента при локальном нагружении.

Достоверность полученных расчётных результатов подтверждена экспериментальными исследованиями элемента конусной формы, результаты которых приведены на рисунке 23.



Рисунок 23 – Смоделированный элемент конической формы со скруглёнными кромками

Испытания показали, что для алмазного элемента конусной формы характерен более равномерный характер изнашивания по всей рабочей поверхности. В отличие от элемента с острой режущей кромкой, где износ локализуется преимущественно у переднего ребра, конусная геометрия обеспечивает постепенное вовлечение рабочей поверхности в контакт с абразивным материалом.

Результаты измерений по линии А (у режущей кромки) и линии Б (в средней части элемента) отличаются незначительно на протяжении всего цикла испытаний. Это указывает на более равномерное распределение контактной нагрузки по высоте элемента и хорошо согласуется с результатами численного моделирования, согласно которым конусная форма способствует снижению локальных концентраций напряжений.

Во время испытаний элемент сохранял устойчивое взаимодействие с абразивной поверхностью. Колебаний и признаков неустойчивого движения не наблюдалось, что свидетельствует о стабильном характере контактного взаимодействия. Снижение динамических воздействий положительно влияет на условия работы алмазного каната и элементов привода.

Для выбора рационального угла конусности были проведены дополнительные испытания с последовательным изменением данного параметра.

Полученные результаты представлены в виде зависимости величины износа от угла конусности (рисунок 24).

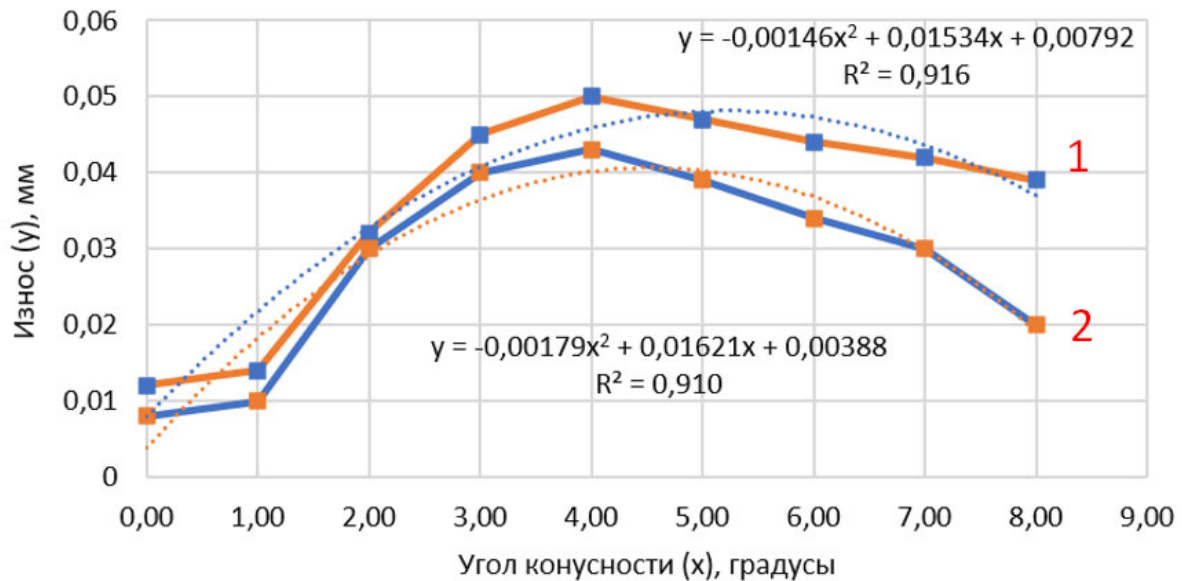


Рисунок 24 – Зависимость износа смоделированного элемента конической формы от угла конусности: 1 – измерения по линии А; 2 – измерения по линии Б

По результатам регрессионного анализа экспериментальных данных были построены аппроксимирующие зависимости для измерений по линиям А и Б (рисунок 24).

Анализ полученных зависимостей показал что наиболее предпочтительным углом конусности, при котором достигается наиболее равномерное распределение износа между исследуемыми зонами. Дальнейшее увеличение угла сопровождается уменьшением интенсивности износа, что связано с постепенным увеличением площади контакта и снижением локальных напряжений.

Полученные результаты позволяют считать угол конусности 4° наиболее рациональным. При других углах конусности износ меньше, значит эффективность работы алмазного элемента будет ниже.

Для дальнейших исследований была взята эллипсоидная форма со скруглением передней кромки. В отличие от цилиндрического или радиусного скругления эллипсоидная форма позволяет изменять кривизну вдоль режущей кромки. Это обеспечивает более плавное перераспределение контактных нагрузок

при внедрении алмазного элемента в распиливаемый материал и способствует дальнейшего снижения локальных напряжений.

Результаты конечно-элементного анализа для элемента с эллипсоидным скруглением представлены на рисунках 25 и 26.

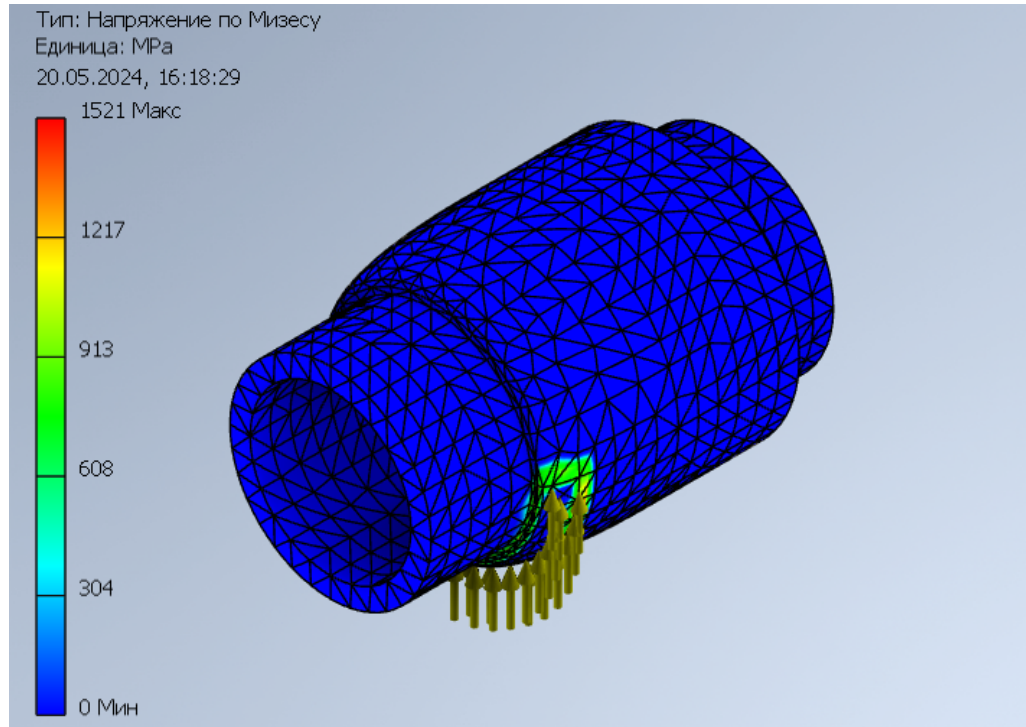


Рисунок 25 – Результаты по первой расчётной схеме для алмазного элемента с эллипсоидным скруглением кромки

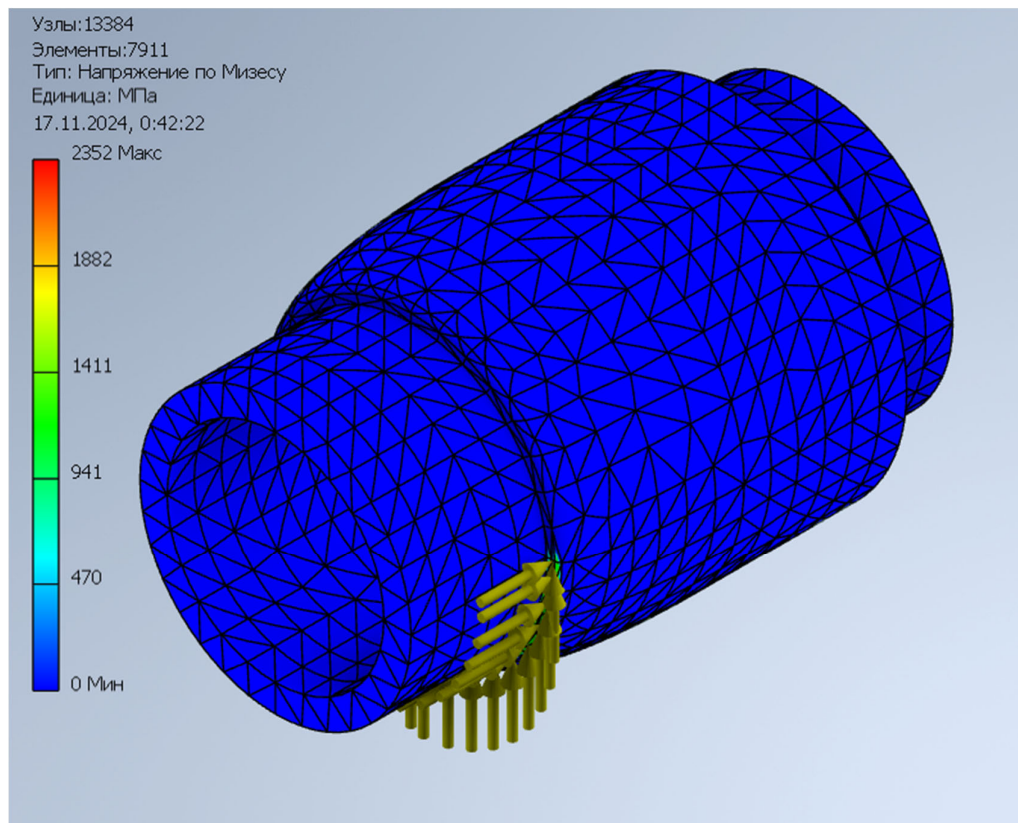


Рисунок 26 – Результаты для второй расчётной схеме для алмазного элемента с эллипсоидным скруглением кромки

По результатам расчёта установлено, что при нагружении по первой схеме максимальное давление составило 1521 МПа, что сопоставимо со значениями для скруглённой формы. По второй схеме максимальное давление достигло 2352 МПа, что ниже показателей для острой и радиусной формы, однако выше, чем для элемента конусной конфигурации.

