

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II»

На правах рукописи

Азимов Амирхон Махмудалиевич



ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОМОЛОТОВ ПРИ
РАЗРУШЕНИИ НЕГАБАРИТОВ ГОРНЫХ ПОРОД НА ОСНОВЕ ЭФФЕКТА
ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ УДАРНЫХ УЗЛОВ

Специальность 2.8.8. Геотехнология, горные машины

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Жуков И.А.

Санкт-Петербург – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД, МЕТОДОВ И УСТРОЙСТВ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ.....	11
1.1 Техника и технология разрушения негабаритов горных пород	11
1.2 Обзор и анализ известных технических решений гидромолотов	27
1.3 Эффект влияния геометрической формы элементов ударной системы гидромолота на его эффективность.....	51
1.3.1 Влияние геометрической формы соударяющихся тел на результативность ударного процесса.....	51
1.3.2 Анализ закономерностей внедрения инструмента рабочего гидромолота в горные породы.....	56
1.3.3 Анализ известных работ, посвященных изучению эффекта влияния геометрической формы элементов ударной системы	62
1.4 Выводы по первой главе.....	67
ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНОЙ СИСТЕМЫ ГИДРОМОЛОТОВ С УЧЕТОМ ЭФФЕКТА ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ЕЁ ЭЛЕМЕНТОВ.....	69
2.1 Аналитический метод моделирования ударного импульса.....	69
2.2 Графоаналитический метод моделирования ударного импульса	73
2.2.1 Методика определения сил и напряжений в элементах ударных систем	78
2.2.2 Методика расчета бойков сложных геометрических форм	83
2.3 Уточнение графоаналитического метода с учетом неторцевого соударения бойка и рабочего инструмента гидромолота (пики).....	98
2.4 Выводы по второй главе.....	106
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ ГОРНЫХ ПОРОД	108
3.1 Экспериментальный стенд и методика проведения испытаний	108

3.1.1 Конструкция экспериментального стенда	108
3.1.2 Методика проведения экспериментального исследования	110
3.2 Выбор и описание опытных образцов	113
3.3 Обработка результатов экспериментальных исследований	117
3.4 Выводы по третьей главе.....	124
ГЛАВА 4 РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ СОУДАРЯЮЩИХСЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМОЛОТА	126
4.1 Разработка бойка, встраиваемого в корпус гидромолота обеспечивающего нарастание амплитуды ударного импульса с течением времени.....	126
4.2 Обоснование рациональности конструкции бойка с цилиндроконической оболочкой, обеспечивающей цилиндрические посадочные поверхности	127
4.3 Анализ напряженно-деформированного состояния разработанных бойков методом конечных элементов	129
4.4 Анализ ударного импульса, генерируемого разработанным бойком и его прохождения через ударный инструмент	134
4.5 Выводы по четвертой главе.....	140
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	141
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	143
ПРИЛОЖЕНИЕ А Акт о промышленном внедрении результатов диссертации	157
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Патент на изобретение	158
ПРИЛОЖЕНИЕ В Чертежи экспериментальных бойков	159

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Разработка месторождений нерудных твердых полезных ископаемых, таких как, граниты и мраморы, открытым способом ведётся путем отделения горной массы буровзрывным или механизированным методом. При этом выработке крепких горных пород неизбежно сопутствует выход негабаритов. В зависимости от способа добычи и целевого сырья выход негабаритов на карьерах может достигать до 37% от отработанной горной массы, более 75% из них – труднодробимые. Сложность транспортирования и вторичной переработки негабаритов влечёт за собой снижение скорости выработки, вплоть до полной остановки. Разрушение негабаритов производят с применением механизированных комплексов с навесным оборудованием в виде горных машин ударного действия, в частности гидромолотов. В среднем более 30% энергозатрат предприятий приходится на вторичную переработку негабаритов

Горные машины ударного действия при относительно малых габаритах и затрачиваемой энергии позволяют создавать ударную нагрузку, измеряемую десятками тонн. Производительность гидромолотов, их энергоэффективность, многозадачность, долговечность, а также характеристики наносимых ими ударов, зависят от конструктивных особенностей ударного узла машины.

В этой связи задача повышения энергоэффективности гидромолотов, применяемых при разрушении негабаритов горных пород, на основе эффекта влияния геометрии ударных узлов представляется актуальной.

Степень разработанности темы исследования

Значительный вклад в развитие отечественной базы знаний о теории удара, которая легла в основу создания машин ударного действия, внесли ученые Александров Е.В., Алимов О.Д., Городилов Л.В., Дворников Л.Т., Доронин С.В., Еремьянц В.Э., Ешуткин Д.Н., Жуков И.А., Иванов К.И., Кильчевский Н.А., Лазуткин А.Г., Манжосов В.К., Мясников А.А., Решетникова О.С., Саруев Л.А., Соколинский В.Б., Сысоев Н.И., Ушаков Л.С., Шапошников И.–И.Д., Шелковников И.Г., Юнгмейстер Д.А.

Полученные результаты названных ученых связаны с совершенствованием гидравлической системы импульсных машин, разработкой ударно-скалывающих исполнительных органов технологических машин, оценкой влияния форм ударяющих тел на параметры ударного импульса, генерируемого в рабочем инструменте, применяемом для разрушения горных пород, обоснованием возможности повышения эффективности машин ударного действия путём подбора рациональных форм бойков. Работы этих ученых раскрывают особенности применения волновой теории продольного соударения стержней в исследованиях, посвященных поиску рациональных конструкций элементов машин ударного действия. Тем не менее, несмотря на многочисленные доказательства существенного влияния геометрических параметров соударяющихся тел на эффективность разрушения крепких горных пород, выпускаемые гидромолоты производятся без учёта этого факта.

В этой связи необходимо проведение теоретических и экспериментальных исследований по проблеме повышения энергоэффективности разрушения негабаритов крепких горных пород с учетом эффекта влияния геометрии ударных узлов гидромолотов.

Предмет исследования – элементы ударного узла гидромолота.

Объект исследования – процесс формирования в ударной системе гидромолота силового импульса, необходимого для разрушения негабаритов крепких горных пород.

Цель работы – снижение энергозатрат на разрушение негабаритов крепких горных пород, выполняемое посредством горных машин ударного действия – гидромолотов.

Идея заключается в применении эффекта влияния геометрии элементов ударного узла для создания в ударной системе гидромолота волнового импульса упругой деформации, соответствующего силам сопротивления крепких горных пород внедрению инструмента.

Поставленная в диссертационной работе цель достигается посредством решения нижеуказанных **задач**:

1. Выполнить обзор и анализ технических решений ударных узлов гидромолотов и геометрических параметров их элементов.

2. Оценить необходимость выполнения элементов ударного узла гидромолота с учетом эффекта влияния их геометрических параметров на результативность разрушения крепкой горной породы, подтвердив полученные результаты экспериментально.

3. Разработать способ встраивания бойков, представляющих собой тела вращения с криволинейной образующей боковой поверхности, в корпуса гидромолотов при условии сохранения параметров генерируемых ими ударных импульсов.

4. Провести анализ напряженно-деформированного состояния конструкций бойков, образуемых в соответствии с новым техническим решением.

5. Определить область рациональных параметров ударного импульса и соответствующие им формы бойков, применение которых, обеспечивает повышение энергоэффективности разрушения негабаритов крепких горных пород с применением гидромолотов.

Научная новизна работы

1. Экспериментально подтверждена зависимость между показателями энергоэффективности процесса разрушения негабаритов крепких горных пород и геометрическими параметрами элементов ударного узла гидромолота.

2. Предложен и обоснован оригинальный подход к решению задачи встраивания в гидромолот ударника при условиях оснащения его необходимыми цилиндрическими посадочными поверхностями и сохранения формы и параметров генерируемого ударного импульса.

3. Установлена область рациональных значений параметров ударного импульса, генерирование которого в рабочем инструменте гидромолота при ударе по нему бойком обеспечивает энергоэффективное разрушение негабаритов крепких горных пород.

Соответствие паспорту специальности

Полученные научные результаты соответствуют паспорту специальности 2.8.8. Геотехнология, горные машины по пунктам: 14 «Критерии и технологические требования при создании новых и совершенствования применяемых горных машин с учетом особенностей условий их эксплуатации при разработке месторождений твердых полезных ископаемых» и 15 «Методы и средства повышения эксплуатационных характеристик и надежности горных машин и оборудования, в том числе за счет обоснования рациональных режимов их функционирования на открытых и подземных горных работах».

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. На основе эффекта влияния геометрических параметров ударных узлов разработан оригинальный подход к решению проблемы встраивания в корпуса гидромолотов бойков, обеспечивающих при ударе по рабочему инструменту формирование ударного импульса, согласованного со свойствами разрушаемой горной породы.

2. Установлено, что выполнение бойков такой формы, при которой достигается генерирование ударного импульса с параметрами, соответствующими рациональному блокирующему контуру, обеспечивает повышение энергоэффективности гидромолотов в сравнении с традиционно выпускаемыми не менее чем на 30%.

3. Разработано новое техническое решение бойков машин ударного действия, генерирующих ударный импульс, характеризующийся оптимальным непрерывным нарастанием с течением времени амплитуды с возрастающей интенсивностью, повышенной величиной максимальной амплитуды и уменьшением отраженной части энергии от разрушаемой горной породы, применение которых позволяет уменьшить энергоёмкость процесса разрушения негабаритов горных пород высокой крепости (патент РФ на полезную модель №221725 от 21.11.2023г.).

4. Результаты исследований использованы в деятельности ООО «ММЗ» при реализации работ в рамках проектов по разработке и совершенствованию

гидравлических молотов, для разрушения негабаритов крепких горных пород (Акт о внедрении от 10.12.2024 г., Приложение А).

Методология и методы исследования

Работа проводилась с применением комплексных методов исследований, включающих системный анализ, обобщение результатов существующих разработок, теоретический анализ динамических процессов в ударной системе гидромолотов, экспериментальное исследование влияния геометрии соударяющихся тел ударных узлов гидромолотов на энергоэффективность процесса разрушения крепкой горной породы, компьютерное моделирование для получения параметров ударных импульсов и их анализ.

Положения, выносимые на защиту

1. Генерирование в рабочем инструменте гидромолота ударного импульса, соответствующего силам сопротивления горной породы внедрению инструмента при ударном воздействии, обеспечивает сокращение количества энергии, необходимой для разрушения негабаритов крепких горных пород более чем на 50% в сравнении с энергией, затрачиваемой существующими гидромолотами, при условии учета эффекта влияния геометрических параметров ударных узлов.

2. Разработанный способ встраивания бойков в корпус гидромолота, заключающийся в оснащении ударной части бойка, выполненной в форме тела вращения с криволинейной образующей боковой поверхности, цилиндроконической оболочкой и центральным глухим отверстием с одинаковым распределением их объёмов по длине бойка с учетом направления распространения волны ударного импульса, позволяет сохранить форму и параметры ударного импульса, генерируемого ударной частью, и обеспечивает наличие цилиндрической посадочной поверхности.

3. Разрушение негабарита крепкой горной породы обеспечивается формированием в пике гидромолота ударного импульса с параметрами (максимальная амплитуда силы, время первой волны, импульс силы за время первой волны), соответствующими установленному блокирующему контуру, при

этом размеры отделяемого куска могут быть увеличены сохранением в течение времени амплитуды за счет добавления к ударнику цилиндрической ступени.

Степень достоверности результатов исследования подтверждается применением классических положений волновой теории удара, графоаналитического метода и проверенного программного обеспечения для решения задачи определения ударных импульсов, стандартных методов компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния твердых тел, соответствием теоретических результатов экспериментальным данным.

Апробация результатов

Основные положения и результаты работы докладывались на следующих семинарах и конференциях: Научная конференция студентов и молодых ученых Санкт-Петербургского горного университета «Полезные ископаемые России и их освоение» (СПб, 2022 г.); XI Форум вузов инженерно-технологического профиля союзного государства «Технологическая интеграция» (Минск, 2022 г.); V и VII Международная научно-практическая конференция «Механика и машиностроение. Наука и практика» (СПб, 2022 г., 2024 г.); VIII Международная научно-практическая конференция «Машины, агрегаты и процессы: проектирование создание и модернизация» (СПб, 2025 г.).

Личный вклад автора заключается в постановке цели и задач диссертационного исследования; анализе зарубежной и отечественной литературы по теме исследования; разработке методики исследования; теоретическом исследовании влияния различных форм ударников на энергоэффективность разрушения горной породы; проведении экспериментальных исследований по разрушению горных пород бойками с различными геометрическими формами; обработке и интерпретации результатов исследований; участии в написании научных работ по теме диссертации.

Публикации. Результаты диссертационного исследования в достаточной степени освещены в 8 печатных работах (пункты списка литературы № 1 – 5, 58, 75, 111), в том числе 2 статьях – в изданиях из перечня рецензируемых научных

изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (далее – Перечень ВАК), в 2 статьях – в изданиях, входящих в международные базы данных и системы цитирования (Scopus). Получен 1 патент на полезную модель (Приложение Б).

Структура работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, четырех глав с выводами по каждой из них, заключения, списка литературы, включающего 111 наименований, и 3 приложений. Диссертация изложена на 163 страницах машинописного текста, содержит 68 рисунков и 20 таблиц.

ГЛАВА 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД, МЕТОДОВ И УСТРОЙСТВ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ

1.1 Техника и технология разрушения негабаритов горных пород

Технология добычи нерудных твердых полезных ископаемых зависит от сложного комплекса взаимосвязанных факторов, требующих комплексного анализа при проектировании горных работ. Среди ключевых параметров особое значение имеют горно-геологические условия, включающие характеристики структурных нарушений массива, степень трещиноватости и литологическую неоднородность. Горнотехнические факторы охватывают применяемое оборудование, технологические схемы ведения работ и квалификацию персонала. Важнейшим показателем является коэффициент крепости по шкале М.М. Протодяконова, который для рассматриваемых пород составляет $f \geq 8$, что соответствует пределу прочности на одноосное сжатие 80-250 МПа [1,2].

При добыче крепких горных пород (крепких известняков, песчаников и мраморов, доломитов и колчеданов, гранитов, базальтов и кварцитов) преимущественно используется открытый способ разработки (рисунок 1.1, а), что обусловлено его экономической эффективностью при больших объемах извлечения полезного ископаемого. Также крепкие горные породы добывают подземным способом (рисунок 1.1, б).



Рисунок 1.1 – Способы добычи крепких горных пород:

а – открытый, б – закрытый.

Так как мрамор и гранит применяются в качестве отделочного материала в строительстве и есть возможность приобрести в Петербургских производствах камня «Нэнси» и «Хомикс» плиты необходимых размеров из натурального камня, было принято решение дальнейшие исследования проводить с применением гранита и мрамора. Однако в процессе проведения экспериментальных исследований выяснилось, что проще провести экспериментальные исследования с применением мрамора в виду того, что коэффициент крепости мрамора значительно ниже, чем у гранита. Что в свою очередь может обеспечить чистоту и прозрачность эксперимента.

Буровзрывной метод (рисунок 1.2), обеспечивающий объем выработки горной массы до 5-7 тыс. м³ в смену, остается наиболее распространенным, однако сопровождается существенным недостатком - образованием значительного количества негабаритных кусков. Негабаритами принято считать куски горной породы один из трех взаимно перпендикулярных размеров которых превышает 0,5-0,7м [3,4]. Обусловлено это диапазоном регулировки входной щели дробильного оборудования, при получении продукта определенного гранулометрического состава с определенным классом крупности [5]. Объемная доля выхода негабаритов при выработке горных массивов на месторождениях, в зависимости от горно-геологических условий и качества проведения буровзрывных работ может достигать 1:3. А затраты предприятий на вторичное дробление негабаритов могут достигать до 50% от общих затрат [6].

Механизм образования негабаритов при буровзрывных работах носит системный характер и определяется тремя группами факторов [7]:

- Геологическими особенностями - наличием зон тектонических нарушений, изменением физико-механических свойств породы по простиранию.
- Технологическими параметрами БВР - неоптимальным шагом скважин, несоответствием типа ВВ характеристикам породы, ошибками в схеме инициирования.
- Конструктивными особенностями оборудования - несовершенством бурового инструмента, ограниченной точностью позиционирования зарядов.

Воздействие негабаритных кусков на технологический процесс носит комплексный негативный характер. Прежде всего, отмечается снижение эффективности погрузочно-транспортных операций - стандартные ковши экскаваторов с объемом 5-8 м³ физически не могут захватывать фрагменты размером более 1,2 м.

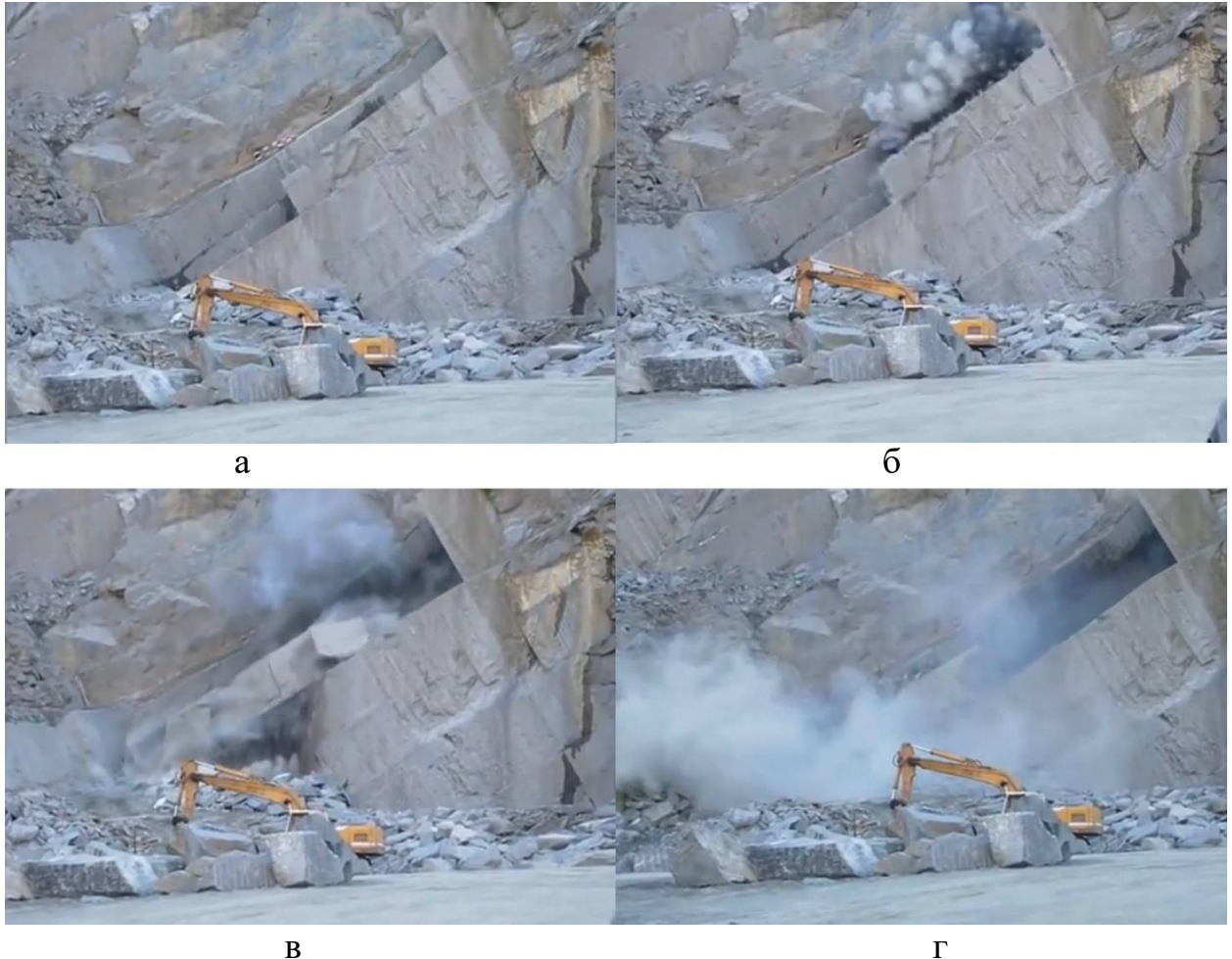


Рисунок 1.2 – Буровзрывной способ выработки массива:

а – исходный массив, б – подрыв, в – обвал разрушенного массива, г – результат
(составлено автором)

Попытки принудительного перемещения таких кусков приводят к повышенному износу оборудования, а в 12% случаев - к аварийным ситуациям с повреждением узлов и агрегатов. Не менее существенной проблемой является перегрузка дробильных установок - попадание негабарита в приемное отверстие (зев) дробилки (рисунок 1.3) или аналогичных моделей вызывает остановку

оборудования на 2-4 часа для устранения затора, что в пересчете на годовые показатели приводит к потере 15-20% производительности [8].