Следовательно, эллипсоидное скругление обеспечивает снижение концентрации напряжений по сравнению с базовой формой, однако не демонстрирует минимальных значений контактного давления среди рассмотренных вариантов.

Для экспериментального подтверждения расчётных выводов были проведены испытания элемента эллипсоидной формы (рисунок 27).



Рисунок 27 – Смоделированный элемент эллипсоидной формы

Испытания показали, что для алмазного элемента с эллипсоидной геометрией характерен локализованный характер изнашивания. Наиболее интенсивное истирание наблюдалось в ограниченной области рабочей поверхности, что по мере испытаний сопровождалось изменением положения элемента при его движении по абразивной поверхности. При этом отмечалось частичное перераспределение контактной нагрузки, сопровождавшееся подъёмом задней части элемента.

Полученные результаты указывают на неравномерное распределение контактного давления вдоль эллипсоидной поверхности. Несмотря на наличие скругления режущей кромки, особенности геометрии элемента приводят к смещению зоны максимального контакта, что снижает устойчивость его движения по абразивной поверхности.

Для количественной оценки влияния геометрии эллипсоидной режущей кромки была построена зависимость интенсивности износа от длины большой оси эллипса (рисунок 28).

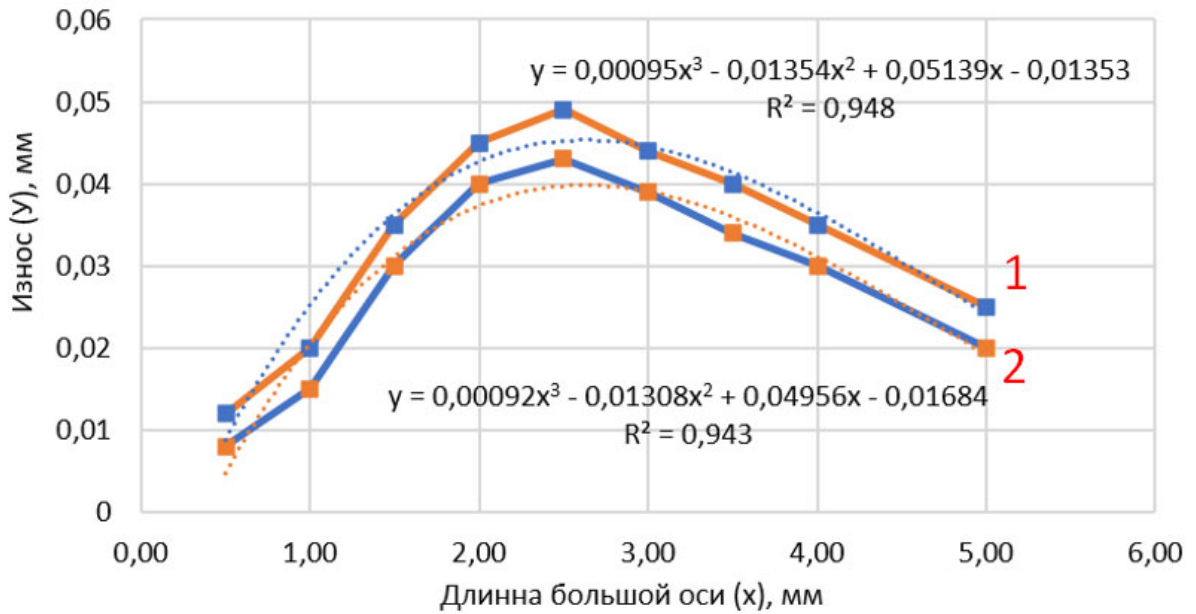


Рисунок 28 – График зависимости износа элемента эллипсоидной формы от длины большой оси эллипса: 1 – измерения по линии А; 2 – измерения по линии Б

По результатам регрессионного анализа экспериментальных данных построены аппроксимирующие зависимости для измерений по линиям А и Б (рисунок 28).

Анализ экспериментальных данных показал, что наиболее рациональная протяжённость большой оси эллипса составляет около 2,5 мм при общей длине алмазной части элемента 6 мм. При таком соотношении наблюдается минимальное различие между величинами износа по линиям А и Б, что свидетельствует о наиболее равномерном распределении контактных нагрузок между передней кромкой и средней частью элемента. Более равномерный характер изнашивания способствует сохранению геометрии режущей части и способствует повышению ресурса алмазного инструмента. При меньших значениях оси сохраняется локализация износа в передней зоне, при больших - возрастает нестабильность контакта вследствие изменения кинематики взаимодействия.

В рамках дальнейшего поиска рациональной геометрии рабочей части алмазного элемента была рассмотрена бочкообразная форма. Эта конфигурация характеризуется плавным увеличением радиуса от центральной части к периферии,

что теоретически должно обеспечивать более равномерное распределение контактного давления по ширине элемента.

Также рассматривался вариант эллипсоидного скругления с обеих сторон элемента (бочкообразная форма). Предполагалось, что постепенное изменение кривизны поверхности позволит снизить пиковые контактные давления, характерные для форм с выраженной кромкой.

Результаты конечно-элементного анализа представлены на рисунках 29 и 30.

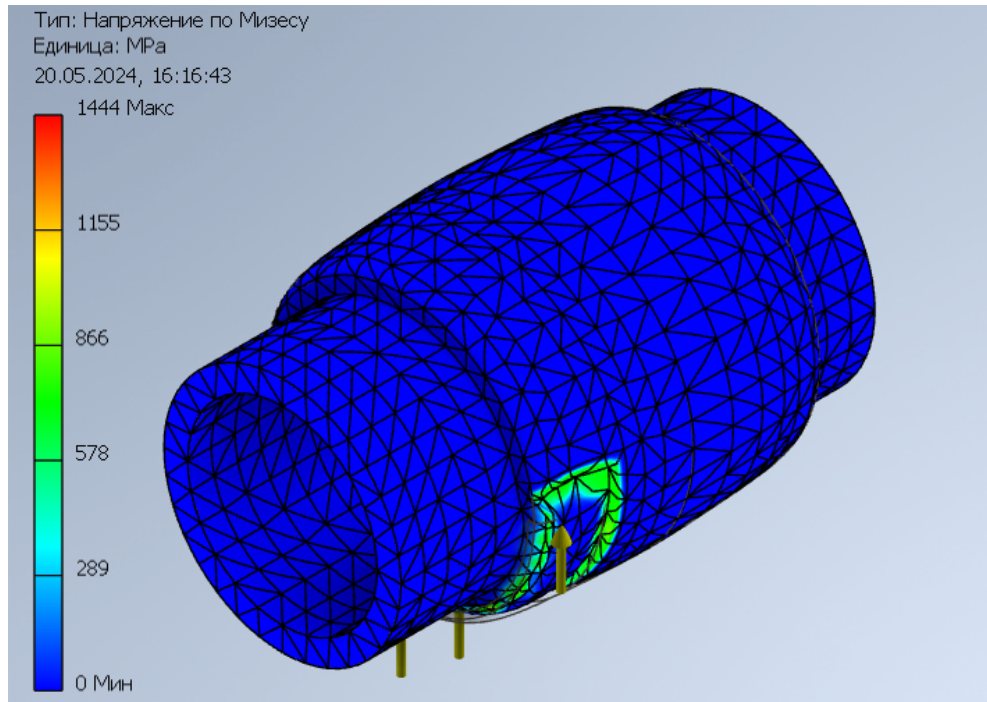


Рисунок 29 – Алмазный элемент бочкообразной формы: результаты для первой расчётной схемы