Рисунок 1.3 – Попадание негабарита в зев дробилки (составлено автором)

Существующие методы разрушения негабаритов можно классифицировать по принципу воздействия на породу: механические, взрывные, электрические, термические, гидравлические, радиационные, химические, комбинированные. Среди них наиболее востребованными являются взрывные и механические [9].

Взрывные методы разрушения негабаритов крепких горных пород традиционно занимают важное место в горной практике благодаря своей высокой эффективности и относительно низкой себестоимости [10-11]. Эти методы основаны на использовании энергии взрывчатых веществ (ВВ) для разрушения крупных каменных глыб на более мелкие фракции, пригодные для последующей переработки.

Основной технологией является метод шпуровых зарядов, при котором в негабарите бурятся один или несколько шпуров диаметром 40-100 мм, куда помещаются заряды ВВ. Глубина шпуров обычно составляет $1/2-2/3$ высоты негабарита [12], а расстояние между шпурами принимается равным (0,8-1,2) их глубины. Для крепких пород с коэффициентом крепости $f \geq 12$ удельный расход ВВ составляет 0,3-0,6 кг/м³, при этом предпочтение отдается взрывчатым веществам с высокой бризантностью [13].

Особого внимания заслуживает метод кумулятивных зарядов, который позволяет направленно разрушать негабариты с минимальным расходом ВВ. В

этом случае используются специальные заряды с металлической облицовкой, создающие при взрыве высокоскоростную кумулятивную струю. Эффективность такого метода достигает 85-90%, а удельный расход ВВ не превышает 0,1-0,2 кг/м³. Однако применение кумулятивных зарядов требует высокой квалификации персонала и строгого соблюдения мер безопасности [14-15].

Метод "наброски" (поверхностного заряжания) применяется для разрушения негабаритов небольшого размера (до 1 м³). Заряд ВВ массой 0,5-1,5 кг размещается на поверхности камня и прикрывается песчаной подушкой или глиняным замком [16]. Несмотря на простоту, этот метод имеет существенный недостаток - до 30% энергии взрыва теряется в виде ударной волны в атмосфере.

Сравнивая взрывные методы с механическими, можно отметить их основные преимущества [17]:

- Высокая производительность (разрушение негабарита объемом 5 м³ занимает 15-20 минут).
- Низкая себестоимость (30-50 руб./м³ против 80-120 руб./м³ у гидромолотов).
- Возможность разрушения особо крупных негабаритов (до 10 м³ и более).

Однако взрывные методы имеют и серьезные ограничения [17-19]:

- Необходимость получения специальных разрешений и лицензий.
- Требования к эвакуации техники и персонала (опасная зона радиусом 100-300 м).
- Невозможность точного контроля гранулометрического состава продукта разрушения.
- Ограничения по экологическим параметрам (шум, вибрация, пылеобразование).

На практике взрывные методы наиболее эффективны при наличии большого количества крупных негабаритов в отвале, когда можно организовать массовый подрыв. В таких условиях они обеспечивают экономию до 40-50% по

сравнению с механическими способами разрушения. Однако для единичных негабаритов или при работе вблизи действующего оборудования предпочтение следует отдавать механическим методам [20].

Механические способы разрушения негабаритов преимущественно разделяются на ударное разрушение горными машинами с навесным оборудованием в виде гидро-, пневмомолотов (рисунок 1.4, а) или разрушение резанием режущим навесным оборудованием (рисунок 1.4, б) [5,7,9,21].



а

б

Рисунок 1.4 – Механические способы разрушения негабаритов: а – ударное разрушение, б – разрушение резанием [47]

Применение гидромолотов позволяет достичь производительности процесса разрушения негабаритов до 80–100 м³/ч. Что в купе с значительным перечнем преимуществ позволяет утверждать, что данный метод наиболее рационален. Достоинствами метода разрушения негабаритов с применением гидромолотов являются относительная безопасность, малая относительная энергоёмкость, непосредственный подвод энергии к объекту разрушения, возможность автоматизации процесса разрушения, отчужденность от временных и климатических условий, простота получения разрешений и оформления сопроводительной документации [4,6,9,22,25].

Оборудование для дробления крупных фрагментов твёрдых горных пород различается в зависимости от применяемого энергоносителя (рабочей среды). Основные типы таких машин включают [23-24]:

- пневмоинструмент (работает на сжатом воздухе);
- гидравлические дробилки (используют жидкость под давлением);
- дизельные установки;
- устройства, действующие за счёт силы тяжести.

В пневматических устройствах основным источником энергии выступает воздух, нагнетаемый под высоким давлением. Принцип действия аналогичен пневмомолоткам, однако энергия наносимых ими ударов в разы выше, достигает порядка 500 Дж при частоте нанесения ударов от 300 до 900 в минуту [25-27]]. Энергоёмкость процесса разрушения негабаритов крепких горных пород с применением пневмомолотов равна 4-6 кВт·ч/м³, а производительность достигает 30 м³/ч. Словом применение пневмомолотов оправданно при разрушении относительно малых единичных негабаритов. Наиболее распространены пневмомолоты фирмы Furukawa (Япония) (рисунок 1.5), Demang (Германия) и Ingersoll-Rand (США) [28].

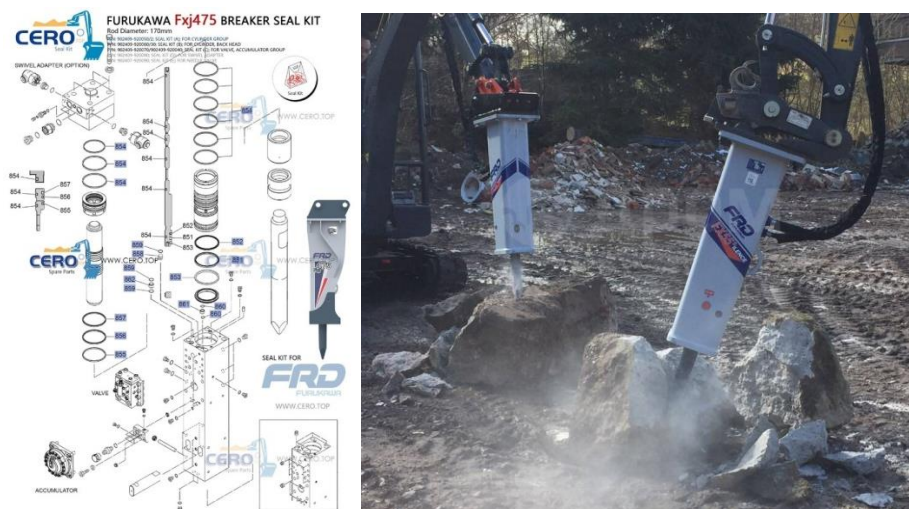


Рисунок 1.5 – Конструкция пневмомолота Furukawa FXJ475 и процесс разрушения негабарита пневмомолотом [28]

Гидравлические молоты (рисунок 1.6) представляют собой навесное оборудование для гидравлических экскаваторов и специализированных манипуляторов, преобразующее энергию гидравлической системы базовой машины в ударное воздействие. Принцип их работы основан на циклическом движении бойка 2, который под действием гидравлического давления разгоняется

и наносит удар по рабочему инструменту 1, контактирующему с породой 3. Современные модели, такие как Sandvik HLX 9000, Atlas Copco HB 10000 и HammerMaster HM330HD, способны развивать энергию удара до 9-12 кДж при частоте 500-600 ударов в минуту [29-31]. Важным преимуществом гидромолотов является их мобильность - они могут работать непосредственно в забое, что минимизирует транспортные издержки. Однако при работе с особо крепкими породами ($f \geq 16$) отмечается быстрый износ ударных элементов и значительные энергопотери, достигающие 35-40% от подводимой энергии [32,33,37].

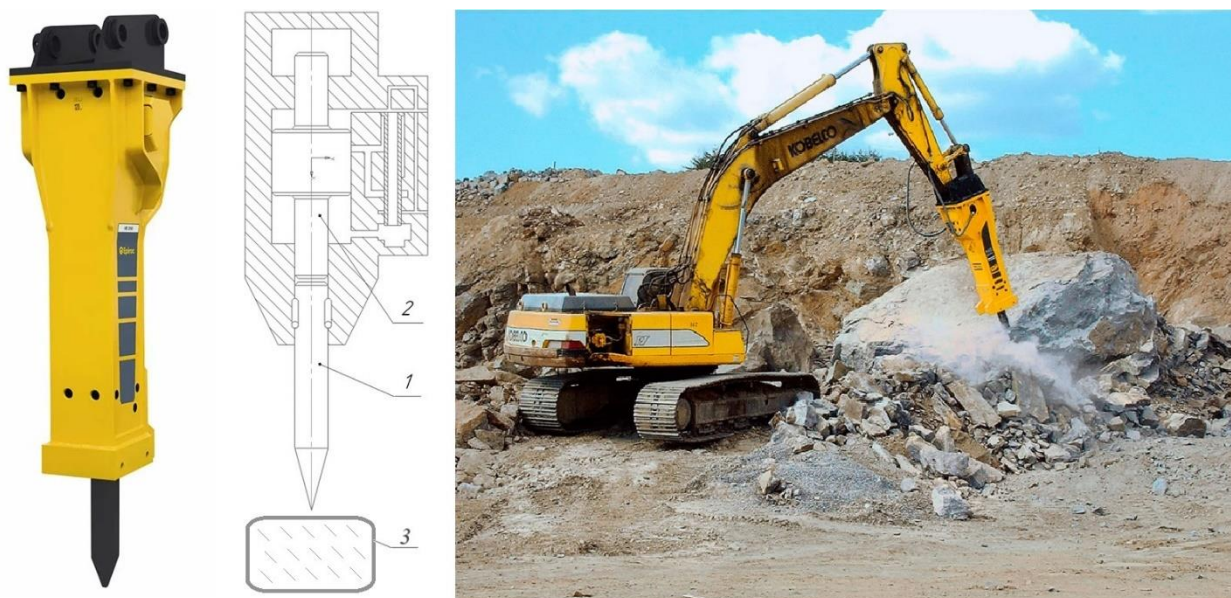


Рисунок 1.6 – Разрушение негабарита с применением гидромолота [33]

Процесс разрушения негабарита гидромолотом довольно прост. Гидромолот как навесное оборудование устанавливается на манипулятор горной машины, давление, создаваемое в гидравлической системе гидравлическим насосом, разгоняет боёк, который наносит удар по рабочему инструменту (пике), который передает сгенерированный бойком ударный импульс разрушаемой горной породе. При этом существуют различные модификации гидромолотов, некоторые из которых необходимо эксплуатировать исключительно в вертикальном положении [35], некоторые можно применять в горизонтальном положении и направленными рабочим инструментом вверх [34,36,38].

Гидромолоты классифицируются по создаваемой ударной силе на малые, средние и большие [39]. В зависимости от размеров куска негабарита и модели

гидромолота машинист должен самостоятельно подбирать точку нанесения удара для наиболее эффективного разрушения негабарита.

Например, если разрушаемый кусок горной породы обладает одним из трех взаимно перпендикулярных размеров от 0,5м до 0,7м, а модель гидромолота входит в число малых, то нужно наносить удар по середине поверхности негабарита [39]. Но если в этом же случае размер негабаритного куска превышает 0,7м, то необходимо раскалывать негабарит с краю и т.д.

Дробильные ковши представляют собой комбинированные устройства, совмещающие функции стандартного ковша и щековой дробилки. Их конструкция включает две подвижные щеки с зубчатыми плитами из износостойкой стали, которые под действием гидропривода создают усилие сжатия до 250 тонн. Такие ковши особенно эффективны для первичного разрушения негабаритов размером до 1,2 метра непосредственно на месте их образования. На карьере "Карельский гранит" применение дробильного ковша MB Crusher BF 135.8 позволило сократить простои экскаваторов на 25% и снизить себестоимость переработки 1 м³ негабаритов с 180 до 95 рублей. Однако производительность дробильных ковшей ограничена 15-30 м³ в час, что делает их неэффективными при больших объемах работ [40-43].

Роторные дробильные установки используются для переработки наиболее крупных негабаритов (до 2 метров в поперечнике) и могут быть как стационарными, так и передвижными. Стационарные дробилки, такие как СМД-86А, обладают производительностью до 200 м³/ч при установленной мощности 250 кВт, но требуют значительных капитальных вложений (25-35 млн. рублей) и постоянного места размещения. Передвижные комплексы типа Lokotrack LT 1213 более мобильны, но их стоимость достигает 40-50 млн. рублей, а себестоимость разрушения составляет около 85 рублей за м³ против 60 рублей у стационарных установок [44,45,46].

Гидравлические бутобои обладают более широкими техническими возможностями, могут выступать как сменным оборудованием гидравлических экскаваторов (рисунок 1.7, а), так и автомобилей и тракторов, а также существуют

стационарные бутобои – как самостоятельная горная машина. Стационарный бутобой (рисунок 1.7, б), внешне похож на манипулятор с гидромолотом, однако установлен на фиксированной поворотной колонне. А движущая гидравлическая энергия машины вырабатывается электрической насосной станцией [47,48].



Рисунок 1.7 – Гидравлический бутобой, где:
а – на экскаваторе, б – стационарный [48]

Радиус досягаемости стационарных бутобоев, то есть рабочая зона машины варьирует в диапазоне 2-17м, а масса гидромолота в диапазоне 0,2-5тонн [49]. Их активно применяют металлургические предприятия для разрушения огнеупорных футеровок плавильных котлов, а также современные горнодобывающие предприятия для разрушения негабаритов в питателе дробильной установки [50].

Дизельмолоты (рисунок 1.8) – это менее популярные горные машины, применяемые в горнодобывающих предприятиях для разрушения негабаритов крепких горных пород. Они нашли свое применение для забивания свай. Принцип действия дизельмолотов не стандартный. Ударник (баба) разгоняется с верхнего положения до нижнего по штанге под собственным весом, а обратный ход выполняется воспламенением порции топлива, заброшенной в камеру сгорания. Это свидетельствует о том, что нельзя повлиять на силу удара и масса ударника должна быть больше, чем у машин, в которых рабочая среда под давлением разгоняет ударник.



Рисунок 1.8 – Дизельмолот разрушающий негабарит [50]

Сравнительный анализ механических методов показывает, что гидромолоты наиболее универсальны и мобильны, но обладают высокой энергоемкостью (8-12 кВт·ч/м³). Дробильные ковши экономичнее (5-7 кВт·ч/м³), но ограничены по производительности [51-53]. Роторные дробилки наиболее эффективны при больших объемах однотипных негабаритов, но требуют значительных капиталовложений. Оптимальным решением является комбинированное использование этих методов в зависимости от конкретных условий карьера и характеристик негабаритов [54].

Перспективы развития механических методов разрушения связаны с повышением КПД гидромолотов за счет оптимизации геометрии ударных узлов, разработкой новых износостойких материалов для дробильных ковшей и внедрением автоматизированных систем управления в роторных установках. Особое внимание уделяется созданию гибридных систем, сочетающих преимущества различных методов, что позволит существенно повысить эффективность разрушения негабаритов при снижении эксплуатационных затрат [55-56].

В современной горнодобывающей промышленности России насчитывается несколько сотен действующих карьеров по добыче твердых полезных ископаемых, среди которых некоторые входят в число крупнейших карьеров России (рисунок 1.9). Такие как «Баженовское месторождение» Асбестовский карьер (г. Асбест, Свердловская обл.). АО «Ураласбест» (рисунок 1.10) и

Мансуровское месторождение (рисунок 1.11) - крупнейший гранитный карьер страны, АО "Уральские камни". Гранитные месторождения занимают особое место, являясь основным источником производства высококачественного щебня [57,58,59]. Технологический процесс добычи включает несколько последовательных этапов, начиная от отделения горной массы от массива буровзрывным способом и заканчивая переработкой полученного материала в щебень стандартных фракций. Ключевым параметром эффективности всего технологического цикла является контроль размеров получаемых фрагментов породы, которые должны соответствовать техническим характеристикам используемого дробильно-сортировочного оборудования.

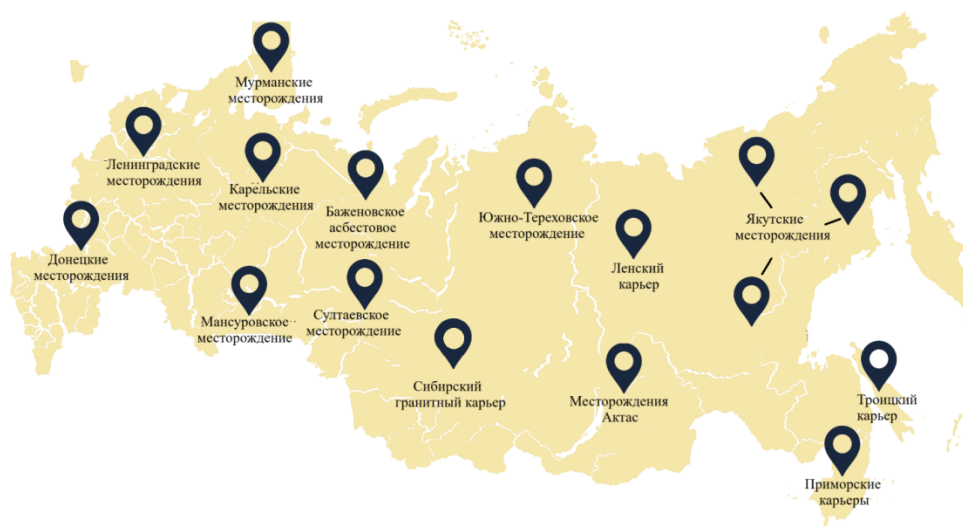


Рисунок 1.9 – Некоторые крупнейшие нерудные месторождения России
(составлено автором)



Рисунок 1.10 – Баженовское месторождение, Асбестовский карьер [58]



Рисунок 1.11 – Мансуровское месторождение, гранитный карьер [59]

В 1947 году Л.И. Барон [60] предложил применять логарифмически нормальный закон распределения для оценки кусковатости взорванной горной массы, характеризующийся двумя параметрами – μ и σ , которые характеризуют логнормальное распределение.

Плотность логарифмически нормального распределения описывается зависимостью (1.1):

$$f(x) = \frac{1}{x\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln x - \mu)^2}{2\sigma^2}\right) \quad (1.1)$$

Показатель μ является натуральным логарифмом среднего габарита куска d_{50} и вычисляется через энергетические и детонационные параметры взрывной нагрузки. Показатель σ , согласно исследованиям [61,62], сохраняется неизменным и зависит от свойств определенной горной породы. Для определения параметров логарифмически нормального распределения часто используется вероятностно-логарифмическая сетка, где по горизонтальной оси откладываются диаметры кусков в логарифмическом масштабе, по вертикальной оси наносятся суммарные выходы классов в масштабе, основанном на интеграле функции распределения вероятности. Параметры d_{50} и σ при этом определяются графически, что усложняет работу и увеличивает погрешность измерений [63].

Проведенные исследования на карьерах и рудниках Уральского региона: Агаповском известняковом карьере ОАО «ММК»; Руднике «Заполярный» ЗФ ПАО «Норильский никель» показали, что при стандартных параметрах БВР (шаг

скважин 4-5 м, диаметр заряда 250 мм, применение гранулированных ВВ) доля негабаритов в отбитой горной массе составляет в среднем 25-37%, при этом для крепких пород ($f \geq 15$) этот показатель может достигать 45%. Особую проблему представляют так называемые "труднодробимые" негабариты, характеризующиеся размерами более 1,5 м по наибольшему измерению и массой свыше 3 тонн, на которые приходится до 75% от общего объема некондиций [64-65].