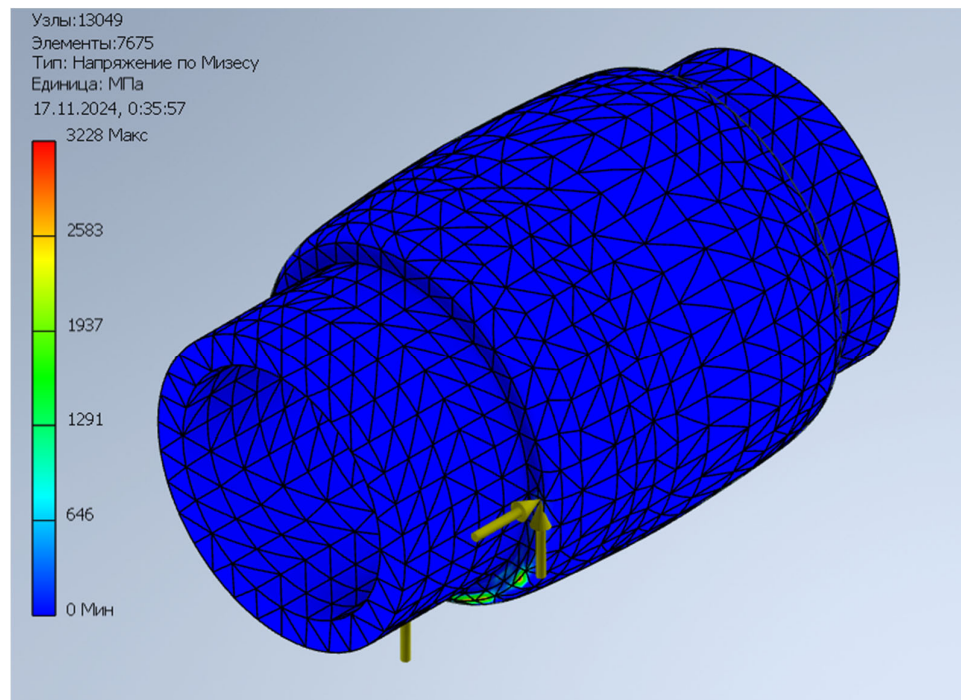


Рисунок 30 – Алмазный элемент бочкообразной формы: результаты для второй расчётной схемы

По результатам расчётов установлено, что при нагружении по первой расчётной схеме максимальное напряжение составило 1444 МПа, что сопоставимо с ранее рассмотренными модификациями. По второй расчётной схеме величина напряжения достигла 3228 МПа, что ниже показателей для острой и эллипсоидной форм, однако не демонстрирует принципиального преимущества по сравнению с конусной конфигурацией.

Анализ напряжённого состояния показывает, что бочкообразная форма действительно снижает концентрацию напряжений в зоне контакта. Однако распределение напряжений по поверхности элемента имеет неравномерность, связанную с геометрией кривизны.

Для проверки результатов расчётного анализа были проведены экспериментальные испытания алмазного элемента бочкообразной формы. Но во время эксперимента при движении по абразивной поверхности наблюдались колебания элемента и нестабильность примыкания элемента к абразивной поверхности.

Наблюдаемое поведение связано с особенностями геометрии элемента. При взаимодействии с абразивной поверхностью бочкообразный профиль формирует переменную площадь контакта, что сопровождается перераспределением контактной нагрузки и возникновением динамических колебаний. Это приводит к снижению устойчивости движения элемента и увеличению динамических воздействий на алмазный канат и элементы станка.

Результаты испытаний показывают, что при выборе геометрии алмазного элемента наряду с уровнем контактных напряжений необходимо учитывать устойчивость его работы в процессе распиливания. Несмотря на удовлетворительные расчётные показатели напряжённого состояния, бочкообразная форма не обеспечивает стабильного контактного взаимодействия.

По этой причине этот вариант не рассматривался в качестве рациональной геометрии алмазного элемента при последующем сравнительном анализе.

После исключения бочкообразной конфигурации из числа рациональных вариантов дальнейшее внимание было сосредоточено на элементе двухконической формы. Эта геометрия представляет собой сочетание двух сопряжённых конусов, ориентированных симметрично относительно средней плоскости элемента. Конструктивная идея такой формы заключается в обеспечении постепенного увеличения площади контакта при внедрении элемента в материал и одновременном сохранении устойчивости при движении по траектории реза.

Предполагалось, что наличие двух конусов позволит более равномерно распределить контактные усилия по длине рабочей поверхности, а также снизить вероятность локального перегрузения одной из зон элемента. Кроме того, двухконическая конфигурация теоретически обеспечивает увеличение пятна контакта по сравнению с одиночным конусом, что должно положительно сказаться на устойчивости движения.

Результаты конечно-элементного анализа представлены на рисунках 31 и 32.

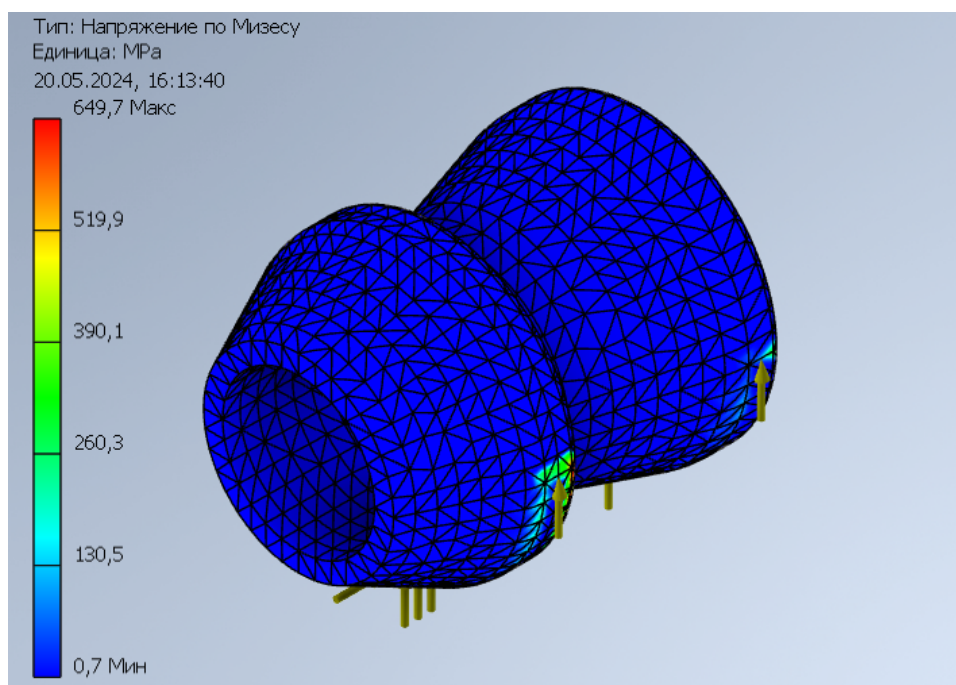


Рисунок 31 – Двухконический алмазный элемент со скруглёнными кромками:
результаты для первой расчётной схемы

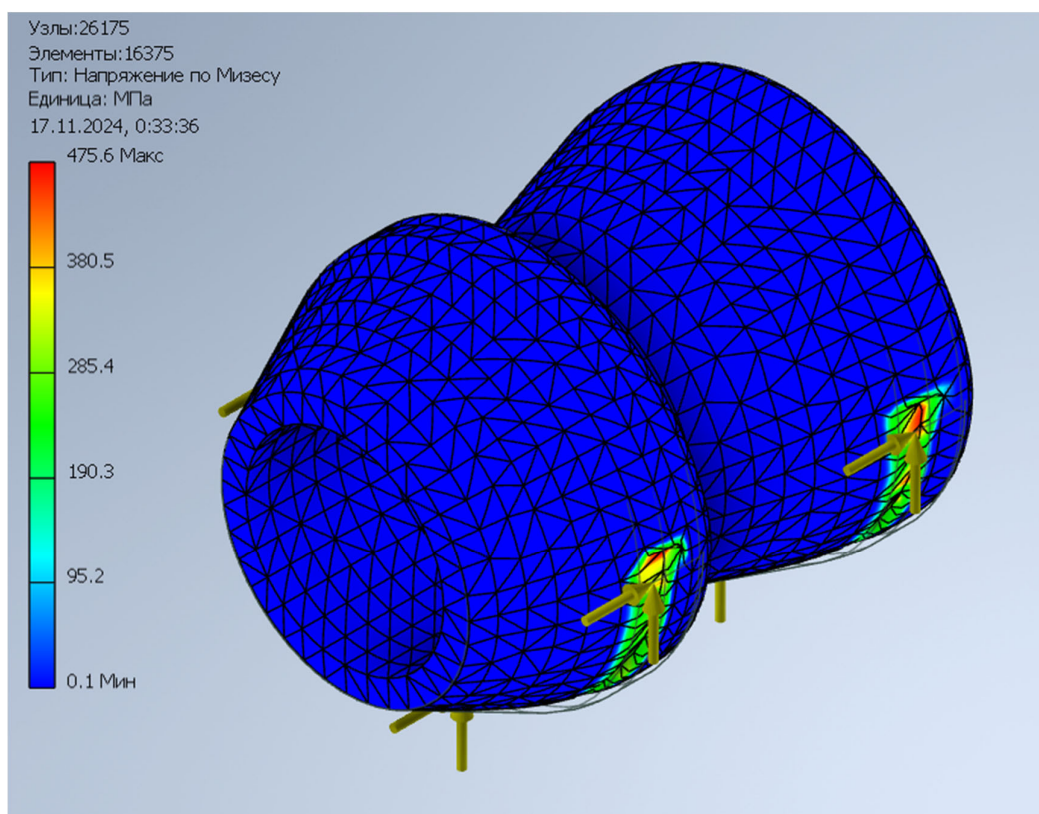


Рисунок 32 – Двухконический алмазный элемент со скруглёнными кромками:
результаты для второй расчётной схемы

По результатам расчётов установлено, что при нагружении по первой расчётной схеме максимальное давление составило 103,7 МПа, что несколько превышает значения для конусной формы. По второй расчётной схеме максимальное давление достигло 965 МПа, что значительно выше, чем для элемента с одним конусом при оптимальном угле конусности.

Следовательно, расчётный анализ показывает, что двухконическая форма не обеспечивает минимальных значений контактного давления. Однако оценка рациональности формы не может основываться исключительно на максимальных значениях напряжений - необходимо учитывать характер распределения износа и устойчивость при реальной эксплуатации.

Экспериментальные испытания двухконического элемента представлены на рисунке 33.



Рисунок 33 – Смоделированный элемент двухконической формы

Испытания показали, что процесс износа носит выражено неравномерный характер. Первый конус, расположенный по направлению движения, воспринимает основную часть нагрузки и подвергается более интенсивному истиранию. Второй конус вовлекается в работу позже и изнашивается преимущественно в зоне наибольшего диаметра.

Подобная картина объясняется последовательным характером контакта: первоначально в работу включается передний конус, который формирует основное

пятно контакта. Лишь после частичного изменения геометрии нагрузки перераспределяются на задний конус. Это приводит к асимметрии напряжённого состояния и формированию переменного пятна контакта.

Для количественной оценки динамики износа была построена зависимость изменения геометрии элемента от количества проходов (рисунок 34).

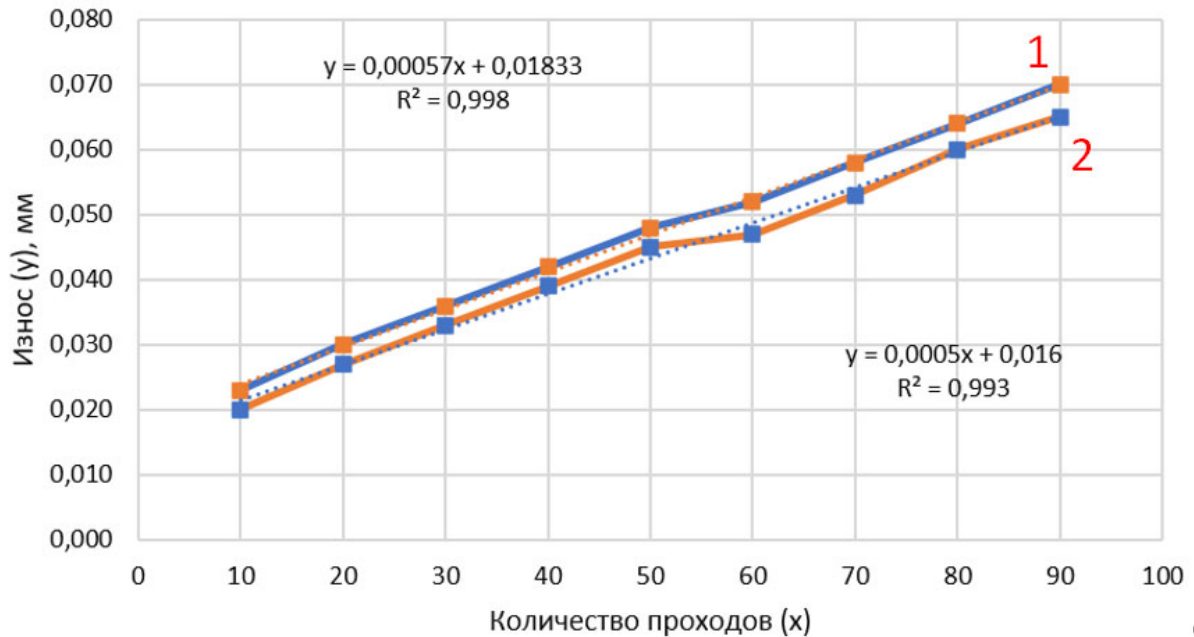


Рисунок 34 – График зависимости износа смоделированного элемента от количества проходов: 1 – измерения по линии А; 2 – измерения по линии Б

По результатам регрессионного анализа экспериментальных данных построены аппроксимирующие зависимости для измерений по линиям А и Б (рисунок 34). Построенные модели удовлетворительно описывают экспериментальные эти и отражают изменение интенсивности изнашивания двухконического алмазного элемента в процессе испытаний.

Анализ полученных зависимостей показал, что после начального периода приработки процесс изнашивания приобретает устойчивый характер. Величины износа по линиям А и Б изменяются близкими темпами на протяжении всего цикла испытаний, что свидетельствует о достаточно равномерном распределении контактных нагрузок между передней кромкой и средней частью элемента. Это указывает на более стабильные условия контактного взаимодействия по сравнению с элементом, имеющим острую режущую кромку.

Вместе с тем сопоставление расчётных и экспериментальных результатов показало, что двухконическая геометрия уступает оптимизированной конусной форме по уровню максимальных контактных напряжений и характеру начального изнашивания. Несмотря на увеличение площади контакта и более устойчивое движение элемента, в начальный период эксплуатации сохраняется различие в интенсивности износа переднего и заднего конусов из-за неравномерного распределения контактной нагрузки.

Сравнительный анализ исследованных геометрических форм показал, что элемент с острой режущей кромкой характеризуется самыми большими напряжениями и выраженной локализацией износа в области переднего ребра. Формирование радиусного скругления позволило существенно снизить концентрацию напряжений и обеспечить более равномерное распределение износа по рабочей поверхности.

Эллипсоидная форма обеспечила дополнительное снижение контактных напряжений, однако сопровождалась локализацией износа и менее устойчивым положением элемента при движении по абразивной поверхности. Бочкообразная геометрия, несмотря на удовлетворительные расчётные показатели, в ходе испытаний проявила склонность к неустойчивости, связанной с изменением площади контакта. Двухконическая форма обеспечила более стабильное движение по сравнению с одиночным конусом, однако уступила оптимизированной конусной конфигурации по равномерности изнашивания и уровню максимальных контактных напряжений.

Наиболее благоприятные результаты получены для алмазного элемента конусной формы со скруглённой режущей кромкой при угле конусности 4° и радиусе скругления 0,8 мм. Для данной конфигурации установлены:

- минимальные значения максимального контактного давления при локальном нагружении;
- отсутствие выраженных зон концентрации напряжений;
- равномерное распределение износа по линиям А и Б;

- устойчивое движение по абразивной поверхности без признаков динамической неустойчивости;
- постепенное вовлечение рабочей поверхности в процесс резания.

По совокупности результатов численного моделирования и экспериментальных исследований наиболее рациональной геометрической конфигурацией алмазного элемента следует считать конусную форму со скруглённой режущей кромкой при угле конусности $4\text{--}5^\circ$ и радиусе скругления $0,5\text{--}0,8$ мм. Предложенная геометрия обеспечивает оптимальное сочетание прочностных характеристик, эксплуатационной устойчивости и равномерного изнашивания режущей части.

Разработанная конфигурация может быть использована при проектировании алмазно-канатных распиловочных станков и совершенствовании конструкции алмазных элементов, предназначенных для обработки природного камня. Применение предложенной формы позволяет снизить уровень контактных напряжений, повысить стабильность процесса распиливания и увеличить долговечность режущего инструмента [42].

4.4 Обоснование коэффициентов подобия при переходе от модельного износа к реальному изнашиванию алмазного элемента

При экспериментальном исследовании изнашивания алмазных элементов использовались пластиковые модели, что потребовало разработки метода переноса полученных результатов на реальные условия эксплуатации алмазно-канатного инструмента. Для решения этой задачи применён подход, основанный на коэффициентах подобия, учитывающих различия физико-механических свойств материалов, условий контактного взаимодействия и интенсивности изнашивания.

В качестве исходных данных принимались эксплуатационные характеристики промышленных алмазных канатов, используемых при распиливании гранита, мрамора и габбро-диабазы. В зависимости от физико-механических свойств обрабатываемой породы удельный ресурс алмазного каната составляет, как правило, $6\text{--}15$ м² распиленной поверхности на один метр его длины.

Этот показатель использован в качестве базового критерия при сопоставлении результатов модельного и натурного экспериментов.

Разработанная зависимость позволяет установить соответствие между скоростью изнашивания пластиковой модели и реального алмазного элемента с учётом коэффициентов подобия. Это обеспечивает возможность перехода от результатов лабораторных испытаний к оценке эксплуатационных характеристик алмазного инструмента без проведения длительных натуральных испытаний.

Исходные эти, необходимые для расчётов:

$V_{под} = 0,5 \text{ м/час}$ – скорость подачи.

$V_{кан} = 20-35 \text{ м/с}$ – скорость движения каната.

$L_{блока} = 3 \text{ м}$ – длина блока.

$L_{петли} = 25 \text{ м}$ – длина петли.

По данным производителя удельный ресурс алмазного каната составляет $E_{износ_каната} = 9 \text{ м}^2/\text{м}$, что соответствует площади распиливаемой поверхности, приходящейся на один погонный метр каната.