При проектировании буровзрывных работ особое внимание уделяется параметрам взрывного разрушения, так как от качества их выполнения напрямую зависит процентное содержание негабаритных фрагментов. Идеально проведенный взрыв позволяет получить до 90% горной массы, соответствующей по размерам приемному отверстию дробильной установки. Однако даже при оптимально подобранных параметрах буровзрывных работ (шаг скважин, тип ВВ, схема инициирования) полностью избежать образования негабаритов не удастся - их доля может составлять от 5% до 15% от общего объема отбитой породы [66]. При нарушении технологии проведения взрывных работ этот показатель может увеличиваться до 25-30%, что существенно снижает эффективность всего производственного процесса.

Проблема негабаритов имеет комплексный характер и затрагивает все этапы технологической цепочки. Куски породы, превышающие размеры приемного отверстия дробилки (как правило, более 0,7-0,8 от минимального размера зева), создают серьезные препятствия для нормальной работы оборудования [67]. При попытке загрузки таких фрагментов происходит заклинивание рабочих органов дробилки, что приводит к вынужденным простоям продолжительностью от 2 до 8 часов в зависимости от сложности устранения затора [68]. Кроме того, негабаритные куски значительно осложняют процесс погрузки и транспортировки горной массы, увеличивая износ ковшей экскаваторов и кузовов самосвалов [69,70,71].

Особую сложность представляют так называемые "труднодробимые" негабариты, которые характеризуются не только большими размерами, но и

особой прочностью и монолитностью структуры. Такие фрагменты, состоящие преимущественно из массивных участков породы с минимальным количеством естественных трещин и дефектов, требуют применения специальных методов разрушения. В практике горных работ встречаются случаи, когда один крупный негабарит (3-5 м³) может парализовать работу всего участка на срок до 12 часов, пока не будет устранен [72,73,74].

Современные гидравлические молоты представляют наиболее перспективное направление в решении проблемы негабаритов. Их развитие в последнее десятилетие характеризуется следующими тенденциями:

- Увеличением единичной энергии удара до 15-20 кДж.
- Внедрением систем рекуперации энергии обратного хода.
- Применением адаптивных систем управления.
- Использованием новых износостойких материалов.

Эффективность гидромолота определяется тремя ключевыми параметрами:

- Геометрией ударного узла (форма бойка, угол заострения).
- Динамическими характеристиками (частота ударов, скорость движения бойка).
- Энергетическими показателями (КПД преобразования энергии).

Проведенные эксперименты показывают, что оптимальная геометрия бойка для крепких пород должна удовлетворять следующим требованиям:

- Угол заострения 90-110 градусов.
- Радиус скругления режущей кромки 3-5 мм.
- Соотношение длины к диаметру 1,8-2,2.
- Твердость рабочей части не менее 58-60 HRC.

Современные разработки в области гидроимпульсной техники для разрушения негабаритов горных пород ведутся по нескольким ключевым направлениям, каждое из которых призвано решить конкретные технологические проблемы. Одним из наиболее значимых аспектов является повышение энергоэффективности оборудования. Последние модели гидромолотов

оснащаются рекуперативными гидросистемами нового поколения, способными возвращать до 30-35% энергии обратного хода бойка [75,76]. Это достигается за счет применения двухконтурных гидравлических систем с электронным управлением, где разделяются потоки высокого и низкого давления, а также используются аккумуляторы кинетической энергии с адаптивными клапанными системами. Подобные решения уже демонстрируют впечатляющие результаты - снижение энергопотребления на 18-22% при сохранении прежних показателей мощности удара [77].

Значительные изменения происходят в конструкции ударных узлов. Современные исследования в области ударной динамики позволили разработать принципиально новые подходы к проектированию рабочих органов. Особый интерес представляют бионические формы ударных инструментов, созданные по аналогии с природными структурами - конические элементы с ребрами жесткости, повторяющие принцип строения зубов или когтей хищников [78-79]. В сочетании с инновационными материалами, такими как карбид вольфрама с алмазоподобным покрытием, такие решения демонстрируют увеличение ресурса работы на 50-70% даже при обработке особо крепких пород с коэффициентом крепости $f \geq 16$. Дополнительным преимуществом становится внедрение систем динамического демпфирования отскока и встроенных датчиков контроля износа, позволяющих в реальном времени отслеживать состояние рабочих элементов [80,81,82].

Проблема разрушения негабаритов крепких горных пород представляет собой сложную технологическую задачу, требующую комплексного решения на стыке различных научных и технических дисциплин.

Научное сопровождение решения проблемы должно включать фундаментальные исследования механизмов разрушения горных пород при различных видах воздействия, разработку математических моделей этих процессов и создание комплексных баз данных по эффективности различных методов в конкретных горно-геологических условиях.

1.2 Обзор и анализ известных технических решений гидромолотов

История развития гидравлических машин ударного действия представляет собой длительный процесс эволюции научных представлений и технических решений. Истоки теоретических основ ударного воздействия можно проследить еще в трудах античных мыслителей, однако систематическое изучение этого явления началось лишь в эпоху Возрождения. Галилео Галилей по праву считается одним из основоположников теории удара, хотя его экспериментальные установки, включая исследования процесса забивки свай, не позволяли получить полную количественную характеристику этого физического явления. Многолетние изыскания Галилея, изложенные в его работе "Discorsi", заложили фундамент для последующего развития механики удара [83].

Настоящий прорыв в создании гидравлических ударных механизмов произошел в 1970-х годах, когда группа советских ученых под руководством Ю.И. Нерозникова, О.Д. Алимова и С.А. Басова провела фундаментальные исследования в области теории силовых импульсных механизмов. Работы этих ученых, а также их коллег - И.А. Янцен, А.Ф. Кичигина, Г.В. Щепеткина и других - заложили научные основы для разработки современных гидравлических машин ударного действия. Особое значение имели исследования Л.С. Ушакова, В.А. Кравченко и Г.Г. Пивень, посвященные вопросам параметризации и математического моделирования импульсных гидроприводов [84,85,86,87].

Практическое применение гидроимпульсной техники в горном деле получило теоретическое обоснование в работах К.И. Иванова, М.С. Варича, В.И. Дусёва и В.Д. Андреева, изложенных в фундаментальном труде "Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых". Эти исследования позволили адаптировать гидроимпульсные технологии для условий горного производства, хотя вопросы конструктивного совершенствования ударных элементов, особенно их геометрических параметров, оставались недостаточно изученными.

В современном мире уже устоялось мнение о том, что наиболее простым и эффективным методом разрушения негабаритов крепких горных пород, как в

энергетическом плане, так и в экономическом является механический удар. Примитивным методом разрушения негабаритов является сброс негабарита с высоты, однако этот способ сопровождается значительным количеством недостатков. А применение гидромолотов наоборот наиболее перспективный способ без критичных недостатков.

Среди стран СНГ достаточно распространенное производство гидроимпульсного оборудования осуществляется только в России, и большинство компаний, предлагающих комплектующие, предусматривают внедрение импортного оборудования больше, чем их производство.

На сегодняшний день существует несколько отечественных производителей гидромолотов, среди которых: ГК «Традиция», Компания «РешкеРус», ОАО «Тверьтехоснастка», ООО «Златэкс» и множество зарубежных компаний, наиболее известные среди которых: Atlas Copco (Швеция), Крупп (Германия), Montabert (Франция), NPK (Япония), Ингерсолл-Рэнд (США), Раммер (Финляндия).

ГК «Традиция» - многопрофильный промышленный холдинг, производящий горное оборудование и их комплектующие, обслуживающий все существующие горные машины, горно-обоганительное и горнодобывающее оборудование, а также поставляющий импортное оборудование. Одним из основных позиций компании являются гидромолоты. На производственных мощностях Технопарка «Импульс» в Подмоскowie производятся гидромолоты «Импульс», а также частично локализовано производство и осуществляется полная мелкоузловая сборка гидромолотов «Delta» Южно-Корейского производителя Delta Engineering Group и «HammerMaster» Финского происхождения.

Гидромолоты серии «Импульс» (таблица 1.1) имеют модели малых и средних размеров, всего 6 моделей, отличающихся энергией удара и 14 модификаций, отличающихся типом горных машин, для которых они предназначены.

Гидромолоты серии «Delta F» и «Delta FX» отличаются тем, что гидромолоты нового поколения FX доработаны под суровые российские климатические условия.

Таблица 1.1 – Технические характеристики гидромолотов «Импульс» (составлено автором)

Серия	Impulse 100 classic	Impulse 120 classic	Impulse 150 classic	Impulse 300S classic	Impulse 500S classic	Impulse 600S classic
Модельный ряд						
Тип техники	Мини-экскаватор		Экскаватор-погрузчик		Экскаватор	
Масса базовой машины, т	3-6,5	4-9	5-10	9-18	16-26	28-40
Масса гидромолота, кг	275	325	800	1500		1670
Энергия удара, Дж	630	850	1210	2440	5290	7200
Частота ударов, уд. / мин.	800-1600	450-900	450-800	300-600		300-600
Диаметр пики, мм	68	75	105	135		150
Поток масла, л/мин	30-50	30-70	40-80	80-110	140-180	170-240
Рабочее давление, атм.	90-130		130-150		150-170	
					160-180	

Гидромолоты серии Delta FX оснащены шумозащитными корпусами в штатной комплектации, оснащены системой автоматической смазки, пыле-грязезащитными кожухами, защищающими прецизионную пару «цилиндр-боёк», ударный узел из высокопрочной шведской стали Hardox 500.

В линейке гидромолотов серии Delta в целом 49 моделей (таблица 1.2) от малых до больших размеров, 25 из которых относятся к модификации FX.

Таблица 1.2 – Диапазон параметров и технических характеристик гидромолотов «Delta» (составлено автором)

Серия	Delta F	Delta FX
Модельный ряд	F-2 Open – F-50S Box 	FX-2 – FX-50S 
Тип техники	Мини-экскаватор, экскаватор погрузчик, экскаватор	
Масса базовой машины, т	0,9 – 55	0,7 – 55
Масса гидромолота, кг	90 – 4607	70 – 4400
Энергия удара, Дж	360 – 13125	360 – 13125
Частота ударов, уд./мин	800-1400 – 250-450	600-1200 – 250-450
Диаметр пики, мм	40 – 175	38 – 180
Поток масла, л/мин	15-30 – 250-310	10-16 – 250-300
Рабочее давление, атм.	90-120 – 160-180	100-110 – 140-160

Гидромолоты HammerMaster также представлены в России Группой Компаний «Традиция». Линейка насчитывает 15 гидромолотов, отличающихся по размерам малые, средние, крупные и особо крупные, естественно они отличаются по энергии удара, модельный ряд: HM60, HM80, HM100, HM120, HM140, HM180, HM240, HM300, HM330, HM330HD, HM450, HM450HD, HM550HD, HM650HD, HM850HD. Буквы HD в названии обозначает усиленный корпус гидромолота. Для разрушения негабаритов преимущественно применяются гидромолоты средних (рисунок 1.12, а) и крупных размеров (рисунок 1.12, б), иногда особо крупные (рисунок 1.12, в).



а

б

в

Рисунок 1.12 – Гидромолоты HammerMaster: а - HM300, б - HM550HD, в - HM850HD (составлено автором)

Стоит отметить еще одного отечественного производителя гидромолотов ОАО «Тверьтехоснастка», которые производят 4 модели гидромолотов малых и средних размеров (таблица 1.3)

Таблица 1.3 – Характеристики гидромолотов ТверьТехОснастка (составлено автором)

Серия	НМ-120	НМ-230	НМ-330	НМ-440
Модельный ряд				
Масса экскаватора, т	2-8	6-13	13-18	18-26
Масса гидромолота, кг	150	350	750	1100
Энергия удара, Дж	500	1000	2400	3500
Частота ударов, уд. /мин.	720	540	360	270
Рабочее давление, атм.	?	?	?	≥158

Современный этап развития гидроимпульсной техники характеризуется возрастающим вниманием к вопросам энергоэффективности и надежности оборудования. Отечественные гидромолоты, несмотря на значительный научный задел, часто уступают зарубежным аналогам по показателям производительности и долговечности. Это обусловлено как технологическими ограничениями в производстве ключевых компонентов, так и недостаточной проработкой вопросов оптимизации геометрии ударных узлов. Особенно остро эта проблема

проявляется при работе с крепкими горными породами, где износ рабочих органов достигает критических значений за короткие промежутки времени.

Перспективным направлением применения гидромолотов является разрушение негабаритов, образующихся при буровзрывной отбойке горных пород. Экономические расчеты показывают, что такой метод по совокупности показателей эффективности превосходит альтернативные способы разрушения негабаритов. Однако современные геополитические реалии и колебания рынка промышленного оборудования, ярко проявившиеся во время кризиса 2020 года, диктуют необходимость развития собственных технологий производства гидроимпульсной техники [88,89,90]. Создание конкурентоспособных отечественных гидромолотов, не уступающих по характеристикам лучшим зарубежным образцам, является важной задачей для обеспечения технологической независимости российской горной промышленности.

Современные производители гидроимпульсной техники скрывают как коммерческую тайну, точные параметры элементов ударных узлов гидромолотов. Однако, согласно общедоступной информации, абсолютное большинство гидромолотов отечественных производителей, а также зарубежных производителей оснащены бойками цилиндрической формы условно-постоянного поперечного. Бойки обладают кольцевыми выступами и проточками высотой / глубиной 1-5мм, которые обеспечивают движение бойка в корпусе гидромолота при воздействии давления жидкости. Наиболее распространенные формы бойков представлены на рисунке 1.13 [91].



Рисунок 1.13 – Типовые формы бойков гидромолотов [2]

ГК «Традиция» как отечественный производитель, импортер и крупнейшая обслуживающая организация предлагает следующие 177 моделей бойков гидромолотов от самого лёгкого массой 5кг, до самого тяжелого порядка 200кг. Некоторые общедоступные параметры бойков гидромолотов представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Некоторые параметры бойков гидромолотов (составлено автором)

Боек	Delta F-3 (PISTON) (DF03B-0050)	Delta FX-15 (PISTON) (DFX15- A1807360)	Delta FX-45 (PISTON) (DFX45- A4006630)
Масса, кг	5	69	182
Диаметр ударного торца, мм	45	120	160
Форма			
Стоимость, руб.	29 120	178 560	320 050

К сожалению, лишь один производитель из всех открыто публикует массу бойка своих гидромолотов, однако нет информации о длине бойков и диаметров ступеней. Не смотря, на это можем однозначно констатировать, что не производятся бойки с формой отличной от цилиндрической (таблица 1.5).

Таблица 1.5 – Стандартный рабочий инструмент гидромолотов (составлено автором)

	Пика тупая – применяется при разрушении вулканических и скальных твёрдых горных пород.
	Пика конусная – применяется для разрушения крупных кусков камней. Минимизирует холостые удары.
	Пика клиновая – используется для разрушения негабаритов с плоскими поверхностями.
	Пика четырёхгранная – применяется для разрушения бетонных поверхностей.

Рабочий инструмент гидромолотов, его формы и методы повышения поверхностной прочности более интересны, нежели у бойков. Выбор рабочего инструмента, согласно его назначению, играет важную роль в достижении максимальной производительности процесса и в продлении срока службы рабочего инструмента. Существует 4 типовые формы стандартного рабочего инструмента гидромолотов (таблица 1.6).

Таблица 1.6 – Типы специального рабочего инструмента (составлено автором)

	Пика G-типа – данный тип рабочего инструмента позволяет подавлять пыль при помощи дополнительных каналов на наконечнике клина.
	Пика X-типа – данный тип рабочего инструмента позволяет подавлять пыль при помощи дополнительных каналов на наконечнике клина.
	Пика супер-тупая – обладает очень высокой стойкостью к износу на абразивных грунтах.
	Пика клиновья усиленная – применяется на мягких грунтах там, где рабочий инструмент может легко проникать в грунт.

К удивлению, большинство производителей публикуют информацию о параметрах рабочего инструмента, таких как масса, длина и диаметр. Для выявления соотношений необходимо указать информацию нескольких моделей одного производителя. Также выявлен факт того, что параметры рабочих инструментов производителя HammerMaster не изменяются в зависимости от типовых форм. То есть, данные, приведенные в таблицах 1.7, 1.8 соответствуют всем стандартным типовым формам рабочих инструментов.

Таблица 1.7 – Данные о пиках HammerMaster (составлено автором)

Пика для гидромолота	НМ 60	НМ 140	НМ 330	НМ 650	НМ 850
Диаметр, мм	70	115	150	190	210
Длина, мм	680	1020	1200	1490	1600
Масса, кг	18	76	151	303	380

Таблица 1.8 – Данные о пиках Delta (составлено автором)

Пика для гидромолота	Delta F-3	Delta FX-15	Delta FX-45
			
Диаметр, мм	45	120	160
Длина, мм	450	1100	1300
Масса, кг	5	84	180

Исходя из указанных выше параметров ударных узлов гидромолотов создана сводная таблица с указанием модели гидромолота, параметров рабочего инструмента, параметров бойка и габаритах разрушаемого куска горной породы (таблица 1.9). Данная таблица послужила основанием для подбора параметров экспериментальной установки и размеров ее элементов.

Таблица 1.9 – Сводная таблица параметров ударных узлов гидромолотов (составлено автором)

Гидромолот модель	Пика	Боек	Размеры негабарита крепкой горной породы
Delta F-3 (S)	$m = 5\text{кг}$ $d = 45\text{мм}$ $l = 450\text{мм}$	$m = 5\text{кг}$ $d_{\text{yt}} = 45\text{мм}$	450-700мм
Импульс 120 (S)	$m = 16,2\text{кг}$ $d = 68\text{мм}$ $l = 650\text{мм}$	$m = 15\text{кг}$ $d_{\text{yt}} = 68\text{мм}$	450-700мм
Delta F-5 (S)	$m = 17\text{кг}$ $d = 68\text{мм}$ $l = 650\text{мм}$	$m = 15\text{кг}$ $d_{\text{yt}} = 68\text{мм}$	450-700мм
Delta FX-15 (M)	$m = 84\text{кг}$ $d = 120\text{мм}$ $l = 1200\text{мм}$	$m = 69\text{кг}$ $d_{\text{yt}} = 120\text{мм}$	700-1800мм
Delta FX-35 (L)	$m = 153\text{кг}$ $d = 150\text{мм}$ $l = 1200\text{мм}$	$m = 136\text{кг}$ $d_{\text{yt}} = 150\text{мм}$	1800-3000мм
Delta FX-45 (XL)	$m = 180\text{кг}$ $d = 160\text{мм}$ $l = 1300\text{мм}$	$m = 182\text{кг}$ $d_{\text{yt}} = 160\text{мм}$	3000-5000мм

Исторический анализ показывает, что развитие гидроимпульсной техники прошло путь от первых теоретических изысканий Галилея до современных высокотехнологичных машин, однако потенциал для совершенствования, особенно в области оптимизации геометрии ударных элементов, остается значительным [92]. Решение этой задачи требует комплексного подхода, сочетающего фундаментальные исследования в области механики удара, прикладные разработки в области гидравлических систем и внедрение современных материалов и технологий производства.

Исторический процесс внедрения гидравлических машин ударного действия в различные отрасли промышленности демонстрирует удивительную адаптивность этого технологического решения к специфическим производственным условиям. Первые практические применения гидравлических ударных механизмов в горнодобывающей промышленности датируются серединой XX века, когда перед горными инженерами остро встала проблема эффективного разрушения крепких пород при проходке выработок [93]. Особенностью горного дела стало требование к компактности оборудования, способного работать в стесненных условиях подземных выработок, что стимулировало разработку специализированных перфораторных установок с гидроимпульсным принципом действия. Эти машины, первоначально создававшиеся для бурения шпуров, постепенно эволюционировали в мощные гидромолоты для разрушения негабаритов и подготовки горной массы к погрузке [94-95].