Полный износ каната:

$$T_{алм.эл.час} = T_{петли} / Q_{кан} = 225 / 1,5 = 150 \text{ час} \quad (4.1)$$

Износостойкость петли каната:

$$T_{петли} = L_{кан} \cdot E_{износ.каната} = 25 \cdot 9 = 225 \text{ м}^2 \quad (4.2)$$

Производительность одного алмазного каната канатно-распиловочного станка:

$$Q_{кан} = v_{под} \cdot L_{блока} = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ м}^2/\text{час} \quad (4.3)$$

При выполнении работы алмазный элемент каната находится в контакте с распиливаемым блоком лишь на ограниченном участке траектории движения. Поэтому фактическое время взаимодействия отдельного алмазного элемента с материалом существенно меньше общего времени эксплуатации каната. Для учёта данного обстоятельства вводится коэффициент контакта:

$$K_{\text{чист.времени}} = L_{\text{блока}} / L_{\text{петли}} = 3 / 25 = 0,12 \quad (4.4)$$

где $L_{\text{блока}}$ – длина распиливаемого блока, м; $L_{\text{петли}}$ – длина петли алмазного каната, м.

С использованием коэффициента контакта определяется эффективное время взаимодействия алмазного элемента с распиливаемым материалом:

$$T_{\text{алм.эл.чист.}} = T_{\text{алм.эл.час}} \cdot K_{\text{чист.времени}} = 150 \cdot 0,12 = 18 \text{ час} \quad (4.5)$$

Полученная величина характеризует суммарное время, в течение которого отдельный алмазный элемент непосредственно участвует в процессе резания за весь период эксплуатации алмазного каната.

В отличие от непрерывного контакта, характерного для лабораторных испытаний, в реальных условиях каждый алмазный элемент многократно входит в зону резания и выходит из неё. Вследствие этого изнашивание происходит циклически и распределяется по всей длине каната. Коэффициент контакта учитывает эту особенность работы инструмента и позволяет привести результаты модельного эксперимента к реальным условиям эксплуатации.

Использование коэффициента контакта обеспечивает корректное сопоставление скорости изнашивания пластиковой модели с изнашиванием реального алмазного элемента, что является необходимым условием при оценке эксплуатационного ресурса алмазно-канатного инструмента.

Расчёт длины изнашивания алмазного элемента с учётом отработки полного цикла всего каната:

$$L_{\text{изн}} = v_{\text{кан}} \cdot T_{\text{алм.эл.час}} = 3600 \cdot 30 \cdot 150 = 16200 \text{ км} \quad (4.6)$$

Величина износа алмазного элемента:

$$U_{\text{изн.алм.эл.}} = v_{\text{изн.алм}} \cdot T_{\text{алм.эл.чист.}} \quad (4.7)$$

Согласно полученным данным с производства, при диаметре алмазного элемента 8,3 мм, максимальная величина износа составляет $U_{\text{изн.алм.эл.}} = 2,1 \text{ мм}$ (измерение по диаметру).

Исходя из величины износа и известного времени полного износа каната, скорость износа:

$$v_{\text{изн.алм.}} = \frac{U_{\text{изн.алм.эл.}}}{T_{\text{алм.эл.чист.}}} = \frac{2,1}{18} = 0,12 \text{ мм/час} \quad (4.8)$$

Для сопоставления результатов экспериментальных исследований пластиковых моделей с реальными условиями эксплуатации алмазных элементов необходимо установить количественную взаимосвязь между параметрами их изнашивания. Поскольку геометрические размеры исследуемых элементов, физико-механические свойства материалов и условия их работы существенно различаются, прямое сравнение экспериментальных данных не позволяет корректно оценить ресурс и интенсивность износа реальных алмазных элементов.

На основании экспериментально полученных данных и параметров работы алмазно-канатного распиловочного оборудования далее выполняется определение коэффициентов подобия, характеризующих влияние геометрических размеров элементов, скорости их изнашивания и продолжительности контактного взаимодействия с распиливаемым материалом.

Величина износа пластикового элемента:

$$U_{\text{изн.пл.эл.}} = v_{\text{изн.пл.}} \cdot T_{\text{пл.эл.чист.}} \quad (4.9)$$

Согласно полученным данным при проведении эксперимента, при диаметре алмазного элемента 4,3 мм, максимальная величина износа составляет $U_{\text{изн.алм.эл.}} = 0,07 \text{ мм}$ (измерение по диаметру).

Исходя из величины износа и известного времени полного износа каната, скорость износа:

$$v_{\text{изн.пл.}} = \frac{U_{\text{изн.пл.эл.}}}{T_{\text{пл.эл.чист.}}} = \frac{0,07}{0,8} = 0,0875 \text{ мм/час} \quad (4.10)$$

По итогам проведённых расчётов получаем следующие коэффициенты:

Коэффициент скорости износа элемента.

$$K_{\text{скор.изн.}} = \frac{v_{\text{изн.алм.эл.}}}{v_{\text{изн.пл.эл.}}} = \frac{0,12}{0,0875} = 1,371 \quad (4.11)$$

Коэффициент времени нахождения алмазного элемента в контакте с блоком.

$$K_{вр.} = \frac{T_{изн.алм.эл.}}{T_{изн.пл.эл.}} = \frac{18}{0,8} = 22,5 \quad (4.12)$$

Для проверки выведенных коэффициентов проведём расчёт величины износа алмазного элемента.

$$U_{изн.алм.эл.} = K_{скор.изн.} \cdot \gamma_{изн.пл.эл.} + K_{вр.} \cdot \gamma_{изн.пл.эл.} = 1,371 \cdot 0,087 + 22,5 \cdot 0,087 = 2,07 \text{ мм} \quad (4.13)$$

Проверка подтверждает что расчёт верный и полученные коэффициенты подобия могут быть использованы для связи между данными по износу полученными в ходе эксперимента и данными по износу полученными с производства.

Выводы по главе 4

Разработана цифровая модель системы «алмазный канат – распиливаемый блок», учитывающая особенности траектории движения алмазного каната для карьерных и стационарных канатно-распиловочных станков. Модель включает основные элементы системы, а также физико-механические характеристики алмазного инструмента, что позволило использовать её в качестве основы для расчёта нагрузок и последующего конечно-элементного моделирования.

Для оценки напряжённо-деформированного состояния алмазных элементов сформированы две расчётные схемы, отражающие характерные режимы их нагружения. Первая схема моделирует действие нагрузок на рабочую поверхность элемента, вторая — локальное нагружение режущей кромки. Результаты расчётов позволили определить распределение контактных и эквивалентных напряжений, а также выявить наиболее нагруженные участки исследуемых геометрических форм.

Установлено, что алмазный элемент с острой режущей кромкой характеризуется наиболее высокой концентрацией напряжений. Максимальное контактное давление составило 101,3 МПа при первой расчётной схеме и 2304 МПа при локальном нагружении. Наиболее благоприятные результаты получены для конусной формы со скруглённой режущей кромкой, обеспечивающей снижение локальных напряжений, более равномерное распределение износа и устойчивое контактное взаимодействие с распиливаемым материалом.

Для переноса результатов лабораторных исследований на реальные условия эксплуатации разработана система коэффициентов подобия, учитывающая различия геометрических размеров исследуемых элементов, интенсивности их изнашивания и продолжительности контакта с распиливаемым блоком. Предложенный подход включает коэффициент времени контакта, равный 0,12, и позволяет использовать результаты модельного эксперимента при оценке эксплуатационного ресурса алмазных элементов.

Экспериментальные исследования подтвердили результаты численного моделирования и показали, что наиболее рациональной является конусная форма алмазного элемента со скруглённой режущей кромкой при угле конусности $4\text{--}5^\circ$ и радиусе скругления 0,5–0,8 мм. Применение данной геометрии способствует снижению контактных напряжений, более равномерному изнашиванию режущей части и повышению эксплуатационной устойчивости алмазно-канатного инструмента при обработке гранита, мрамора и габбро-диабазы.

Заключение

В диссертации, представляющей собой законченную научно-квалификационную работу, на основании выполненных автором теоретических и экспериментальных исследований содержится решение актуальной научной задачи повышения эффективности и надёжности алмазно-канатных распиловочных станков, что имеет важное значение для производства строительных материалов.

Основные научные результаты работы и выводы, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Выполнен анализ современного состояния и перспектив развития распиловочного оборудования для обработки природного камня. Установлено, что алмазно-канатные распиловочные станки обладают наиболее высокой технологической гибкостью, обеспечивают снижение динамических нагрузок, уменьшение ширины пропила и повышение производительности по сравнению с традиционными дисковыми и штрипсовыми схемами, что подтверждает целесообразность их применения для обработки природного камня.

2. Разработана математическая модель траектории движения алмазного каната в зоне контакта с распиливаемым блоком на основе спирально-параболической зависимости с переменной кривизной. На её основе построена теоретическая модель силового взаимодействия каната с распиливаемым материалом, позволившая установить влияние изменения кривизны траектории на распределение нормального давления, касательных усилий и натяжения каната в зоне резания.

3. На основе разработанной математической модели получены аналитические зависимости для определения силы распиливания, натяжения каната и контактного давления в зоне реза, учитывающие изменение кривизны траектории, длину блока, длину петли каната и кинематические параметры процесса. Введён коэффициент эффективного времени контакта алмазного режущего элемента с распиливаемым блоком.

4. Разработана пространственная конечно-элементная модель системы «алмазный элемент – распиливаемый блок», позволяющая определить

распределение эквивалентных напряжений при различных геометрических конфигурациях алмазного режущего элемента.

5. На основе цифрового моделирования установлено, что алмазный режущий элемент с острой кромкой характеризуется максимальными значениями контактного давления и выраженной концентрацией напряжений в зоне его переднего ребра, что приводит к двухстадийной схеме его изнашивания и к ускоренному нарушению первоначальной геометрической формы элемента.

6. Определено влияние радиуса скругления кромки модели режущего элемента на характер его напряжённого состояния и износа. Экспериментально установлен рациональный диапазон радиуса скругления, равный 0,5–0,8 мм, обеспечивающий снижение пиковых нагрузок и выравнивание износа по длине элемента.

7. Разработана и исследована конусная форма модели режущего элемента со скруглённой кромкой. Установлено, что при угле конусности 4° обеспечивается равномерное распределение износа при движении элемента по траектории реза.

8. Выполнено сопоставительное исследование моделей режущего элемента конусной, эллипсоидной формы и формы со скруглением кромки. Установлено, что указанные конфигурации не обеспечивают совокупного преимущества по показателям напряжённого состояния и эксплуатационной устойчивости по сравнению с конусной формой.

9. Установлены рациональные параметры процесса алмазно-канатного распиливания, обеспечивающие снижение динамических нагрузок, повышение устойчивости процесса резания и увеличение надёжности работы алмазно-канатных станков.

10. Проведена экспериментальная верификация результатов численного моделирования алмазных элементов различной геометрической формы. Установлено удовлетворительное соответствие расчётных и экспериментальных данных по характеру распределения износа, что подтверждает адекватность разработанных моделей и возможность их применения при проектировании алмазно-канатных распиловочных станков.

11. Разработан вероятностный метод оценки надёжности алмазных элементов алмазно-канатного станка, основанный на представлении эксплуатационных нагрузок и прочностных характеристик как случайных величин, учитывающих силовые параметры, полученные из траекторной и силовой моделей процесса распиливания.

12. Результаты работы в области разработки и экспериментальной верификации математической модели спирально-параболической траектории движения алмазного каната, определения зависимости силы распиливания от геометрических параметров зоны контакта и коэффициента трения приняты к использованию в ООО «Гипроуглемаш» и ООО «НПЦподземаш» при выполнении проектно-конструкторских работ и расчётах канатно-пильного оборудования для добычи и переработки блочного камня.

Список литературы

1. Александров Б. А., В. И. Нестеров, Сафохин М. С. Горные машины и оборудование. – М.: Недра, 1995. – 463 с.
2. Алмазное оборудование для канатной резки бетона [Электронный ресурс]. – Hydrosm: поставщик оборудования для алмазной резки. – Режим доступа: <https://hydrosm.ru> (дата обращения: 06.08.2025).
3. Алмазные канаты // Diam-Instrument. – URL: <https://www.diam-instrument.ru/catalog/almaznye-kanaty.html> (дата обращения: 06.08.2025).
4. Алмазные канаты [Электронный ресурс]. – Diam-Instrument: интернет-магазин алмазного инструмента. – Режим доступа: <https://diam-instrument.ru> (дата обращения: 06.08.2025).
5. Амусин А., Фадеев А. Б. Методы конечных элементов при решении задач горной механики / А. Амусин, А. Б. Фадеев. — М.: Недра, 1975. — 142 с.
6. Белоцерковский Д. Л. Кривые второго порядка на плоскости: Методическое пособие. – М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2009. – 42 с.
7. Блинова И. В., Попов И. Ю. Кривые, заданные параметрически и в полярных координатах: Учебное пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2017. – 56 с.
8. Вознесенский А. С. Моделирование физических процессов горного производства. – Издательский Дом НИТУ «МИСиС», 2019. – 291 с.
9. Волуев, И. В. Энциклопедия камня: происхождение, добыча, обработка и применение облицовочного, ювелирного и ювелирно-поделочного камня (оборудование, технология, инструмент): Распиловка облицовочного, ювелирного и ювелирно-поделочного камня / И. В. Волуев; И. В. Волуев. – Москва: [Б. и.], 2010. – 767 с. – ISBN 978-5-93856-179-3. – EDN QMYHYV.
10. Геворкян П. С. Высшая математика. Линейная алгебра и аналитическая геометрия. – М.: Физматлит, 2011. – 208 с.
11. Гетопанов, В. Н. Проектирование и надёжность средств комплексной механизации / В. Н. Гетопанов, В. М. Рачек. – М.: Недра, 1986. – 208 с.

12. Голубев В. А., Троп А. Е. Надежность горного оборудования и эффективность его использования. – М.: Недра, 1974. – 80 с.
13. Гольдман А. А., Монастырский В. Ф.. Динамика и прочность горных машин. – Москва: И. «Флинта», 2021. – 340 с.
14. Даниэл, П. Индустрия природного камня в Украине / О. С. Маевский, П. Даниэл // Горный журнал. – 2013. – № 5. – С. 98-100. – EDN QBBUFB.
15. Добыча, обработка и применение природного камня: сборник научных трудов / М-во образования Российской Федерации, Магнитогорский гос. технический ун-т им. Г. И. Носова, Южно-Уральский учебно-производственный центр "Добыча и обработка природного камня", Каф. механизации и электрификации горных производств; [редкол.: Г. Д. Першин (отв. ред.) и др.]. Вып. 20. — Магнитогорск: МГТУ им. Г. И. Носова, 2001-, 2022. — 114 с.: цв. ил.; ISBN 978-5-9967-2462-8.
16. Золкина Л. А., Плотникова Е. С. Кривизна и её приложения. – Екатеринбург: Уральский государственный лесотехнический университет, 2011. – 32 с.
17. Иванов, Н. Б.. Основы технологии новых материалов: учебное пособие / Н. Б. Иванов; М-во образования и науки России, Федеральное гос. бюджетное образовательное учреждение высш. проф. образования "Казанский нац. исслед. технологический ун-т". — Казань: Изд-во КНИТУ, 2014. — 151 с.: ил., табл.: 21 см.; ISBN 978-5-7882-1682-9.
18. Иллюстрация к учебному материалу [Электронный ресурс]. – Режим доступа:
<https://avatars.mds.yandex.net/i?id=fb2ff76b3fdd36ca8e4000e8423e4b5398646e5c-8176762-images-thumbs&n=13> (дата обращения: 13.02.2026).
19. Казарян Ж. А. Технология добычи и обработки природного камня. – М.: Недра, 2017. – 278 с
20. Канаты алмазные на стационарные и карьерные канатные станки // МК-Servis. – URL: http://mk-servis174.ru/cat/tools/wire-saw/wire-saw_1.html (дата обращения: 06.08.2025).

21. Карепов, В. А. Надежность горных машин и оборудования: учебное пособие / В. А. Карепов, Е. В. Безверхая, В. Т. Чесноков. — Красноярск: СФУ, 2012. — 134 с. — ISBN 978-5-7638-2651-7.
22. Картавый Н. Г., Сычёв Ю. И., Волуев И. В. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. — М.: Машиностроение, 1988. — 240 с.
23. Кацауров И. Н. Механика горных пород. — М.: Недра, 1981. — 161 с.
24. Комар А. Г., Баженов Ю. М., Сулименко Л. М. Технология производства строительных материалов. — М.: Высшая школа, 1984. — 408 с.
25. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1973. — 832 с.
26. Кох, П. И. Надежность механического оборудования карьеров / П. И. Кох. — М.: Недра, 1978. — 189 с.
27. Кузнецов С. В. Математическое моделирование процессов технической эксплуатации: учебно-методическое пособие. — М.: ИД Академии Жуковского, 2021. — 16 с.
28. Николаев М. В., Григорьева Е. Э., Лаврентьев С. С. Ценовая конъюнктура алмазов технического назначения // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2013. №11–1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/tsenovaya-konyunktura-almazov-tehnicheskogo-paznacheniya> (дата обращения: 06.08.2025).
29. Оборудование для добычи и обработки природного камня: Каталог-справочник / ЦНИИ информ. и техн.-экон. исслед. по строит., дор. и коммун. машиностроению. - Москва: ЦНИИТЭстроймаш, 1980. - 230 с.: ил.; 23 см.
30. Орлов П. И. Основы конструирования / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. — 3-е изд., испр. — М.: Машиностроение, 1988. — 560 с.
31. Павлов Ю. А., Светляков А. В., Моторный Н. И. Индустрия декоративного камня: мировой уровень и перспективы развития в России. — Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал). — 2022. № 1. — С. 162–178.

32. Панасюк В. В. Механика разрушения и прочность материалов: справочное пособие: в 4 т. /– Киев: Наукова думка, 1988.

33. Першин Г. Д., Караулов Н. Г., Уляков М. С. Современные технологические схемы добычи блочного высокопрочного камня // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. – 2015. – № 3. – С. 5–11.

34. Першин Г. Д., Сердюков В. В., Гуров М. Ю. Основные критерии процесса обработки природного камня алмазно-абразивным инструментом//Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. под ред. Г. Д. Першина. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г. И. Носова, 2001. С.109-119. EDN: YXLONB

35. Першин Г. Д., Уляков М. С., Чеботарев С. И. Современная техника и технологии добычи блочного облицовочного камня: учебное пособие. – Магнитогорск: МГТУ, 2000.

36. Першин, Г. Д. Аналитический метод определения сопротивляемости породы поверхностному разрушению / Г. Д. Першин, А. М. Ахметшин // Добыча, обработка и применение природного камня: Сборник научных трудов / Под редакцией Першина Г. Д. Том 4. – Магнитогорск: Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова, 2004. – С. 199–203. – EDN UQGWCZ.