Адаптация гидроимпульсной техники для строительной отрасли происходила параллельно, но с учетом совершенно иных эксплуатационных требований. Строительные гидромолоты изначально разрабатывались как навесное оборудование для экскаваторов и другой дорожно-строительной техники, что определило их конструктивные особенности - большую мобильность, возможность быстрого монтажа/демонтажа и унификацию присоединительных узлов. Если в горном деле основной акцент делался на мощность и надежность, то в строительстве дополнительное значение приобрели

такие параметры как точность воздействия, минимальная вибрационная нагрузка на окружающие конструкции и возможность работы в городских условиях. Это привело к появлению специальных шумопоглощающих кожухов, систем виброизоляции и других особенностей строительных гидромолотов [96,97,98].

Особый интерес представляет эволюция гидроимпульсной техники для тоннелестроения, где требования к оборудованию сочетают в себе особенности как горного, так и строительного применения. Тоннельные гидромолоты должны были одновременно обеспечивать высокую мощность разрушения крепких пород, работать в условиях ограниченного пространства и минимизировать воздействие на обделку тоннеля. Это привело к созданию специализированных моделей с особым расположением гидроагрегатов, системами локального пылеподавления и возможностью работы в различных пространственных положениях. В современных тоннелепроходческих комплексах гидроимпульсные установки часто интегрированы в общую систему управления проходкой, что позволяет оптимально сочетать их работу с другими технологическими процессами.

Отраслевая специализация гидроимпульсной техники ярко проявилась в эволюции геометрии рабочих органов. Для горного дела были разработаны массивные клиновидные бойки, рассчитанные на максимальную передачу энергии в крепкие горные породы. Строительные гидромолоты получили более разнообразный набор сменных наконечников - от зубил для бетона до плоских штампов для уплотнения грунта. В тоннелестроении особое распространение получили комбинированные инструменты, сочетающие ударное и вращательное движение для эффективного разрушения разнородных горных массивов. Эти отраслевые различия в подходах к конструированию ударных узлов представляют значительный интерес для исследования возможностей оптимизации ударных узлов гидромолотов.

Также стоит отметить, что данная тематика имеет медицинское направление, так как вибрации могут оказывать негативное воздействие на людей. То есть при проектировании оборудования, которым непосредственно

будут управлять люди, стоит в первую очередь позаботиться о их безопасности, и только затем думать о повышении энергоэффективности.

Согласно исследованиям ученых исследователей [91,95,99,100,101], была сформулирована идея того, что изменение геометрии ударяющего элемента в конструкции гидравлических ударных машин, способно повлиять на их эффективность, снижение вибраций. Но данная задача не проста, тем что наружная поверхность ударников обязательно должна иметь цилиндрическую форму, и одной из основных задач диссертации является поиск, анализ и апробация наиболее целесообразных конструкций ударных узлов гидромолотов.

История развития гидроимпульсной техники содержит немало примеров ошибочных конструкторских решений, анализ которых позволяет избежать повторения ошибок. Одной из распространенных проблем моделей 1960-70-х годов было использование неподходящих материалов для ударных узлов. Попытки применять высокоуглеродистые стали без должной термообработки приводили к быстрому появлению усталостных трещин и разрушению ударных узлов уже после 20-30 тысяч циклов нагружения.

Другим характерным просчетом было игнорирование вопроса виброизоляции в первых промышленных гидромолотах. Конструкторы 1970-х годов часто недооценивали влияние вибраций на базовую машину, что приводило к ускоренному износу узлов экскаваторов и погрузчиков. Особенно показателен случай с моделью ГМ-4 (1978г.), где вибрации достигали 12 м/с^2 , что превышало допустимые нормы в 2,5 раза и вызывало разрушение крепежных узлов уже через 500-600 часов работы.

Ошибочным оказался и подход к унификации гидромолотов в 1980-х годах, когда пытались создать "универсальный" гидромолот для всех типов работ [102]. Практика показала, что оборудование для разрушения негабаритов в карьерах требует принципиально иных параметров, чем, например, для строительных работ или разрушения бетона. Этот опыт привел к современному принципу специализации гидроударного оборудования.

Особые проблемы возникали при попытках переноса пневмоударных решений на гидромолоты без учета особенностей рабочей жидкости. Многочисленные случаи кавитационного разрушения клапанов в 1990-х годах обосновали необходимость специальных расчетов для гидросистем.

Современный этап развития гидроимпульсной техники характеризуется активной цифровизацией всех аспектов работы оборудования. Ведущие производители внедряют системы адаптивного управления, которые в реальном времени анализируют параметры удара (скорость, ускорение, давление) и автоматически корректируют работу гидросистемы для оптимального энергопередачи. Например, последние модели Atlas Copco оснащены системой Automatic Power Regulation, которая увеличивает ресурс оборудования на 25-30% [103,104].

Системы автоматического контроля стали неотъемлемой частью современных гидромолотов. Датчики вибрации, температуры и давления, объединенные в единую диагностическую систему, позволяют прогнозировать остаточный ресурс узлов и предотвращать катастрофические отказы. Интересное решение предложила компания Montabert в своей серии НС, где реализован непрерывный мониторинг состояния гидравлической жидкости с автоматическим определением степени ее загрязнения.

Перспективные направления исследований сосредоточены в нескольких областях. Во-первых, это разработка новых композитных материалов для ударных элементов, сочетающих высокую твердость рабочей поверхности с вязкостью основы. Во-вторых, создание гибридных систем, сочетающих гидроударное и другое воздействие (например, вращательное или термическое). В-третьих, развитие технологий промышленного интернета вещей для гидроударного оборудования, позволяющих интегрировать его в единые системы управления горными или строительными работами.

Особое внимание уделяется энергоэффективности. Новые разработки, такие как система рекуперации энергии обратного хода в гидромолотах Sandvik, позволяют сократить энергопотребление на 15-20%. Ведутся исследования по

использованию аккумуляторов давления для сглаживания пиковых нагрузок на гидросистему базовой машины [105].

Гидромолоты Delta серии FX (FX-3 ÷ FX-10S) (рисунок 1.14) представляют собой современные гидравлические ударные механизмы с золотниковым распределением рабочей жидкости. Их работа основана на сложном взаимодействии гидравлических и механических компонентов, обеспечивающем высокую эффективность преобразования энергии жидкости в ударное воздействие.

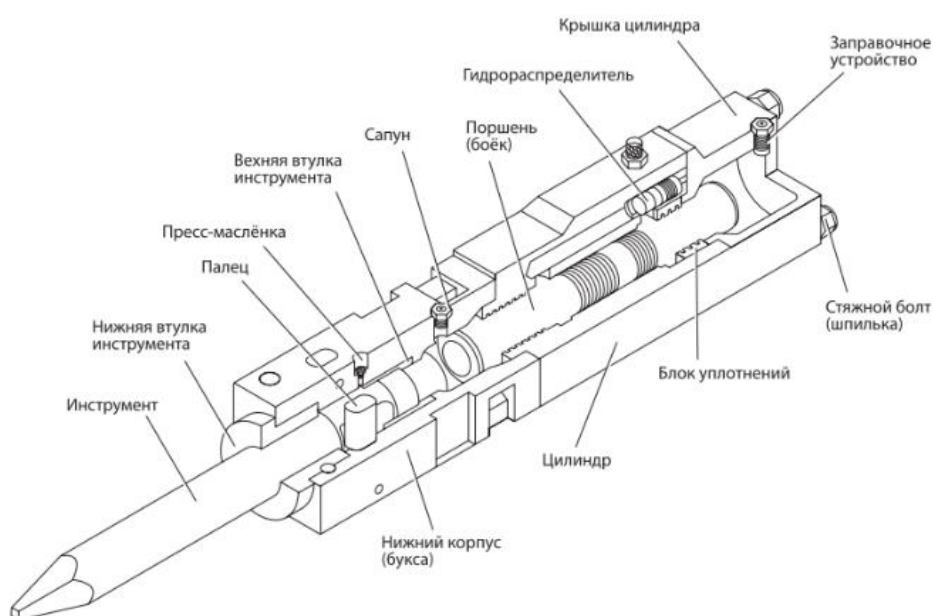


Рисунок 1.14 – Схема гидромолота [105]

Такая схема обеспечивает стабильную работу гидромолота при частоте ударов от 600 до 1200 в минуту (в зависимости от модели) и позволяет развивать энергию удара до 1800 Дж в топовых модификациях серии FX.

Гидромолоты Delta серии FX (модели FX-15S ÷ FX-50S) (рисунок 1.15) представляют собой современные высокопроизводительные ударные механизмы, предназначенные для разрушения особо крепких горных пород.

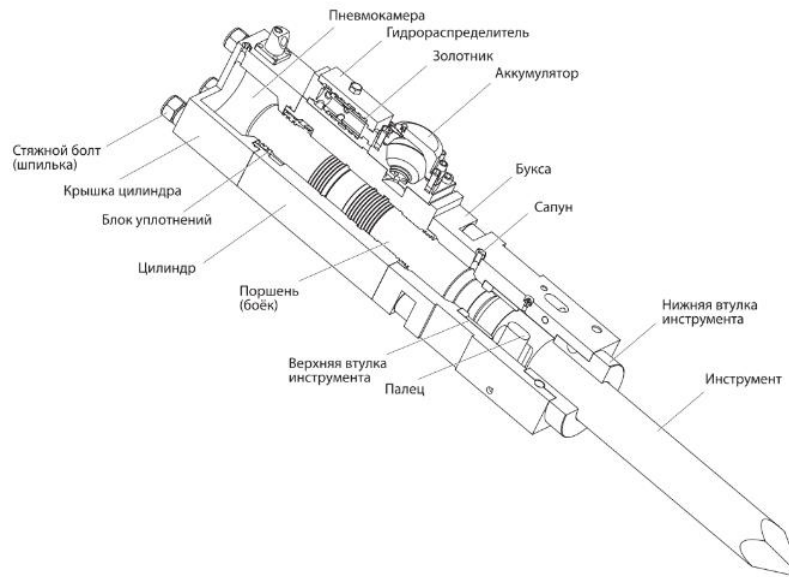


Рисунок 1.15 – Гидромолот [105]

Современные стандартные конструкции гидромолотов (рисунок 1.16) сочетают в себе комбинацию ударных узлов и блоков управления различных масс, габаритов и давлений. Ударный узел - по сути цилиндрический корпус, по которому возвратно-поступательно совершает движения поршень-боек гидромолота под воздействием давления в гидравлической системе. Движение бойка по корпусу гидромолота сопровождается поочередным открытием и закрытием каналов с рабочей жидкостью, соединяющих ударную систему и систему гидрораспределения (гидроаккумулятором). Поршень-боек под действием давления жидкости, подаваемой от внешней насосной установки, движется с ускорением в направлении рабочего инструмента и наносит удар по его торцу. В момент удара энергия, накопленная бойком при разгоне, формирует в инструменте импульс упругой деформации, который передается через пик разрушаемому объекту.

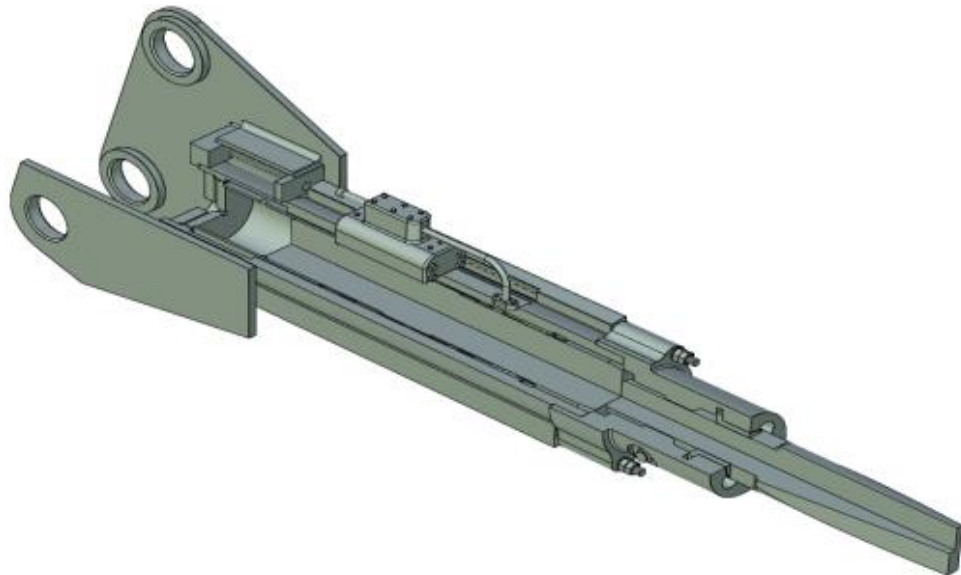


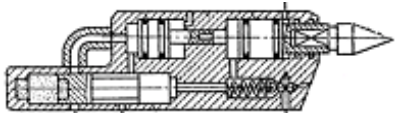
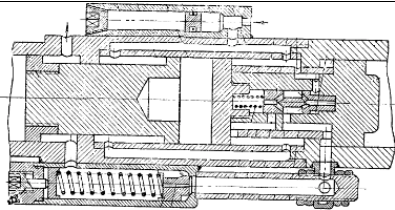
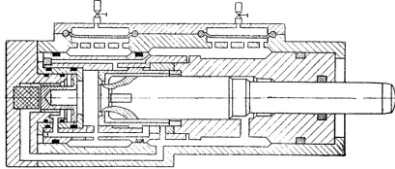
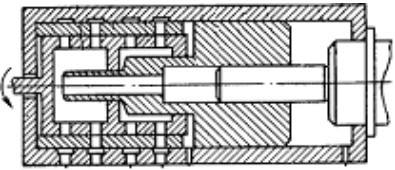
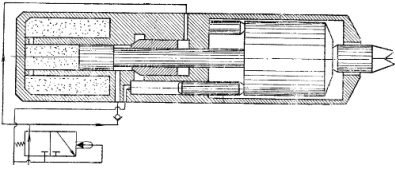
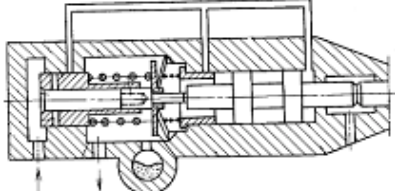
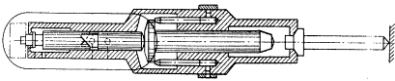
Рисунок 1.16 – Типовая модель гидромолота [1]

При анализе известных технических решений гидромолотов (таблица 1.10) и методов их конструирования для определения принципиальных направлений исследований совершенствования гидромолотов, связанных с подтверждением рациональных геометрических параметров элементов ударного узла и генерируемых ими импульсов.

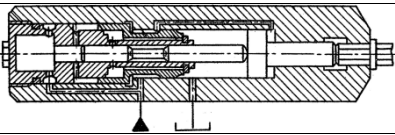
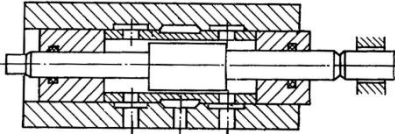
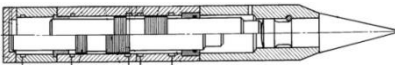
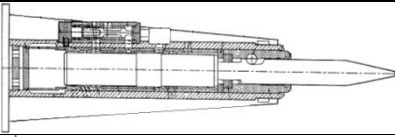
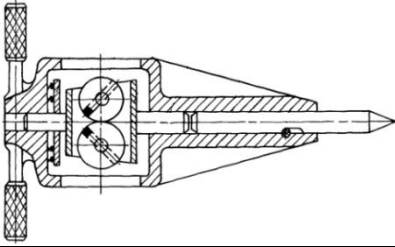
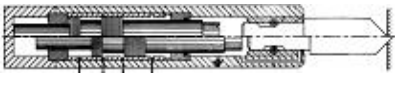
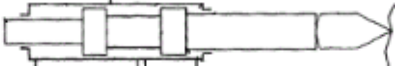
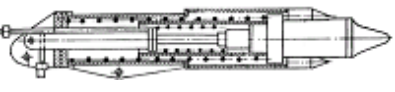
Комплексный анализ исследований в области гидроимпульсной техники, а также конструкций гидромолотов с точки зрения идей авторов позволил определить основные методы повышения производительности процессов разрушения крепких горных пород с применением гидромолотов, пользуясь которыми можно классифицировать основные направления совершенствования гидромолотов.

Изобретения под номерами 3, 6, 8, 9, 15, 21-26 можно сгруппировать по одному направлению под названием совершенствование гидравлической системы гидромолотов, в частности узлов, обеспечивающих повышение эксплуатационных условий, надежный запуск, возвратно-поступательное движение и остановку основных элементов ударной системы [105].

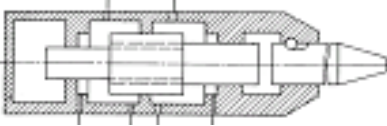
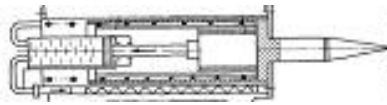
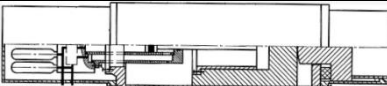
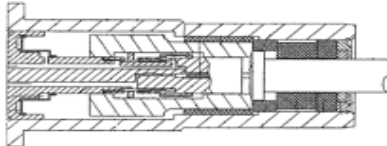
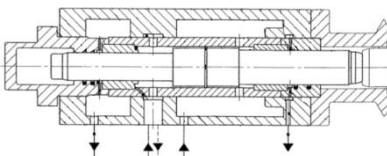
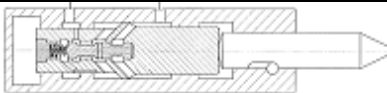
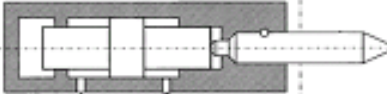
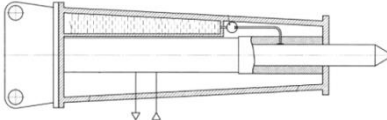
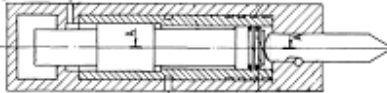
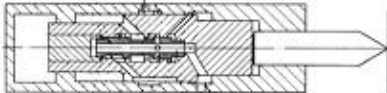
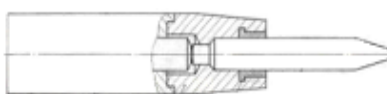
Таблица 1.10 – Известные технические решения гидромолотов [1]

№	Название, номер патента или авторского свидетельства	Авторы	Даты приоритета; опубликования	Схема
1	Исполнительный орган струга, №420774	Кичигин А.Ф., Лазуткин А.Г., Атаманов В.Ф., Крупник В.С., Игнатов С.Н., Бабкин В.Ф.	20.01.1969; 25.03.1974.	
2	Гидравлическое ударное устройство, №361866	Кичигин А.Ф., Ешуткин Д.Н., Кретов Б.П., Гольцов Г.А., Смирнов Ю.М.	16.11.1970; 13.12.1972.	
3	Гидравлический молоток, №348723	Чугунов В.Д., Игнатьев В.М., Борисенко Л.П., Григорьев В.К.	02.11.1971; 23.08.1972.	
4	Гидравлическое ударное устройство, №466322	Лазуткин А.Г., Щепеткин Г.В., Павлов А.С., Эпов Г.К., Лурье И.Ф., Оноцкий М.И., Румянцев Р.А.	26.04.1972; 05.04.1975.	
5	Гидродвигатель ударного действия, №443209	Лазуткин А.Г., Колено В.В., Щепеткин Г.В., Митусов А.А., Ушаков Л.С., Хамидулин Ф.Ф., Нижник И.В., Пак А.Ф.	02.01.1973; 15.09.1974.	
6	Гидравлический ударный механизм, №537803	Белов В.С., Доценко В.Ф., Зверев М.Ф., Александров Е.В., Соколинский В.Б.	27.05.1975; 05.12.1976.	
7	Гидравлический молоток, №679728	Борисенко Л.П., Кудряков М.Н., Попов Г.Г., Рашкеев Н.А., Семикозов В.Ф., Страмнов В.С., Черноусов А.В., Чугунов В.Д., Шварцер Р.Х.	07.04.1977; 15.08.1979.	

Продолжение таблицы 1.10

№	Название, номер патента или авторского свидетельства	Авторы	Даты приоритета; опубликования	Схема
8	Гидроударное устройство, №1221338	Пивень Г.Г., Кобылянский В.Л.	25.09.1984; 30.03.1986.	
9	Устройство ударного действия, №1293328	Колесаев М.Б.	01.10.1985; 28.02.1987.	
10	Гидромолот, №2010917	Комаров В.М., Дмитревич Ю.В., Кадошкин В.В., Френкель Б.Е., Гречушкин Б.А., Овчинников Н.П., Арефьев Ю.П., Кострубин Ю.Г., Беликов А.П., Тихонов Ю.Н.	08.07.1992; 15.04.1994	
11	Гидромолот №6579	Акулов А.П., Кившар В.Я., Костин Ю.Ю.	12.09.1997; 16.05.1998.	
12	Гидромолот, №2142037	Комаров С.С., Комаров А.С.	10.03.1998; 27.11.1999.	
13	Гидромолот, №17051	Дмитревич Ю.В., Мушкатеров А.В., Серилов В.В., Серопян Г.В.	17.10.2000; 10.03.2001.	
14	Гидромолот, №2209879	Кувшинов В.А.	10.04.2001; 10.08.2003.	
15	Гидравлическая ударная машина (варианты), №2230189	Голдобин В.А., Городилов Л.В., Пашина О.А.	05.11.2002; 10.06.2004.	
16	Молот МАА для разрушения негабаритов горных пород, №2237808	Мельников А.В.	28.11.2002; 10.10.2004.	

Продолжение таблицы 1.10

№	Название, номер патента или авторского свидетельства	Авторы	Даты приоритета; опубликования	Схема
17	Устройство ударного действия, №2265721	Гусельников М.М.	31.05.2004; 10.12.2005.	
18	Способ взвода, разгона и нанесения удара снарядом и устройство для его осуществления при разрушении различных материалов, №2291298	Мельников А.В.	19.01.2005; 10.01.2007.	
19	Гидромолот, №2333317	Кувшинов В.А., Ермолаев В.М.	01.02.2006; 10.09.2008.	
20	Гидравлический отбойный молоток, №2449882	Конечник Ш.	08.07.2008; 10.05.2012.	
21	Гидравлическое устройство ударного действия, №2580112	Седлер И.К.	12.11.2014; 10.04.2016.	
22	Гидромолот, №2623159	Кириллов К.Г.	04.03.2016; 27.06.2017.	
23	Гидромолот, №188777	Кириллов К.Г.	06.07.2017; 23.04.2019.	
24	Гидромолот, №179050	Кириллов К.Г.	21.08.2017; 25.04.2018.	
25	Гидромолот, №2695396	Кириллов К.Г.	06.09.2017; 23.07.2019.	
26	Гидромолот, №190560	Кириллов К.Г.	14.12.2017; 03.07.2019.	
27	Гидромолот, №210643	Кириллов К.Г.	05.11.2020; 25.04.2022.	

В их число относят, к примеру, упругие части, установленные в рабочей камере гидромолота, которые стабилизируют рабочий процесс и гарантируют эффективный пуск молота; буферные устройства ограничения хода плунжера; золотник, выполненный с особой расточкой, позволяющей образовать управляющую гидравлическую камеру и др. Внедрение таких элементов в систему гидромолота обеспечивает в том числе перераспределение жидкости таким образом, что оказывает непосредственное положительное влияние на КПД устройства [105].

Одной из основных задач, решаемых в патентах под номерами 1, 5, 7, 12, 14, 18 (таблица 1.10), является создание или совершенствование системы регулировки параметров ударов, наносимых гидромолотами, их частоты, силы, скорости. Данный вопрос решался посредством внедрения механизмов, позволяющих осуществлять необходимые виды ударных нагрузок и управлять параметрами работы ударных машин, что выражается в снижении энергозатрат и расширения областей применения машины. Примерами подобных средств являются мультипликаторы давления, подпружиненные золотники и различные дроссельные отверстия [105].

Очередной наиболее часто решаемой задачей в анализируемых изобретениях является задача повышения надежности и ремонтпригодности гидромолотов. В этом направлении известными являются следующие решения – № 11, 13, 16, 17, 23-25, 27 в таблице 1.10. Сущность данных решений заключается в повышении износостойкости деталей машины, в их защите от механических повреждений путем монтажа различных защитных кожухов и втулок, и в обеспечении благоприятных режимов работы [105].

Среди представленных в таблице 1.10 изобретений и полезных моделей наименьшее количество разработок выполнено на основе эффекта влияния геометрии элементов ударных узлов.

Например, в гидроударном устройстве (№4, таблица 1.10) боёк выполнен с дифференциальным сквозным отверстием, в большей ступени которого располагается плунжер, образующий вместе с отверстием камеру холостого хода,

что позволяет упростить конструкцию. При этом авторы не обосновывают, как такой вариант исполнения бойка повлияет на эффективность самого устройства. Почти аналогичная ситуация прослеживается, в сущности изобретения, показанного под номером 10 в таблице 1, в котором с целью повышения надежности и ресурса гидромолота устанавливается соотношение длины поршня-бойка и расстояния от торцевой крышки корпуса до рабочего инструмента, что исключает вероятность удара бойка по самому корпусу, но не оказывает влияния на производительность. Одним из отличающихся среди представленных в таблице 1 является изобретение под номером 19, задачами разработки которого были максимально возможное уменьшение габаритной длины гидромолота, снижение себестоимости и повышение долговечности гидроцилиндра. С точки зрения геометрии ударной массы отличительным признаком этого устройства является центральное отверстие поршня, при этом необходимость его выполнения авторы никак не связывают с эффективностью ударного воздействия [106].

Следующим отличительным признаком анализируемых конструкций является проблема устранения импульса отдачи, т.е. отраженной ударной волны, которая носит разрушительный характер для самой машины, создавая дополнительную нагрузку на гидравлическую систему, привод, гидроаккумуляторную полость и на торцевую поверхность крышки, в результате чего происходит быстрая выработка ресурса оборудования или возникает поломка [105,106].

Согласно изобретению №2 (таблица 1) основным недостатком гидромолотов является большая величина усилия отдачи в период разгона поршня-бойка аккумулятором. И с целью снижения данного усилия переливная полость поршня-бойка была соединена со сливной магистралью, а напорные его полости были связаны между собой и с сетевым гидроаккумулятором, при постоянном поперечном сечении указанных полостей. Также в изобретении №20 (таблица 1) снижение отраженного импульса силы было одной из сопутствующих целей при решении таких задач, как обеспечение осевой прочности рабочего инструмента или защита рабочей жидкости от перегрева.

Постановка новых задач исследования и совершенствования конструкций гидромолотов применяемых в горном деле

Анализ известных конструктивных исполнений гидравлических машин и механизмов ударного действия позволил установить основные задачи в рамках проблемы совершенствования устройств такого типа, решение которых позволит повысить эффективность разрушения горных пород при дроблении негабарита.

1. Анализ и обобщение исследований процесса взаимодействия рабочего инструмента гидромолота с породой при ударном нагружении.

Основным направлением совершенствования средств добычи и переработки твердых полезных ископаемых является разработка высокопроизводительных машин с учетом современных достижений науки и техники в области установления рациональных способов разрушения породного массива. Наиболее эффективных для разрушения горных пород высокой крепости является ударный способ воздействия. Решению вопросов, посвященных изучению механизма разрушения породы ударом, закономерностей дробления негабарита при импульсном нагружении, динамики процесса взаимодействия инструмента с породой посвящен ряд как классических работ Е.В. Александрова, О.Д. Алимова, Л.И. Барона, Л.Т. Дворникова, К.И. Иванова, так и современных ученых.

Эффективность работ по разрушению негабаритов горных пород зависит от многих факторов: размеров, формы и структуры, крепости и твердости, абразивности материала негабарита, положения его в пространстве, энергии удара гидромолота, места его установки, геометрических параметров расположения рабочего инструмента относительно разрушаемого объекта. С этой точки зрения обобщение известных работ и построение математической модели, учитывающей взаимозависимость названных элементов технологического процесса дробления, позволит находить оптимальные способы и режимы импульсного воздействия, обеспечивающие наиболее выгодные по производительности, энергозатратам, запыленности и сортности условия.

2. Выбор и обоснование геометрических параметров элементов ударного узла гидромолота, соответствующих оптимальному импульсному воздействию,

согласованному с физико-механическими характеристиками разрушаемого объекта.

Научно обоснованный подбор форм и размеров деталей гидравлических импульсных машин, обеспечивающих энергоэффективное отделение кусков горной породы от массива, должен быть основан на изучении процессов генерирования, распространения и реализации ударных импульсов в системе машины. Рассматриваемая ударная система должна содержать минимум три элемента – ударяющее тело (поршень-боек), рабочий инструмент (пика), разрушаемая среда. Сравнительный анализ не только приведенных в настоящей работе частных решений конструкций гидромолотов, но и всех запатентованных различными учеными и конструкторами гидравлических ударных устройств, свидетельствует о том, что лишь в некоторых из найденных разработок решалась задача повышения эффективности ударного процесса за счет рационализации геометрических параметров элементов ударного узла машины. При этом, как правило, оценивали энергию удара гидромолота лишь кинетической энергией бойка, запасенной перед его соударением с рабочим инструментом. Однако кинетическая энергия бойка в процессе прохождения через элементы ударной системы претерпевает потери, обусловленные целым рядом различных факторов, главным из которых является геометрия соударяющихся тел. Повышение производительности машин и механизмов ударного действия невозможно без учета особенностей динамических ударных процессов. Варьирование формы ударника оказывает прямое влияние на амплитуду и длительность импульса, изменение которых неизбежно происходит при распространении волны по инструменту гидромолота вследствие влияния его геометрических характеристик и внутренних сопротивлений материала. Очевидно, что влияние на производительность будет оказывать и форма рабочей части инструмента, которой он непосредственно взаимодействует с разрушаемым объектом. Лишь при определенных сочетаниях геометрических параметров соударяющихся тел обеспечивается создание в системе ударного импульса, который бы соответствовал силам сопротивления породы внедрению инструмента. Таким

образом, отыскание и обоснование форм и размеров элементов ударной системы гидромолота, позволит не только повысить КПД машины, но и обеспечит устранение или существенное уменьшение таких нежелательных явлений, сопровождающих работу по разрушению породы ударными воздействиями, как отраженная волна деформации, шум, вибрация, чрезмерное изнашивание.

3. Отыскание и анализ технического решения конструктивного исполнения поршень-бойка гидромолота, беспрепятственно встраиваемого в его цилиндрический корпус, с обеспечением генерирования в рабочем инструменте ударного импульса, соответствующего силам сопротивления породы разрушению.

Все показанные и найденные технические решения конструкций гидромолотов включают в себя элементы ударных узлов самой простой геометрической формы, цилиндрической, признанной в теории удара наименее эффективной. Тем не менее, несмотря на этот доказанный факт, в гидромолотах по сей день используются ударники, геометрия которых представляет собой ступенчатый цилиндрический цилиндр с мало отличающимися по величине диаметрами ступеней. Вполне очевидно, что встраивание в ударную систему гидромолота бойка с более сложной (например, криволинейной) образующей боковой поверхности ограничивается конструктивными особенностями и принципом работы машины. В этой связи вполне актуальными представляются попытки отыскания и обоснования конструктивных решений ударников, которые бы, обладая простой цилиндрической формой внешней боковой поверхности, обеспечивали ударный импульс, наиболее эффективно соответствующий свойствам разрушаемого объекта.

4. Проведение экспериментальных исследований по подбору параметров соударяющихся элементов и режимов импульсного воздействия, обеспечивающих энергоэффективное дробление крепких горных пород.

Для получения качественной и количественной оценки новых технических решений элементов гидромолота, разрабатываемых с учетом эффекта влияния геометрических параметров их ударных узлов, естественно необходимо

проведение серии физических экспериментов. Чтобы обеспечить стабильное разрушение негабаритов горных пород, необходимо определение соответствующих этому требованию эксплуатационных характеристик гидромолота, таких, как энергия удара, которая может быть установлена при изменении массы и предударной скорости поршень-бойка; место установки рабочего инструмента на разрушаемом объекте, а также направления воздействия. Названные параметры будут определяться в зависимости от геометрии соударяющихся тел, в том числе предлагаемых авторами.

1.3 Эффект влияния геометрической формы элементов ударной системы гидромолота на его эффективность

1.3.1 Влияние геометрической формы соударяющихся тел на результативность ударного процесса

Гидравлическая дробильная установка ударного действия для разрушения крупных фрагментов горных пород конструктивно представляет собой ударный механизм, состоящий из системы «поршень-ударник – исполнительный орган (наконечник) – обрабатываемый каменный массив».

Подробное описание принципа действия гидромолота приведена на рисунке 1.17. Гидропривод преобразует энергию жидкости в механическое движение, создавая возвратно-поступательные колебания ударного поршня.

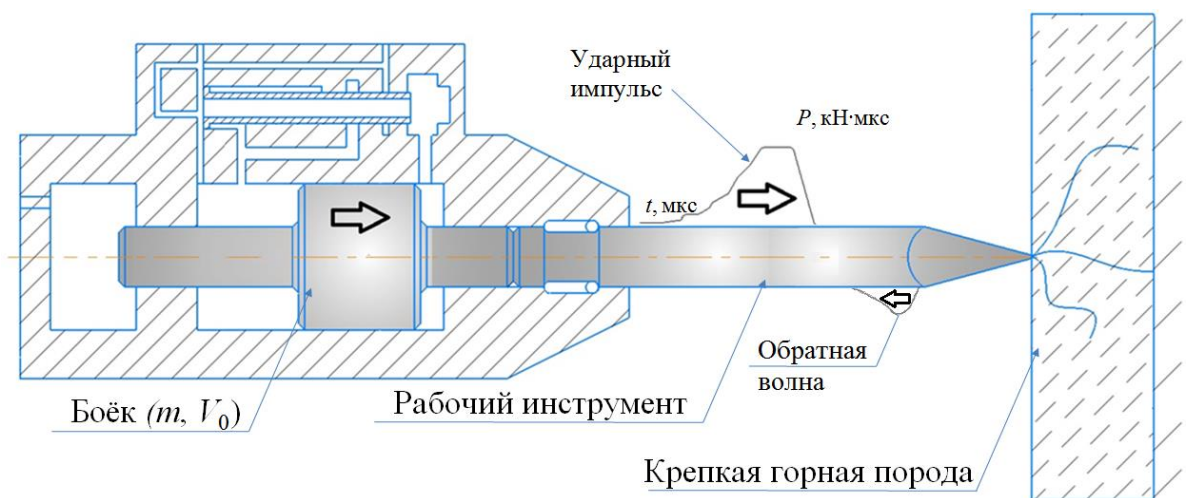


Рисунок 1.17 – Схема ударной системы гидромолота (составлено автором)

При достижении крайней точки траектории ударная поверхность поршня взаимодействует с приемной частью рабочего наконечника. Этот разрушающий элемент выполнен в форме цилиндрического стержня с заострённым окончанием, которое может иметь конусообразную, пирамидальную или клиновидную форму. В рамках данного исследования основное внимание уделено клиновидной модификации рабочего инструмента. В результате соударения кинетическая энергия бойка переходит в полезную энергию продольных колебаний рабочего инструмента. В роли потерь в данном случае выступает преобразование части кинетической энергии бойка и рабочего инструмента в тепловую энергию в результате их трения в корпусе гидромолота. Рабочий инструмент испытывает продольные волновые возмущения, известные как падающая ударная волна.

Характеристики ударного воздействия – его интенсивность и временной интервал – определяются физическими свойствами материалов, конфигурацией и размерами элементов системы. Под влиянием ударной волны исполнительный элемент перемещается к массиву горной породы, осуществляя разрушение за счет внедрения в материал на определенную глубину h . Такое линейное проникновение рабочего инструмента служит одним из критериев эффективности разрушения крепкой горной породы. Также одним из основных критериев оценки эффективности разрушения горных пород является коэффициент передачи энергии (КПЭ) ударного импульса разрушаемой горной породе.

В результате соударения рабочего инструмента с обрабатываемой горной породой довольно большая часть сгенерированной бойком кинетической энергии возвращается по рабочему инструменту в ударную систему гидромолота, её называют отраженной волной (рисунок 1.18).

Исследования процессов ударного воздействия входит в перечень важнейших задач теории механики, они связаны с оценкой происходящих изменений в обрабатываемых телах при наложении к ним интенсивных импульсных нагрузок. Подобные нагрузки возникают повсеместно, при эксплуатации зданий и сооружений, различных механизмов, агрегатов, оборудования и приборов.

Моделирование ударных систем гидромолотов требует решения задач о формировании и продвижении ударного импульса по рабочему инструменту в результате нанесения удара бойком по рабочему инструменту, а также о переходе ударной энергии в работу разрушения горной массы в результате проникновения острия рабочего инструмента в породу. Аналитическое исследование данной проблемы дает возможность вычислить действующие нагрузки в ударном механизме и смоделировать распределение напряжений в компонентах ударного блока. Это необходимо для оценки прочностных характеристик элементов и определения эффективности работы оборудования.

При соударении ударника с рабочим инструментом кинетическая энергия T преобразуется в энергию ударной волны E_1 . Часть этой энергии E_2 в форме отраженного импульса распространяется в обратном направлении - от режущей кромки к приемному торцу инструмента, а затем через ударную поверхность передается всей системе. На разрушение породы расходуется лишь энергия E_3 , которая является частью начальной энергии, а часть энергии E_4 переходит в породу и рассеивается в массиве (рисунок 1.18).

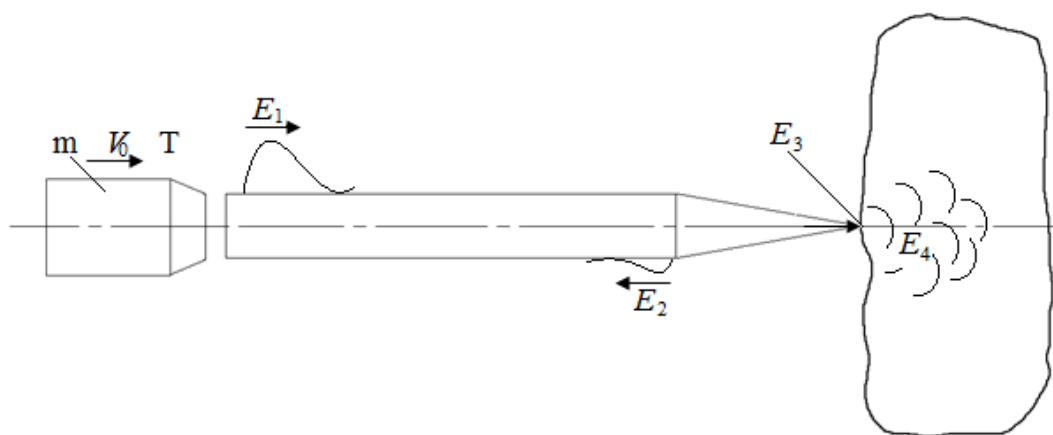


Рисунок 1.18 – Распределение предударной энергии бойка гидромолота
(составлено автором)

Кинетическая энергия ударной системы, приведенной на рисунке 1.21 определяется следующим выражением (1.2):

$$T = \frac{mV_0^2}{2}, \quad (1.2)$$

где m – масса бойка, V_0 – предударная скорость движения бойка.