37. Першин, Г. Д. Предельный силовой режим и производительность алмазно-дисковых пил при обработке природного камня / Г. Д. Першин, А. С. Павлов // Добыча, обработка и применение природного камня: Сборник научных трудов / Под редакцией Першина Г. Д.. Том 9. – Магнитогорск: Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова, 2009. – С. 147-152. – EDN RUEZAN.

38. Пецык А. А., Зотов В. В., Яковенко В. В., Насимов М. Математическое моделирование траектории движения алмазного каната при распиливании каменных блоков с учётом переменной кривизны // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2026. - № 1 (специальный выпуск 2). - С. 3–17. DOI: 10.25018/0236_1493_2026_1_2_3.

39. Пецык, А. А. Перспективы использования оборудования для алмазно-канатного распиливания крепких горных пород / А. А. Пецык, М. В. Секретов, Н. А. Селиванов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XXII международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 04–05 апреля 2024 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2024. – С. 112–114. – EDN TWUMEI.

40. Пецык, А. А. Вероятностное распределение нагрузки и прочности деталей дискового распиловочного станка / А. А. Пецык, М. В. Секретов // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – 2021. – № 1(9). – С. 48–55. – DOI 10.46573/2658–5030-2021-1-48-55. – EDN NGEIWF.

41. Першин, Г. Д. Энергетический метод расчета производительности алмазно-канатных машин при добыче облицовочного камня / Г. Д. Першин, М. С. Уляков, Е. Г. Пшеничная, Б. М. Габбасов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. – 2016. – Т. 14, № 2. – С. 18–24. – DOI 10.18503/1995-2732-2016-14-2-18-24. – EDN WBWGOT.

42. Пецык, А. А. Сравнительный прочностной анализ алмазных элементов канатных камнерезных станков / А. А. Пецык, М. В. Секретов, С. Г. Губанов // Горная промышленность. – 2024. – № 3. – С. 45–47. – DOI 10.30686/1609–9192-2024-3-45-47. – EDN BPSIZS.

43. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. – М.: МГГУ, 2007. – 680 с.

44. Пугачев В. С. Теория вероятностей и математическая статистика. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Физматлит, 2002. – 496 с.

45. Пучкарёв Д. Как устроен рынок алмазов и какое место на нем занимает АЛРОСА // BCS Express. – URL: <https://bcs-express.ru/novosti-i-analitika/kak-ustroen-rynok-almazov-i-kakoe-mesto-na-nem-zanimaet-alrosa> (дата обращения: 06.08.2025).

46. Резников А. Н. Абразивная и алмазная обработка материалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 320 с.

47. Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин: учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
48. Сажин Р. А. Автоматизация технологических процессов горного производства. – М.: ПГТУ, 2009. – 195 с.
49. Секретов М. В., Губанов С. Г. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 1. – С. 154–161. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-01-0-154-161.
50. Секретов, М. В. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков / М. В. Секретов, В. В. Секретов, С. Г. Губанов // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 5. – С. 44-49. – EDN NTYZMV.
51. Секретов, М. В. Сравнительный анализ маятниковой и выпуклой траекторий качания пил штрипсовых станков / М. В. Секретов, А. А. Пецык // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XIX международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 20–21 мая 2021 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2021. – С. 102–105. – EDN TUSMJO.
52. Синельников О. Б. Добыча природного облицовочного камня. – М.: Издательство РАСХН. – 2005. – 245 с.
53. Смирнов Н. А., Аммосов Н. Г., Заварзин С. Н. Технология и организация строительного производства. – Л.: Стройиздат, 1970. – 463 с.
54. Солод В. И., Гетопанов В. Н., Рачек В. М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. – М.: Горная книга, 1982. – 350 с.
55. Солод В. И., Зайков В. И., Первов К. М. Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра. – 1981. – 503 с.
56. Соснин О. М., Шевырёв Ю. В., Шевырева Н. Ю. Автоматизация горных машин и установок. – Издательский дом НИТУ МИСиС, 2019. – 320 с.
57. Спивак А. И. Механика горных пород. – М.: Недра. – 1967. – 192 с.

58. Сычёв Ю. И., Берлин Ю. Я. Распиловка камня. – М.: Стройиздат. – 1989. – 320 с.
59. Сычёв Ю. И., Берлин Ю. Я., Шалаев И. Я. Оборудование для распиловки камня. – Л.: Стройиздат, 1983. – 288 с.
60. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
61. Технические алмазы и их роль в алмазодобыче России // Rough & Polished. – URL: <https://rough-polished.expert/ru/analytics/69732.html> (дата обращения: 06.08.2025).
62. Уиттакер Дж. Ч. Расщепление камня: технология, функция, эксперимент. – М.: Оттиск, Иркутск, 2004 г. – 312 стр.
63. Хорешок А. А., Буялич Г. Д., Прейс Е. В. [и др.]. Надежность горных машин и оборудования: учебное пособие — 2-е изд., перераб. и доп. — Кемерово: КузГТУ имени Т. Ф. Горбачева, 2023. — 159 с. — ISBN 978-5-00137-443-5. — Текст: электронный // Лань: электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/442613> (дата обращения: 03.06.2026). — Режим доступа: для авториз. пользователей.
64. Царицын В. В. Технологическое разрушение горных пород. – Техника, 1964. - 443 с.
65. Шестаков В. С. Оптимизация параметров горных машин. – Екатеринбург: Наука, 2004. – 250 с.
66. Шнейдер В. Е., Слуцкий А. И., Шумов А. С. Краткий курс высшей математики. – М.: Высшая школа, 1972. – 640 с.
67. Юрченко В. В., Жетесова Г. С., Никонова Т. Ю., Уалиев Д. Ш. Имитационное моделирование технологических процессов в машиностроении // Труды международного симпозиума «Информационно-коммуникационные технологии в индустрии, образовании и науке». – Караганда, 2010. – Ч. 1. – С. 294–296.
68. Якубовский, М. М. Современные технологии добычи и обработки блочного камня / М. М. Якубовский, К. Р. Аргимбаев. – Санкт-Петербург:

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2015. – 103 с. – ISBN 978-5-7422-4846-0. – EDN UGZVUH.

69. Яндекс. Картинки. Изображение алмазно-канатной машины [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://avatars.mds.yandex.net/i?id=8546e35ad7c7c52d83ef69e02b5aeb71_1-10893810-images-thumbs&n=13 (дата обращения: 13.02.2026).

70. Wu, C. Finite element analysis of multi-wire saw silicon rods with consolidated abrasive diamonds / C. Wu, Z. Jiang, W. Fan, L. Chen // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. — 2017. — Vol. 90, No. 1–4. — DOI: 10.1007/s00170-016-9321-x.

71. Clark W.I., Shih A.J., Hardin C.W., LeMaster R.L., McSpadden S.B. Fixed abrasive diamond wire machining-part I: process monitoring and wire tension force // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2003. – Vol. 43. – P. 523–532. DOI: 10.1016/S0890-6955(02)00215-8.

72. Cook N.G.W. Observations of crack growth in hard rock loaded by an indenter / N. G. W. Cook, M. Hood, F. Tsai // International J. of Rock Mechanics and Mining Sciences. & Geomechanics Abstracts. – 1984. Vol. 21. № 2. – P. 97–107

73. Denkena, B. A novel tool monitoring approach for diamond wire sawing / B. Denkena, B. Bergmann, B. Rahner // Production Engineering. — 2021. — Vol. 16, No. 4. — DOI: 10.1007/s11740-021-01087-7.

74. Dong Z. et al. A Wire Bow Model of Diamond Wire Sawing with Asymmetric Arc Hypothesis // Micromachines. – 2023. – 14(5):1004 DOI:10.3390/mi14051004.

75. Feng J., Liang Y. Research on Cutting Performance Optimization of Diamond Wire Saw // Journal of Physics Conference Series. – 2019. – Vol. 59. – P. 88–95. DOI: 10.1088/1742-6596/1345/3/032049.

76. Lopez Gayarre, F. Use of Waste from Granite Gang Saws to Manufacture Ultra-High Performance Concrete Reinforced with Steel Fibers / F. Lopez Gayarre,

J. Suárez González, I. Lopez Boadella, M. Serrano López // *Applied Sciences*. — 2021. — Vol. 11, No. 4. — Art. 1764. — DOI: 10.3390/app11041764.

77. Korman, T. Energy consumption and wear rate of diamond beads during operation of a diamond wire saw / T. Korman, T. Kujundžić, Š. Vrandečić // *E-Zbornik elektronički zbornik radova Građevinskog fakulteta*. — 2023. — Vol. 13, No. SI. — P. 36–47. — DOI: 10.47960/2232-9080.2023.SI.13.36.

78. Gomes D., Marques A. Damage and failure evaluation of diamond wire for multi-wire sawing of hard stone blocks through modelling and numerical simulation// *MATEC Web of Conferences*. – 2021. – Vol. 156. – P. 102–110. DOI:10.1051/mateconf/202134904001.

79. Zhang, J. S. The Experiment Research of Diamond Wire-Saw in Quarrying Granite with High Efficiency / J. S. Zhang, B. Huang, Z. Wang, Z. W. Liu // *Materials Science Forum*. — 2004. — Vol. 471–472. — P. 117–121. — DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.471-472.117.

80. Huang H., Huang G., Xu X., Huang H. An experimental study of machining characteristics and tool wear in the diamond wire sawing of granite // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*. – 2013. – Vol. 227, No. 7. – P. 943–953. DOI: 10.1177/0954405413478262.

81. Huanghe Whirlwind. Алмазные канаты для резки [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.huanghewhirlwind.com/wp-content/uploads/2023/05/алмазные-канаты-для-резки-купить.jpg> (дата обращения: 13.02.2026).

82. Ismanov, M. M. Technology of dimension stone cutting / M. M. Ismanov // *Journal of Mining Science*. — 2017. — Vol. 53, No. 2. — P. 305–310. — DOI: 10.1134/S1062739117022163.

83. ISO 6106:2018. Abrasive products - Checking the grit size of superabrasives. – Geneva: ISO, 2018. – 20 p.

84. Li, A. A Systematic Review of Modeling and Simulation for Precision Diamond Wire Sawing of Monocrystalline Silicon / A. Li, H. Wang, S. Hu, Y. Zhou,

J. Du, L. Ji, M. Wuyi // *Micromachines*. — 2024. — Vol. 15, No. 8. — P. 1–29. — DOI: 10.3390/mi15081041.

85. Li, A.; Hu, S.; Zhou, Y.; Wang, H.; Zhang, Z.; Ming, W. Recent advances in precision diamond wire sawing monocrystalline silicon. *Micromachines* 2023, 14, 1512. <https://doi.org/10.3390/mi14081512>.

86. Liang, L. Dynamic Force Modeling of Wire Saw Machining Processes / L. Liang, S. Li, J. Wang, R. G. Landers // *Research Square*. — 2023. — DOI: 10.21203/rs.3.rs-2545614/v1

87. Liu, B. Sawing Trajectory and Mechanism of Diamond Wire Saw / B. Liu, Z. P. Zhang, Y. Sun // *Key Engineering Materials*. — 2004. — Vol. 259–260. — P. 395–400. — DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.259-260.395.

88. Masood J., Silvestri P. Finite Element and Multi body Analysis of Super elastic Diamond Wire for Stone Cutting Applications // *University of Genoa, Cofiplast s.r.l* – 2011. – Vol. 265. – P. 123–130. DOI:10.13140/2.1.1422.2088.

89. Mikaeil R. Assessing the System Vibration of Circular Sawing Machine in Carbonate Rock Sawing Process Using Experimental Study and Machine Learning / R. Mikaeil, M. Mokhtarian, S. Shaffiee Haghshenas // *Geotechnical and Geological Engineering*. — 2022. — Vol. 40, No. 2. — DOI: 10.1007/s10706-021-01889-7.

90. Sefene, E. M. Analysis of contact length and temperature effect in rocking mode diamond wire sawing of monocrystalline silicon carbide wafer / E. M. Sefene, S. H.-M. Wang, C.-C. Chen // *Manufacturing Letters*. — 2024. — Vol. 41, No. 2. — P. 641–652. — DOI: 10.1016/j.mfglet.2024.09.082.

91. Paluszynski B., Böhlke T. Aspects of the modeling of high-cycle fatigue // *Key Engineering Materials*. — 2007. — Vols. 348–349. — P. 121–124. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.348-349.121.

92. Radius of curvature // *Wikipedia*. — URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Radius_of_curvature (accessed: 06.08.2025).

93. Sefene, E. M. A comprehensive review of diamond wire sawing process for single-crystal hard and brittle materials / E. M. Sefene [et al.] // *Materials Science in*

Semiconductor Processing. — 2024 — P. 1466–1497. — DOI: 10.1016/j.jmapro.2024.09.093.

94. Wang D. The wear modes and mechanisms of diamonds in sawing hard stone // Journal of Central South University of Technology. — 1996. — Vol. 3. — P. 96–98. DOI: 10.1007/BF02652072.

95. Wang, J. Experiment Comparative Analysis of Feed Rate with Velocity Control in Cutting Mono Crystalline Silicon Using a Diamond Wire Saw / J. Wang, S. Li // Micromachines. — 2024. — Vol. 15, No. 4. — Art. 473. — DOI: 10.3390/mi15040473.

96. Wang, Y. Modeling and experimental investigation of monocrystalline silicon wafer cut by diamond wire saw / Y. Wang, S. Huang, Z. Qian, L. Du // Engineering Fracture Mechanics. — 2022. — Vol. 278, No. 6. — Art. 109029. — DOI: 10.1016/j.engfracmech.2022.109029.

97. Xiao Q., Sun W.L, Yang K. Wear mechanisms and micro-evaluation on WC particles investigation of WC-Fe composite coatings fabricated by laser cladding // Surface and Coatings Technology. — 2021. — Vol. 420. — Article 127341. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2021.127341.

98. Xu, Z. Mechanical model of diamond wire sawing for curved surfaces / Z. Xu [et al.] // International Journal of Mechanical Sciences. — 2024. — DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2024.109379.

99. Yang, Z. Wire Bow In Situ Measurement for Monitoring the Evolution of Sawing Capability of Diamond Wire Saw during Slicing Sapphire / Z. Yang, H. Huang, X. Liao // Materials. — 2024. — Vol. 17, No. 9. — Art. 2134. — DOI: 10.3390/ma17092134.

100. Lai, Z. Dynamic model and machining mechanism of wire sawing / Z. Lai, H. Huang, Z. Hu, X. Liao // Journal of Materials Processing Technology. — 2022. — DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2022.117820.

101. Zhang, C. Sawing Force Prediction Model and Experimental Study on Vibration-Assisted Diamond Wire Sawing / C. Zhang, Z. Dong, Y. Zhao // Micromachines. — 2022. — Vol. 13, No. 11. — Art. 2026. — DOI: 10.3390/mi13112026.

102. Zhang J.S., Wang Z. Technical Parameters and Wear Resistibility of Diamond Wire-Saw in Granite Cutting // Key Engineering Materials. – 2004. – Vol. 259–260. – P. 122–126. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.259-260.122.

103. Zhang Q., Liu H. Investigation of Cutting Rate of Diamond Wire Saw Machine Using Numerical Modeling // Rock Mechanics and Rock Engineering. – 2023. – Vol. 143, No. 7. – P. 071002. DOI:10.1007/s00603-023-03352-w.

Приложение А**Документы о практическом использовании результатов****Справка**

о внедрении результатов диссертационной работы **Пецык А.А.** на тему:
**«Обоснование и выбор силовых и прочностных параметров рабочих
органов алмазно-канатных распиловочных станков»**, представленной
на соискание учёной степени кандидата технических наук, по
специальности

2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования Пецык Александра Александровича представляют практический интерес для проектирования и расчёта горного и камнеобрабатывающего оборудования.

В работе предложен новый подход к определению силовых параметров алмазно-канатного распиливания с учётом переменной кривизны траектории движения каната. Разработанные расчётные зависимости позволяют более точно оценивать распределение натяжений по длине контактного участка, величину силы распиливания и энергетические характеристики процесса.

Отдельного внимания заслуживает учёт реальной геометрии траектории каната и её влияния на напряжённое состояние элементов системы, что обеспечивает повышение достоверности расчётов по сравнению с традиционными упрощёнными схемами.

Полученные результаты могут быть использованы специалистами ООО «НПЦподземаш» при выполнении расчётов прочности и выборе режимных параметров оборудования канатного типа, а также при разработке рекомендаций по обеспечению надёжности узлов привода и натяжных устройств.

Генеральный директор
ООО «НПЦподземаш»



Д.Я. Соловых



Общество с ограниченной ответственностью «Проектно-конструкторский и экспериментальный институт угольного машиностроения «Гипроуглемаш»



ООО «ГИПРОУГЛЕМАШ»

107076, Г. МОСКВА, ВН. ТЕР. Г. МУНИЦИПАЛЬНЫЙ ОКРУГ СОКОЛЬНИКИ, УЛ. КОРОЛЕНКО, Д. 1А, ЭТАЖ 2, ПОМЕЩ. 2 тел. (495) 502-94-93, факс (495) 502-94-98, e-mail: omt@sokolovskaya.ru,

Справка

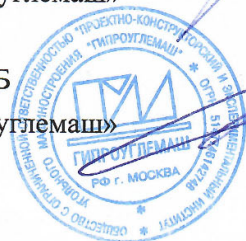
о внедрении результатов диссертационной работы **Пецык А.А.** на тему:
«Обоснование и выбор силовых и прочностных параметров рабочих органов алмазно-канатных распиловочных станков», представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, по специальности
2.8.8 Геотехнология. Горные машины.

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования Пецык Александра Александровича имеют практическую значимость и могут быть использованы при проектировании и эксплуатации алмазно-канатных распиловочных станков. Разработанная методика расчёта силовых параметров алмазно-канатного распиливания, основанная на спирально-параболической модели траектории движения каната и обобщённой формуле Эйлера для случая переменной кривизны, позволяет определять натяжение каната, силу распиливания и требуемую мощность привода с учётом реальных условий контактного взаимодействия. Применение полученных расчётных зависимостей способствует повышению надёжности оборудования, обоснованному выбору режимов распиливания и снижению вероятности перегрузки элементов алмазно-канатного станка. Результаты работы будут использованы в ООО «Гипроуглемаш» при выполнении расчётов параметров алмазно-канатного оборудования и разработке рекомендаций по его эксплуатации.

Генеральный конструктор
ООО «Гипроуглемаш»

Чуденков Вячеслав Иванович
08 июня 2026

Начальник КБ
ООО «Гипроуглемаш»
К.Т.Н



Ерополов Павел Александрович
08 июня 2026