А коэффициент полезного действия ударной системы определяется по формуле (1.3):

$$\eta' = \frac{E_3}{T}. \quad (1.3)$$

Непосредственно энергию, израсходованную на разрушение породы E_3 , прямо определить нельзя, в этой связи энергоэффективность ударных процессов оценивается не коэффициентом полезного действия η' (1.4), а коэффициентом передачи энергии η ударного импульса (1.4).

$$\eta' = \frac{E_1 - E_2}{E_2}. \quad (1.4)$$

Энергия ударной волны E_1 соответствует прямому импульсу, тогда как E_2 представляет собой энергию отражённого импульса. Показатель эффективности передачи энергии (КПЭ) служит ключевым индикатором энергетической эффективности ударного механизма.

Важное открытие в области ударной динамики было сделано советским учёным, профессором Александровым Е.В., и официально зарегистрировано 19 марта 1964 года. Его работы заложили фундамент современной теории ударных процессов. Сформулировано открытие следующим образом:

«При упругом ударе коэффициент передачи энергии зависит от отношения масс соударяющихся тел до определенного критического значения этого отношения, которое определяется конфигурацией соударяющихся тел.

При дальнейшем увеличении отношения масс соударяющихся тел коэффициент передачи энергии определяется уже не отношением действительных масс, а лишь критическим значением этого отношения.

При упругом ударе коэффициент восстановления определяется формой и массой соударяющихся тел, а также степенью рассеяния энергии в них».

Исследования [105,106,107,109] демонстрируют, что показатель энергетических потерь при ударе (коэффициент восстановления) в первую очередь определяется геометрическими параметрами взаимодействующих

элементов. Дополнительные экспериментальные данные свидетельствуют о влиянии скорости столкновения на величину этого коэффициента. Иначе говоря, каждой конкретной ударной системе соответствует свой коэффициент восстановления, определить который можно построив и испытав эту систему. Но в таком случае расчеты оказываются уже излишними.

Разработка теоретической модели для расчёта коэффициента восстановления становится необходимой задачей, поскольку требуется учитывать не только физико-механические характеристики материалов, но и геометрические параметры взаимодействующих элементов, а также их относительные скорости перед ударом. Этот коэффициент служит важным индикатором, количественно отражающим потери кинетической энергии в процессе соударения. Однако для точного математического описания таких энергетических потерь принципиально важным является понимание их физической природы, так как без этого невозможно построить корректную расчётную модель.

В классической механике удара принята чёткая терминологическая система, классифицирующая удары по величине коэффициента восстановления: при значении равном единице удар считается абсолютно упругим, при нулевом значении - абсолютно неупругим, а все промежуточные случаи относятся к частично упругим ударам. Альтернативная терминология предлагает использовать понятия упругого, упругопластического и пластического удара, что полностью охватывает все возможные варианты механического взаимодействия при соударениях. При этом термин "пластичный" является полным синонимом понятия "неупругий" в данном контексте. Такая классификация особенно важна для инженерных расчётов ударных систем, где необходимо точно прогнозировать энергетические потери и поведение материалов при динамических нагрузках. Геометрическая форма элементов ударной системы гидромолота является фундаментальным фактором, определяющим его рабочие характеристики. С точки зрения механики ударного взаимодействия, форма контактирующих поверхностей непосредственно влияет на процесс передачи энергии от бойка к разрушаемому материалу. Теория ударного взаимодействия твердых тел (Johnson,

1985) показывает, что геометрия контакта определяет распределение напряжений, глубину зоны пластических деформаций и характер волновых процессов в системе.

1.3.2 Анализ закономерностей внедрения инструмента рабочего гидромолота в горные породы

Одним из главных факторов, регламентирующих конструкцию и параметры гидромолотов, применяемых для разрушения негабаритов крепких горных пород считаются характеристики разрушаемой горной породы. Определение физико-механических характеристик разрушаемой горной породы, влияющих на эффективность ударного разрушения, является основным требованием для достоверного решения проблемы совершенствования ударных узлов гидромолотов.

Обязательным условием рационального проектирования ударных систем является знание механизма разрушения обрабатываемой породы и в первую очередь зависимостей, объединяющих силу сопротивления крепкой горной породы и характер внедрения в нее рабочего инструмента гидромолота, то есть характеристики «сила – внедрение». Проведены многочисленные исследования, на основе объединения результатов которых можно обоснованно определить закономерности процессов ударного разрушения горных пород.

Многочисленные экспериментальные исследования подтвердили существование устойчивой взаимосвязи между прилагаемым усилием и степенью проникновения инструмента в материал. Эта зависимость, известная как "сила-внедрение", демонстрирует практически линейную характеристику - с увеличением нагрузки пропорционально возрастает глубина погружения исполнительного органа.

В ходе научных изысканий Р. Саймон установил, что данная зависимость имеет кусочно-линейный характер. Ученый проводил эксперименты, измеряя глубину проникновения инструмента при динамическом нагружении его приемной части, и представил результаты в виде интервально-линейной функции

(рисунок 1.19). Математическая обработка полученных данных позволяет аппроксимировать эту зависимость прямой линией с постоянным углом наклона, что свидетельствует о линейном характере роста глубины внедрения при увеличении прикладываемой силы.

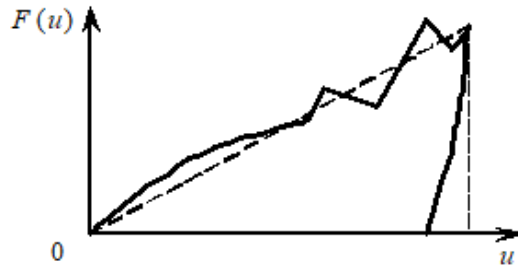


Рисунок 1.19 – Зависимость сила – внедрение по Р. Саймону [30]

Продолжая исследования в этой области, А.В. Лисовский в своих работах экспериментально подтвердил линейный характер зависимости "сила-внедрение" при взаимодействии рабочего инструмента с твердыми горными породами. Полученные ученым результаты (рисунок 1.20) демонстрируют, что на начальном этапе внедрения эта зависимость с высокой точностью описывается линейной функцией. Лисовский предложил аналитическое выражение данной закономерности (1.5), которое может быть представлено в виде:

$$F(u) = k \cdot u, \quad (1.5)$$

где $F(u)$ – сила сопротивления горной породы, u – глубина внедрения рабочего инструмента, k – коэффициент, характеризующий физико-механические свойства горной породы [111].

Эти выводы существенно дополнили предыдущие исследования Саймона, подтвердив универсальность линейной аппроксимации для различных типов горных пород на начальной стадии их разрушения. Полученные результаты имеют важное значение для расчета энергозатрат при проектировании горного оборудования ударного действия.

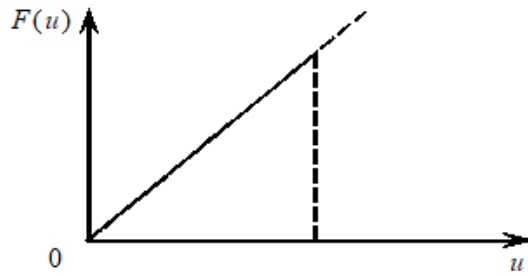


Рисунок 1.20 – Зависимость сила – внедрение по А.В. Лисовскому [30]

Проведя серию экспериментов по продольному удару стержней, А.А. Мясников также пришел к выводу о линейной природе зависимости "сила-внедрение" при разрушении горных пород (рисунок 1.21). Однако его исследования внесли важное уточнение - графическая интерпретация этой зависимости берет начало не из нулевой точки координат, а от некоторого начального значения силы F_0 . Эта поправка учитывает усилие предварительного прижатия рабочего инструмента к поверхности породы перед ударным воздействием. С учетом данного фактора, математическое выражение (1.5) приобретает модифицированный вид (1.6):

$$F(u) = F_0 + k \cdot u, \quad (1.6)$$

где F_0 , k – это коэффициенты, определяемые экспериментальным путем для каждой конкретной ударной системы.

Данное уточнение имеет принципиальное значение для точного расчета энергетических параметров ударного процесса, так как учитывает реальные условия контакта инструмента с разрушаемой средой перед началом ударного взаимодействия. Работы Мясникова позволили уточнить теоретические модели его предшественников, дополнив их важным практическим аспектом начального контактного нагружения.

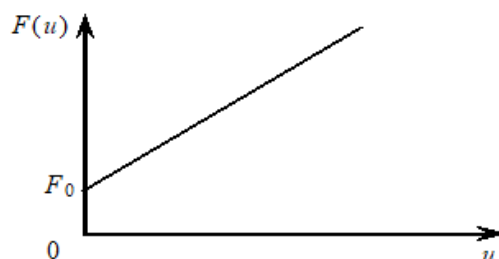


Рисунок 1.21 – Зависимость сила – внедрение по А.А. Мясникову [30]

Результаты исследований динамического взаимодействия рабочего инструмента буровой машины с крепким породным массивом привели В.М. Ливенштейна к интервально-линейной зависимости «сила – внедрение» (рисунок 1.22), однако он считает, что начальным участком кривой можно пренебречь, в этой связи он считает зависимость линейной.



Рисунок 1.22 Зависимость сила – внедрение по В.М. Ливенштейну [30]

Существование начального нелинейного участка зависимости «сила – внедрение» подтверждают исследования Е.В. Александрова и В.Б. Соколинского. Они тоже согласны с мнением Ливенштейна и считают, что в силу малости величины его можно пренебречь и интерпретируют всю зависимость как линейную (рисунок 1.23).

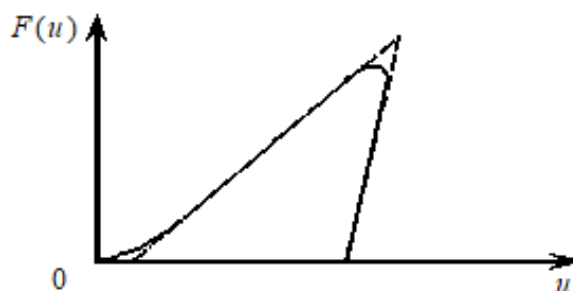


Рисунок 1.23 – Зависимость сила – внедрение по Е.В. Александрову и В.Б. Соколинскому [30]

На основе обобщения приведенных ранее результатов исследований и зависимостей «сила – внедрение» построена обобщенная модель в виде ломаной линии с отрезками, углы наклона которых к горизонтальной оси монотонно убывает. Аналитически обобщенную модель зависимости «сила – внедрение» (рисунок 1.24) можно описать следующим образом (1.7):

$$\begin{cases} F_1(u) = k_1 \cdot u, \\ F_2(u) = F_{02} + k_2 \cdot u, \\ \vdots \\ F_n(u) = F_{0n} + k_n \cdot u. \end{cases} \quad (1.7)$$

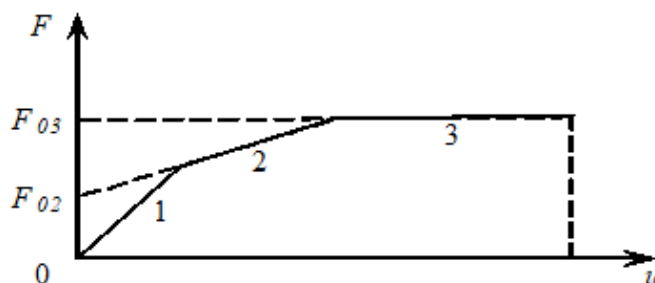


Рисунок 1.24 – Обобщенная модель зависимости «сила – внедрение» по А.В. Лисовскому и Л.Т. Дворникову [31]

В данной модели присутствует недостаток, судя по зависимости (1.7) при наложении постоянной нагрузки глубина внедрения рабочего инструмента в массив будет стремиться к бесконечности, что практически невозможно. Это обстоятельство вводит сомнения в возможность и необходимость обобщения зависимостей, полученных ранее.

Авторами [61,111] проведены экспериментальные исследования, в результате которых выявлено, что гиперболическая и степенная функции (рисунок 1.25) наиболее близко описывают зависимость «сила – внедрение» для крепких горных пород, таких как граниты. Для описания зависимости «сила – внедрение» для крепких горных пород предложены следующие функции (1.8):

$$\begin{aligned} P_T(h) &= k_1 + k_2 \cdot \sqrt{k_3^2 + h^2}, \\ P_C(h) &= k_4 + k_5 \cdot h^{k_6}, \end{aligned} \quad (1.8)$$

где k_i , – это коэффициенты, определяемые экспериментальным путем, характеризующие свойства конкретной разрушаемой горной породы.

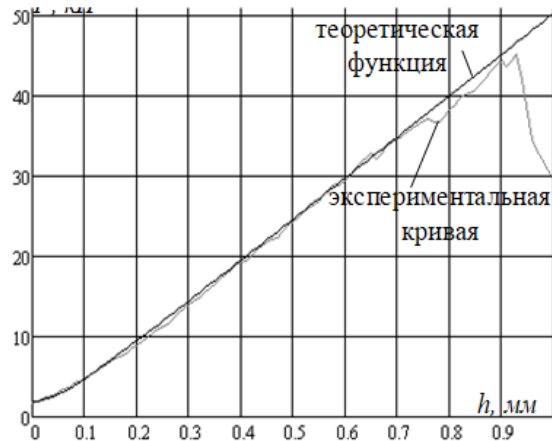


Рисунок 1.25 – Диаграмма зависимости «сила – внедрение» по И.А. Жукову и Л.Т. Дворникову [31]

Целью многочисленных исследований, направленных на определение и обобщение зависимости «сила – внедрение» является отыскание универсальной модели позволяющей с определенной точностью характеризовать физико-механические свойства крепких горных пород, для оценки и контроля эффективности ударного разрушения горных пород.

Осведомленность конструктора, проектирующего элементы ударных узлов импульсных машин о зависимости, обобщающей силы сопротивления горных пород разрушению и величины глубины внедрения рабочего инструмента в породу, обосновывает возможность рационального проектирования с пониманием эффективности генерируемых бойками различных геометрических форм в рабочем инструменте ударных импульсов по их параметрам.

На основе известного факта, что рациональное применение энергии удара предполагает генерирование бойком в рабочем инструменте ударного импульса с формой соответствующей характеру нарастания сопротивляемости породы внедрению рабочего инструмента можно сделать заключение, что для крепких горных пород необходимо обеспечение такой формы ударного импульса, при котором его амплитуда начинается с определенного начального значения отличного от нуля и возрастает линейно или согласно рисунку 1.28.

1.3.3 Анализ известных работ, посвященных изучению эффекта влияния геометрической формы элементов ударной системы

Е.В. Александров и В.Б. Соколинский в работе «Прикладная теория и расчеты ударных систем» пишут, что принципы классической механики Ньютона не позволяют оценить эффект влияния формы элементов ударной системы на параметры генерируемого в ударном узле волнового импульса. Это связано с тем, что принципы классической механики подразумевают, что тела абсолютно твердые, а это значит, любая сила, напряжение, импульс, в прочем, информация о любом событии, происходящем на одном участке тела, распространяется по всему телу с бесконечной скоростью. Что дает право оперировать в расчетах с точечными массами, т. е. условно переносить всю массу тела в центр тяжести, что является грубым допущением.

Согласно классической механике Ньютона, коэффициент восстановления скорости равен единице и удар считается вполне упругим, что опровергается основным положением теории упругости, за исключением частного случая, который в данном случае не применим.

Задачу соударения ударного торца бойка с воспринимающим торцом пики можно решить оперевшись на основные положения теории упругости, описанные Сен-Венаном. Где утверждается, что в любом теле, в том числе и твердом, всякая информация распространяется с конечной скоростью и что удар не является мгновенным явлением, а протекает с течением времени.

Несовместимость двух вышеприведенных теорий была доказана в связи с тем, что согласно основным положениям классической механики при упругом и центральном ударе двух тел равных масс из одного и того же материала должен произойти полный обмен скоростями, в то время как теория упругости утверждает, что ничего подобного не произойдет.

Тем не менее, в целях решения инженерных задач с прикладной точки зрения, существуют так называемые примиряющие условия, обуславливающие мирное сосуществование двух принципиально разных теорий. Однако существует нерешенная проблема отсутствия четкого определения явления удара.

И.Н. Веселовский в своем курсе механики 1947 года, пишет следующее: «В некоторых случаях материальная точка в весьма малый промежуток времени получает конечное изменение скорости, а следовательно и количества движения. Такое явление называется ударом и силы, развивающиеся при этом, ударными или мгновенными».

Г.М. Финкельштейн в своем курсе теоретической механики 1959 года пишет: «В некоторых случаях движения материальная точка или точки механической системы перемещаются так, что за достаточно малый промежуток времени у рассматриваемых систем происходит конечное приращение количества движения. Такое движение называется ударом».

Л.Г. Лойцянский и А.И. Лурье в 1955 году предложили следующее: «Если движущаяся материальная точка мгновенно изменяет свою скорость на конечную величину, то говорят, что она претерпевает удар».

Т. Пёшль в 1934 году дал следующее определение удара: «Удар имеет место во всех тех случаях, когда очень большая сила действует в течение очень короткого промежутка времени, и притом так, что произведение этих обеих величин остается конечным».

А.А. Яблонский в 1962 написал: «Явление, при котором за ничтожно малый промежуток времени скорости точек тела изменяются на конечную величину, называется ударом».

Н.Н. Бухгольц в 1966 году в основном курсе теоретической механики написал: «Сущность явления удара заключается в том, что при ударе происходит конечное изменение скорости, а следовательно, и количества движения за весьма малый промежуток времени, практически измеряемый тысячными и меньшими долями секунды».

Геометрическая форма элементов ударной системы гидромолота является фундаментальным фактором, определяющим его рабочие характеристики. С точки зрения механики ударного взаимодействия, форма контактирующих поверхностей непосредственно влияет на процесс передачи энергии от бойка к разрушаемому материалу. Теория ударного взаимодействия твердых тел (Johnson,

1985) показывает, что геометрия контакта определяет распределение напряжений, глубину зоны пластических деформаций и характер волновых процессов в системе.

Механизм передачи ударного импульса подчиняется законам волновой механики (Achenbach, 1973). При соударении бойка с инструментом возникают упругие и пластические волны, распространение которых существенно зависит от геометрических параметров контактирующих поверхностей. Оптимальная форма ударного элемента должна обеспечивать:

- эффективную генерацию продольных волн сжатия;
- минимизацию поперечных волн;
- равномерное распределение напряжений в материале инструмента.

С позиций теории контактного взаимодействия (Hertz, 1882), площадь и форма контактной поверхности определяют величину контактных напряжений и глубину зоны пластических деформаций. Для горных пород, обладающих хрупкими свойствами, важное значение имеет создание условий для развития трещин в заданном направлении, что достигается соответствующей геометрией ударного элемента.

Гидродинамические аспекты работы ударной системы описываются уравнениями Навье-Стокса, где геометрия каналов и полостей определяет:

- характер течения рабочей жидкости;
- величину гидравлических потерь;
- динамические характеристики системы.

Теория усталостной прочности (Miner, 1945) объясняет влияние геометрических параметров на ресурс элементов ударной системы. Концентраторы напряжений, возникающие при неправильном выборе формы, значительно сокращают срок службы деталей.

Эффект влияния геометрической формы на эффективность гидромолота

Конструкция ударных элементов гидромолота принципиально влияет на его рабочие характеристики. Форма бойка определяет характер взаимодействия с горной породой, распределение ударных нагрузок и общую эффективность

энергопередачи. Оптимальная геометрия позволяет достичь баланса между проникающей способностью и долговечностью инструмента.

Клиновидная форма ударной части признана наиболее эффективной для работы с крепкими породами. Исследования, проведенные Sandvik Mining and Rock Technology, подтверждают преимущества такого профиля для разрушения гранитов и базальтов. При этом угол заострения подбирается в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

Современные конструкции предусматривают специальное профилирование рабочих поверхностей, что способствует более равномерному распределению ударных напряжений. Как отмечается в патентной документации Atlas Copco, это позволяет значительно снизить пиковые нагрузки на материал бойка.

Геометрия внутренних каналов гидросистемы определяет характер течения рабочей жидкости. Рациональное проектирование этих элементов минимизирует гидравлические потери и улучшает динамические характеристики всего механизма. В технической документации Komatsu подчеркивается важность плавных переходов и оптимальных сечений каналов.

Особое внимание уделяется форме элементов системы рекуперации энергии. Конструкция пневмогидравлической камеры существенно влияет на эффективность использования энергии обратного хода бойка. Производители, такие как Liebherr, разрабатывают специальные профили этих полостей.

Направляющие элементы также требуют тщательного геометрического проектирования. Правильно подобранная форма и зазоры обеспечивают точное движение бойка при минимальных паразитных нагрузках. Это подтверждается эксплуатационным опытом предприятий, использующих оборудование Epiroc.

Комплексный подход к проектированию геометрии ударной системы позволяет существенно улучшить ключевые показатели гидромолота. Как показывают полевые испытания, проведенные на российских карьерах, оптимизированные конструкции демонстрируют заметное преимущество в производительности и ресурсе. Особенно это проявляется при работе с особо крепкими и абразивными породами.

Перспективным направлением развития является создание адаптивных геометрических систем, способных изменять параметры в зависимости от условий работы. Такие разработки уже появляются в продукции ведущих производителей горного оборудования.

В 1978 году опубликована работа: «Распространение волн деформаций в ударных система» написанная в соавторстве учеными исследователями теории удара О.Д. Алимовым, В.К. Манжосовым и В.Э. Еремьянцем. Исследования направлены на поиск путей снижения веса элементов ударных систем и повышения эффективности применения подводимых к ним энергий. В работе отражены результаты экспериментальных исследований, подтверждающие линейный характер зависимости «сила – внедрение», также описаны методики расчета ударных импульсов и определения их форм.

Лазуткин С.Л. Перспективная конструкция гидравлического ударного устройства [14]. В статье описана конструкция и принцип работы гидравлического ударного устройства с автоматическим управлением для нового режима работы в зависимости от нагрузки на рабочий инструмент. Идея основана на анализе различных схем управления гидромолотами с учетом требований к их контролю и регулированию для различных отраслей промышленности. Статья содержит общее описание конструктивных и гидрокинематических схем гидромолота с автоматическим регулированием частоты воздействий в зависимости от нагрузки на рабочий инструмент.

Поставленные цели должны быть достигнуты путем введения регулятора потока рабочей жидкости в блок управления. Основным элемент такого регулятора должен быть соединен с ударным блоком по специальному каналу. Это обеспечит вращение внутреннего клапана с различной скоростью в зависимости от нагрузки на рабочий инструмент ударного блока.

В книге техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых авторов К.И. Иванова, В.А. Латышева и В.А. Андреева большое внимание уделено ударному разрушению крепких горных пород, отражены результаты исследований выполненных совместно с известными учеными

исследователями теории удара Н.Н. Ушаковым, Г.Г. Манзиенко, М.Ф. Ярмаком. Описаны зависимости характера разрушения горных пород при ударном и ударно-вращательном бурении от крепости горных пород. Влиянию формы и параметров ударного импульса на энергоёмкость разрушения крепких горных пород посвящена целая глава, основанная на результатах открытия Е.В. Александрова о влиянии формы ударяющего тела на коэффициент передачи энергии ударной системы.

В статье [4], авторами представлены результаты экспериментального исследования разрушения высокопрочных горных пород безлопастным инструментом. Данный инструмент позволяет значительно упростить конструкцию механизма, позволяет делать отверстия различных форм и применяется в более эффективном методе разрушения по сравнению с режущими лезвийными инструментами.

В статье [5], автор описывает фундаментальные основы исследования ударных систем, говорит о необходимости возрождения исследований ударных процессов в связи с анализом публикационной активности в данном направлении. Основные исследования ударных импульсов, актуальное состояние данной области знаний, инновационные формы бойков ударных инструментов и обоснование их конструкций, приведены в статье [6].

Способ определения напряженно-деформированного состояния массива горных пород вокруг цилиндрической выработки произвольного сечения по данным измерений нормальных и тангенциальных смещений ее границы, предложенный в 2025 году Л.В. Городиловым в соавторстве с И.М. Абдуллиным и А.И. Чанышевым, в очередной раз подтверждает факт необходимости определения свойств обрабатываемых массивов для эффективного проведения работ.

1.4 Выводы по первой главе

1. Анализ известных работ различных ученых позволил установить, что полученные ими результаты связаны с совершенствованием гидравлической

системы импульсных машин, разработкой ударно-скалывающих исполнительных органов технологических машин, оценкой влияния форм ударяющих тел на параметры ударного импульса, генерируемого в рабочем инструменте, применяемом для разрушения пород горными машинами, обоснованием возможности повышения эффективности машин ударного действия путём подбора рациональных форм бойков.

2. Научные исследования, проведённые во второй половине XX века, значительно углубили понимание волновых процессов при продольном соударении стержневых систем. Эти работы позволили разработать новые принципы проектирования ударных механизмов, оптимизируя их конструктивные параметры для эффективного преобразования энергии. Современные исследования в этой области продолжают развивать методы волнового анализа, предлагая инженерные решения для повышения КПД ударных машин.

3. Современное производство гидромолотов продолжает игнорировать установленную экспериментально зависимость между геометрией ударных элементов и эффективностью разрушения твёрдых пород. Хотя многочисленные исследования (включая работы Саймона, Лисовского и Мясникова) убедительно доказали важность оптимизации формы и размеров соударяющихся деталей, промышленные образцы по-прежнему создаются без должного учёта этих факторов. Это приводит к значительному несоответствию между теоретическими возможностями и практической эффективностью гидроударных машин.

4. Необходимо проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований по проблеме повышения энергоэффективности разрушения негабаритов крепких горных пород с учетом эффекта влияния геометрии ударных узлов гидромолотов.

ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНОЙ СИСТЕМЫ ГИДРОМОЛОТОВ С УЧЕТОМ ЭФФЕКТА ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ЕЁ ЭЛЕМЕНТОВ

Анализ ударного импульса в системе боёк–пика, сводится к описанию распространения волн деформаций, генерируемых бойками в волноводах постоянного поперечного сечения. В работе Алимова О.Д., Манжосова В.К., Еремьянц В.Э. «Распространение волн деформаций в ударных системах» говорится, что согласно результатам экспериментальных исследований, проведенным различными учеными, в ударных системах с длиной волновода до 3-4м можно пренебречь такими составляющими, как внутреннее трение в штангах, которые не превышают 1% на 1м. При проведении моделирования важно отметить, что волновод неподвижен и ненапряжен, при этом он касается разрушаемого тела, образца крепкой горной породы. Ударная система может быть представлена как стержневая, а процесс распространения волн деформаций в ней может быть описан одномерной волновой теорией.

Существует два теоретических подхода к анализу ударного импульса.

2.1 Аналитический метод моделирования ударного импульса

Анализ параметров ударных импульсов, генерируемых бойками различной геометрии, требует четкого понимания физических закономерностей формирования волновых процессов в стержневых системах. Основой такого анализа выступает знание причинно-следственных связей, последовательности фаз и конкретных условий возникновения ударных волн в элементах постоянного поперечного сечения.

В упрощенной расчетной модели ударной системы (рисунок 2.1) система координат строится таким образом, что начало декартовых осей совмещается с центром плоскости контакта между ударным торцом бойка и приемной поверхностью рабочего инструмента. При этом ось x ориентируется строго противоположно направлению вектора предударной скорости бойка, что позволяет унифицировать математическое описание процесса. Такое

параметрическое представление системы обеспечивает корректный учет волновых явлений при осевом ударе, включая особенности генерации падающих и отраженных волн, а также точное описание механизма передачи энергии в момент соударения. Важно отметить, что подобная модель, несмотря на свою упрощенность, сохраняет ключевые физические закономерности процесса и позволяет проводить содержательный анализ эффективности ударного взаимодействия при различных геометрических параметрах соударяющихся элементов.

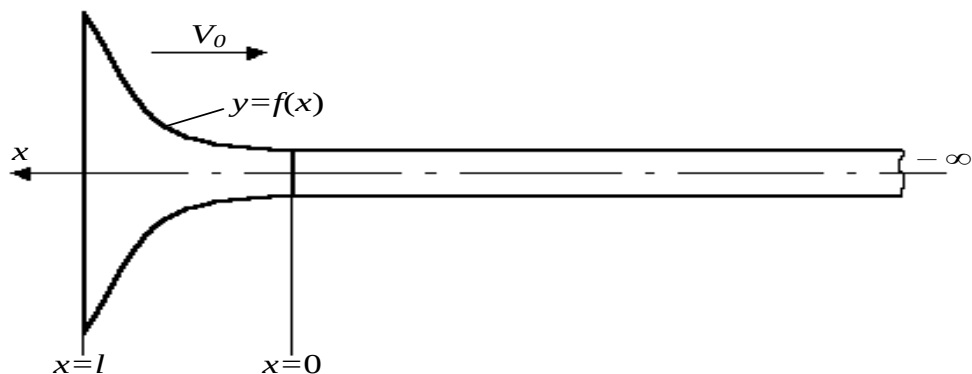


Рисунок 2.1 – Расчетная модель ударной системы боек – рабочий инструмент (составлено автором)

Уравнения движения поперечных сечений бойка при осевом соударении (2.1) имеет следующий вид:

$$\frac{\partial^2 u_B}{\partial t^2} = a^2 \frac{1}{S_x} \cdot \frac{dS_x}{dx} \cdot \frac{\partial u_B}{\partial x} + a^2 \frac{\partial^2 u_B}{\partial x^2}, \quad (2.1)$$

а для рабочего инструмента уравнение движения имеет форму (2.2):

$$\frac{\partial^2 u_{II}}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_{II}}{\partial x^2}, \quad (2.2)$$

где $a = \sqrt{E / \rho}$ – скорость распространения ударной волны в рабочем инструменте при плотности материала равном ρ и модулем упругости равном E ; S_x – площадь

поперечного сечения бойка; u_B и u_H – перемещение сечений соответственно бойка и инструмента.

Исходные условия:

– предупредные значения смещения сечений (2.3) бойка $u_B(x,t)$ и рабочего инструмента $u_H(x,t)$:

$$u_B(x,0) = 0, \quad u_H(x,0) = 0; \quad (2.3)$$

– для бойка скорость смещения сечений (2.4) равна его предупредной скорости V_0 , а для инструмента равна нулю:

$$\frac{\partial u_B(x,0)}{\partial t} = V_0, \quad \frac{\partial u_H(x,0)}{\partial t} = 0. \quad (2.4)$$

Параметры, определяющие состояние торцов бойка и инструмента:

– значения смещений бойка и инструмента в плоскости соударения равны между собой (2.5):

$$u_B(0,t) = u_H(0,t); \quad (2.5)$$

– в промежутке ударного взаимодействия соотношения сил в плоскости соударения бойка и инструмента равны (2.6):

$$F(0,t) = S \cdot \sigma(0,t) = E \cdot S \cdot \frac{\partial u(0,t)}{\partial x}, \quad (2.6)$$

$$S(0) \frac{\partial u_B(0,t)}{\partial x} = S_0 \frac{\partial u_H(0,t)}{\partial x},$$

где S_0 – площадь сечения рабочего инструмента.

Значение смещений в воспринимающем торце бойка (2.7) равно нулю, так как этот торец бойка свободен от деформаций:

$$\frac{\partial u_B(l,t)}{\partial x} = 0, \quad (2.7)$$

Здесь l – длина бойка.

В сечениях, отдаленных от плоскости соударения деформации в инструменте (2.8), отсутствуют:

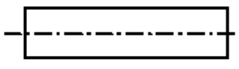
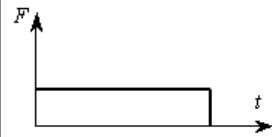
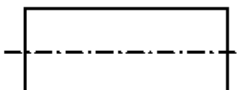
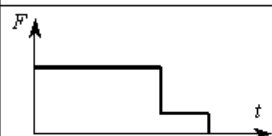
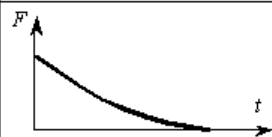
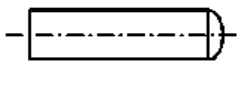
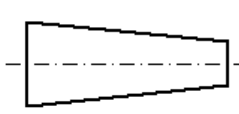
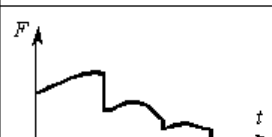
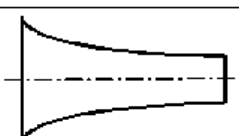
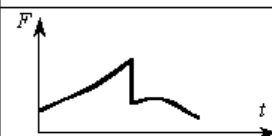
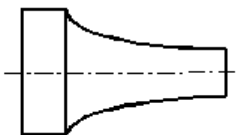
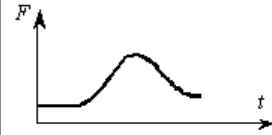
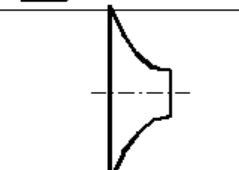
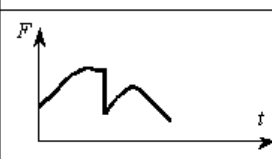
$$\lim_{x \rightarrow -\infty} \frac{\partial u_H(x,t)}{\partial x} = 0, \quad (2.8)$$

Следствием решения системы дифференциальных уравнений (2.3) – (2.9) с учетом исходных условий и граничных условий является определение формы ударного импульса через функции смещений поперечных сечений рабочего инструмента:

$$F(x, t) = ES_0 \frac{\partial u_B(x, t)}{\partial x}. \quad (2.9)$$

Разработка аналитических моделей, представленных в таблице 2.1, описывающих ударные импульсы от бойков различной конфигурации, представляет собой важную научно-практическую задачу, позволяющую проводить сравнительный анализ и выбирать оптимальные геометрические формы ударных элементов. Однако современный уровень исследований в этой области остается ограниченным - на сегодняшний день строгое математическое описание удалось получить лишь для восьми конкретных форм бойков. Этот существенный пробел в теории ударных процессов значительно сужает возможности целенаправленного проектирования высокоэффективных ударных систем. Неполнота аналитического аппарата особенно заметна применительно к современным конструкциям гидромолотов и горного оборудования, где использование математически неописанных геометрических форм бойков происходит фактически эмпирическим путем, без должного теоретического обоснования. Существующая ситуация подчеркивает актуальность дальнейших фундаментальных исследований в области волновой теории удара, которые позволили бы расширить класс аналитически описанных ударных импульсов и создать более совершенную методологию проектирования ударных систем. Особое значение такие работы приобретают в свете необходимости повышения энергетической эффективности современного горного и строительного оборудования [57,58].

Таблица 2.1 – Определенные аналитические выражения [32]

№	Вид бойка	Рисунок	Ударный импульс	Авторы
1	Цилиндрический ударник равного со штангой сечения			Сен-Венан
2	Цилиндрический, с сечением большим сечению штанги			Сен-Венан
3	Абсолютно жесткий			Сен-Венан
4	Боек с сечением, равным сечению штанги, с закругленным торцом			Спрс
5	Конический			Дворников Л.Т., Шапошников И.Д.
6	Гиперболический			Дворников Л.Т., Мясников А.А.
7	Цилиндро-гиперболический			Дворников Л.Т., Тагаев Б.Т.
8	Полукатеноидальный			Дворников Л.Т., Жуков И.А.

2.2 Графоаналитический метод моделирования ударного импульса

Современные исследования в области ударной динамики единодушно признают необходимость решения системы дифференциальных волновых уравнений для точного определения распределения напряжений в ударных системах. Особый практический интерес представляет анализ распространения

ударных волн в местах изменения геометрии рабочего инструмента - на границах переменного поперечного сечения (рисунок 2.2).

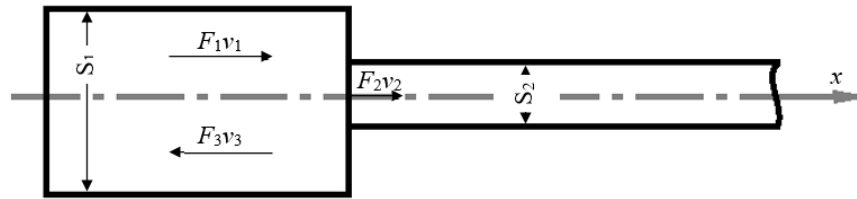


Рисунок 2.2 – Схема прохождения силового импульса по стержню переменного сечения (составлено автором)

В связи со сложностью аналитического подхода к анализу ударного импульса на основе волновой теории Сен-Венана разработан графоаналитический метод. По сути это численный метод, основанный на допущении, что при соударении двух длинных стержней контакт соударяющихся элементов осуществляется по всей плоскости соударения, так что оба тела можно рассматривать как одно целое. То есть в случае равных сечений в плоскости контакта отсутствуют отраженные волны.

Поперечное сечение волноводов во время прохождения по ним волн напряжения остаются неизменными, и в любом плоском сечении имеют место одинаковые напряжения. При соударении таких стержней возникают прямоугольные импульсы напряжений, которые распространяются при отсутствии внутреннего трения без искажения.

С учетом таких допущений задача имеет достаточно точное решение, которое описано в. В случае если длина волновода не менее чем в 2-4 раза превышает его диаметр.

Геотехнология разрушения негабаритов крепких горных пород предполагает, применение ударных инструментов, с длинами, во много раз превосходящими их диаметр, приблизительно 15-25 раз. А продолжительность ударного импульса во много раз превосходит время, необходимое для прохождения расстояния, равного диаметру волновода, это так называемое условие образования плоского фронта волны.

В том случае, если волна следует из сечения S_1 в направлении сечения S_2 , причем в точке $x=0$ сечение резко меняется. Тогда на границе раздела сечений часть энергии волны пройдет из бойка в волновод, а часть отразится обратно в боек.

Пусть:

$$\left. \begin{aligned} F_1(t - \frac{x}{a}) \text{ и } v_1(t - \frac{x}{a}) &- \text{ это величина соответственно} \\ \text{сил и смещений в первоначальной волне;} \\ F_2(t - \frac{x}{a}) \text{ и } v_2(t - \frac{x}{a}) &- \text{ это величина сил и смещений} \\ \text{в прошедшей волне;} \\ F_3(t - \frac{x}{a}) \text{ и } v_3(t - \frac{x}{a}) &- \text{ это величина сил и смещений} \\ \text{в отраженной волне,} \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

где t – время, a – скорость распространения волны, x – координата положения волны; E – модуль упругости.

По закону Гука (2.10):

$$\begin{aligned} F_1(t - \frac{x}{a}) &= -ES_1 \frac{\partial u_1(t - \frac{x}{a})}{\partial x} \\ F_2(t - \frac{x}{a}) &= -ES_1 \frac{\partial u_2(t - \frac{x}{a})}{\partial x} \\ F_3(t + \frac{x}{a}) &= -ES_1 \frac{\partial u_3(t + \frac{x}{a})}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.10)$$

С помощью обозначения (2.11),

$$(t \pm \frac{x}{a}) = Z \quad (2.11)$$

находят функции $F_2(Z)$ и $F_3(Z)$ по известной функции $F_1(Z)$.

Условия непрерывности смещений и сил в сечении $x = 0$ (2.12):

$$u_1 + u_3 = u_2; \quad (2.12)$$

$$F_1 + F_3 = F_2. \quad (2.13)$$

Преобразовав выражение (2.8), с применением системы (2.10) получают выражение (2.14), вывод представлен ниже:

$$-ES_1 \frac{\partial u_1(t - \frac{x}{a})}{\partial x} - ES_1 \frac{\partial u_3(t + \frac{x}{a})}{\partial x} = -ES_2 \frac{\partial u_2(t - \frac{x}{a})}{\partial x};$$

$$Z = t \pm \frac{x}{a}; \quad \frac{\partial z}{\partial t} = 1; \quad \frac{\partial z}{\partial x} = \pm 1.$$

$$u(t + \frac{x}{a}) = u(Z);$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{du \partial z}{dZ \partial x} = u''(\pm \frac{1}{a}) = \pm \frac{u'}{a};$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{du}{dZ} \cdot \frac{\partial Z}{\partial t} = u'(1) = u'';$$

$$-ES_1(-\frac{u'_1}{a}) - ES_1 u'_3 \frac{1}{a} = -ES_2(-\frac{u'_2}{a});$$

$$S_1 u'_1 - S_1 u'_3 = S_2 u'_2.$$

Путем дифференцирования выражения (2.13) получается

$$u'_1 - u'_3 = u'_2.$$

Что позволяет сформировать систему уравнений

$$u'_1 - u'_3 = u'_2;$$

$$S_1 u'_1 - S_1 u'_3 = S_2 u'_2. \quad (2.14)$$

Решая систему уравнений (2.14), были выведены следующие выражения (2.15) и (2.16)

$$u'_3 = \frac{u'_1(S_1 - S_2)}{S_1 + S_2}; \quad (2.15)$$

$$u'_2 = \frac{2u'_1}{S_1 + S_2}. \quad (2.16)$$

Также выражения (2.15) и (2.16) представлены в другом виде (2.17) и (2.18)

$$\frac{\partial u_3}{\partial t} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial t}; \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} = \frac{2S_1}{S_1 + S_2} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial t}. \quad (2.18)$$

Величины сил в прошедшей и отраженной волнах определяются с применением выражений (2.9), (2.10), (2.11) и (2.15), (2.16):

$$F_3 = -ES_1 \frac{\partial u_3}{\partial x} = -ES_1 \frac{\partial u_3}{\partial t} \cdot \frac{dt}{dx}, \text{ но так как}$$

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{a}, \text{ то}$$

$$F_3 = \frac{ES_1}{a} \cdot \frac{\partial u_3}{\partial t}.$$

Заменив $\frac{\partial u_3}{\partial t}$ по выражению (2.17), получено

$$F_3 = -\frac{ES_1}{a} \cdot \frac{S_2 - S_1}{S_1 + S_2} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial t},$$

но, так как

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} = \frac{\partial u_1}{\partial x} \cdot a; -ES \frac{\partial u}{\partial x} = F_1,$$

а окончательное выражение для определения F_2 имеет следующий вид

$$F_3 = \frac{2S_2}{S_1 + S_2} F_1.$$

Коэффициент отражения принято обозначать как R , определяется следующим выражением (2.19)

$$\frac{S_2 - S_1}{S_1 + S_2} = R \quad (2.19)$$

А коэффициент прохождения принято обозначать как Q , определяется выражением (2.20)

$$\frac{2S_2}{S_1 + S_2} = Q. \quad (2.20)$$

Тогда

$$F_2 = QF_1; \quad (2.21)$$

$$F_3 = RF_1. \quad (2.22)$$

Выражения (2.21) и (2.22) позволяют производить расчеты по определению усилий в ударных системах. Эти результаты аналитических расчетов являются основой графического описания усилий соударения, в этой связи название такого подхода к анализу ударной системы – графоаналитический.

Метод характеристик для решения задач с использованием приведенных выше дифференциальных уравнений распространения плоских волн в твердых и жидких телах разработан Л. Бержероном. Автор назвал данный подход грагодинамическим. Пользуясь данным подходом, Г. Фишер решил основные задачи применительно к конструированию машин ударного действия.

Александров Е.В., Флавицкий Ю.В. и Хомяков К.С. разработали табличный метод определения напряжения в твердых телах. Метод основан на работах Арндта и Герца и позволяет учесть изменение формы импульса при ударе стержней с закругленными концами. Ф. Арндт [62] для некоторых случаев соударения твердых тел нашли аналитическое решение.

Перечисленные выше методы подробно изложены в работе. Здесь приводится способ определения сил при ударе, приспособленный для решения задач на ЭВМ. Решение сводится к рассмотрению прохождения силовых импульсов через ударный инструмент с переменным поперечным сечением.

2.2.1 Методика определения сил и напряжений в элементах ударных систем

При ударе бойка длиной L со скоростью v_0 по бесконечному стержню того же сечения возникают две волны сжатия, распространяющиеся в противоположных направлениях со скоростью звука a .

Предполагается, что боёк и ударный инструмент движутся навстречу друг к другу со скоростью $v_0/2$. С такой же скоростью будет происходить и деформация концов стержней.

В таком случае относительная деформация ударных концов бойка (2.23) и рабочего инструмента определяются так

$$\varepsilon = \frac{v_0}{2a}. \quad (2.23)$$

А напряжение σ в элементах ударного узла (2.24), при деформации ε

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.24)$$

Сила F ударного воздействия бойком на рабочий инструмент определяется следующими формулами (2.25, 2.26)

$$F = \sigma S \quad (2.25)$$

или

$$F = \frac{ESv_0}{2a}. \quad (2.26)$$

Время удара (2.27) зависит от скорости прохождения волны напряжения по наиболее короткому элементу ударного узла, то есть ударяющему элементу бойку

$$t = \frac{2l}{a}, \quad (2.27)$$

где l - длина бойка.

Энергия ударного импульса (2.28) определяется следующим выражением:

$$W_{им} = \frac{Sa}{E} \sigma^2 t. \quad (2.28)$$

Эффект влияния формы бойка на генерируемый в рабочем инструменте ударный импульс наиболее очевиден в примерах сравнения соударения стержней равного сечения и ударе утолщенным стержнем по тонкому стержню.

На примере удара цилиндрическим стальным бойком большего диаметра S_1 по пике меньшего диаметра S_2 (рисунок 2.3). При ударе утолщенным бойком происходит деформация ударного торца этого бойка и часть энергии, а следовательно, и силы (2.29) переходит в пик, а оставшаяся часть отражается. Коэффициент прохождения силы определяется коэффициентом Q .

$$F = \frac{ESv_0}{2a} Q. \quad (2.29)$$

При ударе короткого бойка по длинному стержню генерируется ударный импульс, амплитуда которого постепенно уменьшается с каждым проходом волны. Часть энергии (2.30) при каждом отражении возвращается в боёк, что приводит к ступенчатому затуханию.

$$\frac{ES_1 v_0}{2a} |R|. \quad (2.30)$$

В пике пройдет ударный импульс, равный величине (2.30), уменьшенной на коэффициент прохождения Q .

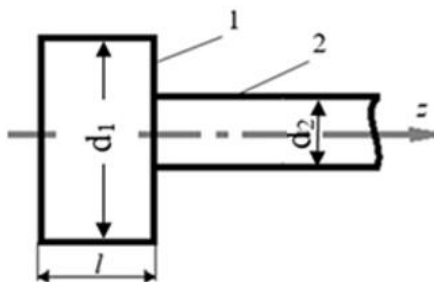


Рисунок 2.3 – Удар бойком большего сечения по пике меньшего сечения
(составлено автором)

Таким образом, при n -ном проходе волны ударного импульса (2.31) по пике

$$F_n = \frac{ES_1 v_0}{2a} Q |R|^{n-1}, \quad (2.31)$$

где n – число проходов волны напряжения по ударяющему стержню.

В исследовании [65] рассматривается задача о формировании ударных импульсов бойками ступенчатых форм. Исследование производилось методом характеристик в предположении применимости всех допущений одномерной волновой теории удара.

В процессе удара двухступенчатым бойком по рабочему инструменту (рисунку 2.4) и в инструменте, и в бойке генерируются ударные импульсы, которые распространяются в обе стороны со скоростью звука a . При этом часть энергии переходит в стержень, а часть энергии отражается в боёк. При двухступенчатом бойке коэффициенты прохождения Q и отражения R , (которые также обозначают p и r , соответственно) для каждого сечения определяются следующим образом:

$$Q_1 = \frac{2S_1}{S_1 + S_2}; Q_2 = \frac{2S_2}{S_2 + S_3}; Q_3 = \frac{2S_3}{S_2 + S_3};$$

$$R_1 = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}; R_2 = \frac{S_1 - S_3}{S_2 + S_4},$$

где S_2, S_3 - сечение I – ой и II – ой ступени бойка; S_1 - сечение рабочего инструмента; $P_{1,2}$ - усилие в рабочем инструменте.

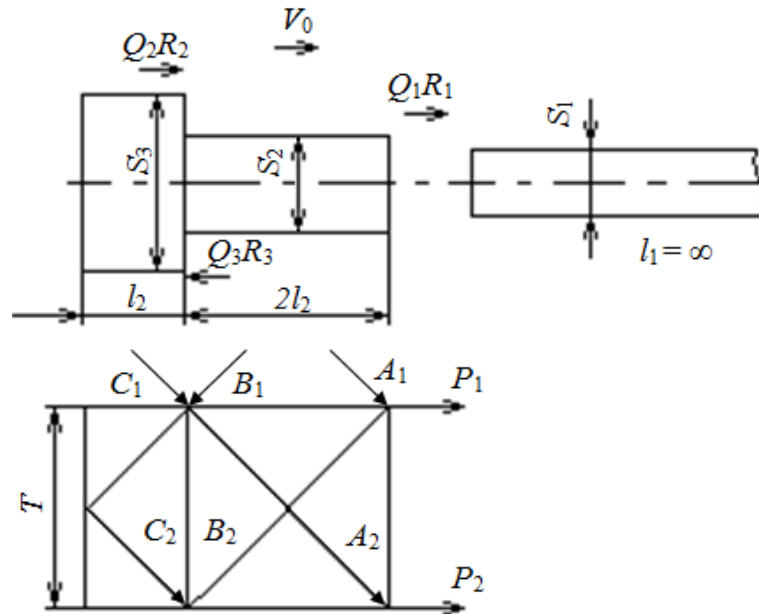


Рисунок 2.4 – Удар двухступенчатого бойка по тонкому инструменту
(составлено автором)

При распространении волны деформации в ударной системе наблюдается циклический процесс перераспределения энергии. За время T волна достигает зоны изменения сечения, где разделяется на отраженную B_1 и прошедшую C_1 составляющие. Интерференция этих компонент формирует результирующий импульс P_2 . Процесс повторяется с периодом $2T$, причем каждый последующий импульс P_n уменьшается по амплитуде из-за энергетических потерь при отражениях. Такая модель объясняет постепенное затухание ударного воздействия в реальных условиях.

При соударении в ударнике и штанге действуют силы, значения которых равны:

$$A_1 = \frac{ES_2V_0}{2a}; A_2 = B_1R_3 + C_1Q_2; A_3 = B_2R_3 + C_2Q_2; A_{n+1} = B_nR_3 + C_nQ_2;$$

$$B_1 = -\frac{ES_2V_0}{2a}; B_2 = A_1R_1; B_3 = A_2R_1; B_{n+1} = A_nR_1;$$

$$C_1 = -\frac{ES_3V_0}{2a}; C_2 = -B_1Q_3 - C_1R_2; C_3 = -B_2Q_3 - C_2R_2; C_{n+1} = -B_nR_3 - C_nR_2;$$

$$F_1 = C_1Q_1; F_2 = C_2Q_2; F_3 = A_3Q_1; F_{n+1} = A_{n+1} \cdot Q_1.$$

Можно заметить, что последующие значения сил определяются из предыдущих через систему рекуррентных формул. На основе этого с помощью алгебраических преобразований можно проводить вычисления параметров ударных импульсов и определения их формы.

В результате увеличения количества ступеней бояка увеличивается число действующих сил, которые обозначаются численно.

На примере удара трехступенчатым бойком по рабочему инструменту (рисунок 2.5), в первую очередь определяются коэффициенты прохождения Q коэффициенты отражения R для каждой плоскости изменения сечения.

$$Q_1 = \frac{2S_0}{S_0 + S_1}; R_1 = \frac{S_0 - S_1}{S_0 + S_1};$$

$$Q_2 = \frac{2S_1}{S_1 + S_2}; R_2 = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2};$$

$$Q_3 = \frac{2S_2}{S_2 + S_3}; R_3 = \frac{S_2 - S_3}{S_2 + S_3};$$

$$Q_4 = \frac{2S_2}{S_1 + S_2}; R_4 = \frac{S_2 - S_1}{S_1 + S_2};$$

$$Q_5 = \frac{2S_3}{S_2 + S_3}; R_5 = \frac{S_3 - S_2}{S_2 + S_3}.$$

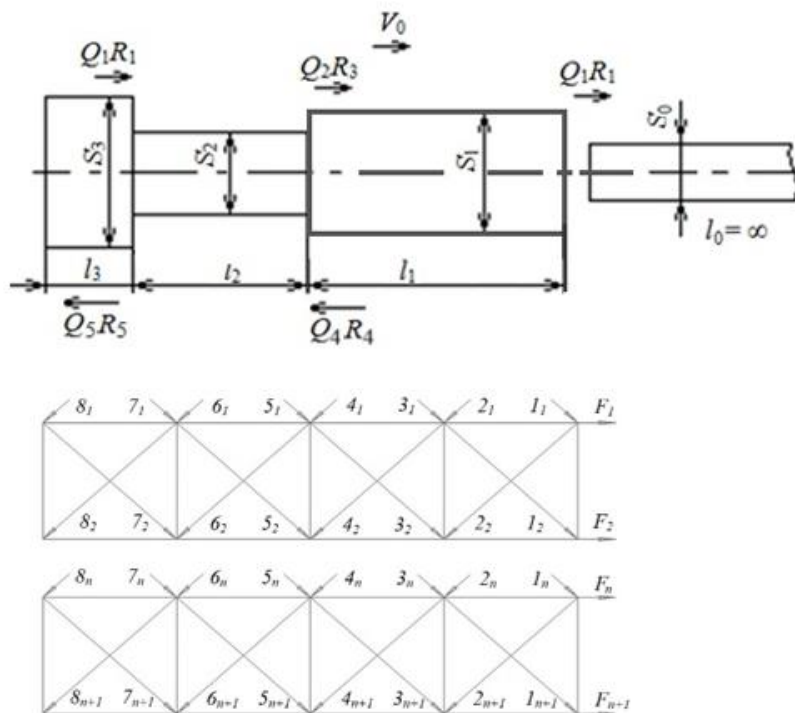


Рисунок 2.5 – Расчет удара трехступенчатым бойком по инструменту
(составлено автором)

В первую очередь определяют выражения для сил (2.32) и (2.33) с индексом 1, исходя из исходных условий, затем составляется система рекуррентных формул для определения усилий в рабочем инструменте:

$$\left. \begin{aligned} 1_1 &= \frac{ES_1 V_0}{2a}; 2_1 = -\frac{ESV_0}{2a}; 3_1 = \frac{ES_1 V_0}{2a}; 4_1 = \frac{ES_1 V_0}{2a}; \\ 5_1 &= \frac{ES_2 V_0}{2a}; 6_1 = \frac{ES_2 V_0}{2a}; 7_1 = \frac{ES_3 V_0}{2a}; 8_1 = \frac{ES_3 V_0}{2a}; F_1 = 1Q_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.32)$$

$$\left. \begin{aligned} 1_{n+1} &= 3n; 2_{n+1} = 1_n R; 3_{n+1} = 5_n Q_2 + 4_n R_4; 4_{n+1} = 2_n; \\ 5_{n+1} &= 7_n Q_3 + 6_n R_5; 6_{n+1} = 4_n Q_4 + 5_n R_2; 7_{n+1} = -8_n; \\ 8_{n+1} &= 6_n Q_5 + 7_n R_3; F_{n+1} = 1_{n+1} Q_1. \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

2.2.2 Методика расчета бойков сложных геометрических форм

Гидромолоты [90,91] оснащаются осесимметричными бойками цилиндрической формы, изготавливаемыми как тела вращения с характерным профилем боковой поверхности (рисунок 2.6). Конструктивной особенностью

таких бойков является обязательное наличие канавок, что обусловлено спецификой работы гидромолотов. Подобная конфигурация не позволяет оптимизировать волновые процессы при ударе, не обеспечивая эффективную передачу энергии породоразрушающему инструменту. Сложная форма бойков разрабатывается с учетом требований к распределению напряжений и минимизации энергетических потерь в процессе многократных ударных воздействий.



Рисунок 2.6 – Стандартный боёк гидромолота [2]

Графоаналитический метод расчета ударных импульсов предполагает замену реальной геометрии бойка многоступенчатой цилиндрической моделью - так называемой "приведенной формой". Этот подход реализуется через трехэтапную процедуру:

1. Создание точной 3D-модели исходного бойка в CAD-системах, с последующим построением его структурной схемы. Сложность формы определяет количество ступеней в упрощенной модели.

2. Дискретизация модели параллельными сечениями с шагом 0,5-2 мм, перпендикулярными оси бойка. Чем меньше шаг (2.34) - тем выше точность, но возрастают вычислительные затраты. Для каждого сечения автоматически вычисляется площадь.

$$N = \frac{L}{l_1} \quad (2.34)$$

3. Замена каждого реального сечения эквивалентным по площади кругом, что позволяет свести сложную геометрию к набору цилиндрических

сегментов (рисунок 2.7). Внутренние полости и криволинейные поверхности при этом не учитываются.

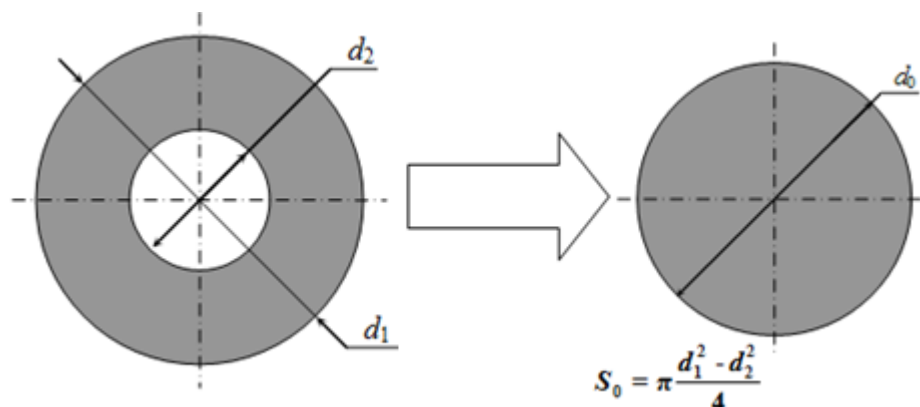


Рисунок 2.7 – Механизм пересчета сечений [34]

Диаметр круга d_0 приведенной формы рассчитывается через его площадь S_0 согласно (2.35):

$$S_0 = S_1 - \sum_{i=2}^n S_i$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4S_0}{\pi}}, \quad (2.35)$$

где S_1 – площадь поперечного сечения сегмента, полученного при рассечении исходного бойка (с учетом геометрических особенностей бойка в данном сечении); $\sum_{i=2}^n S_i$ – значение суммы площадей всех выемок, вырезов, пазов и т.д., попавших в данную секущую плоскость (всего $n-1$ штук).

4. На завершающем этапе создается упрощенная цилиндрическая модель бойка путем последовательного соединения рассчитанных сегментов (рисунок 2.8). Все элементы модели строго коаксиальны и геометрически сопряжены в плоскостях исходного сечения. Процесс полностью автоматизирован в CAD-системе T-Flex, где специальный алгоритм обрабатывает массив площадей сечений и сохраняет данные в виде текстового файла с числовыми параметрами модели. В сочетании с площадью сечения рабочего инструмента S_0 эти данные образуют полную численную модель ударного узла, что позволяет проводить точные волновые расчеты, анализировать энергетические параметры,

оптимизировать геометрию бойка и прогнозировать характеристики генерируемых импульсов. Такой подход эффективно сочетает преимущества компьютерного моделирования с аналитическими методами расчетов.

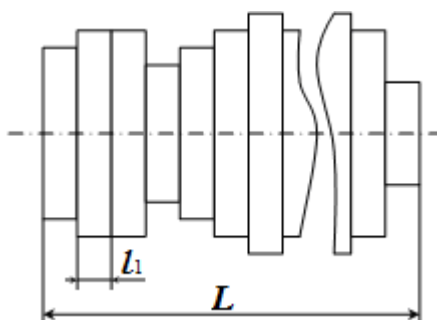


Рисунок 2.8 – Внешний вид приведенной формы бойка, составленной из цилиндрических ступеней равной длины l_1 [34]

На практике бойки обычно изготавливаются как однородные тела вращения с различными профилями боковой поверхности - от простых цилиндрических до сложных криволинейных форм (рисунок 2.9). Конструктивно они могут иметь сквозные или глухие полости различной конфигурации. Основными геометрическими параметрами бойков являются диаметры ударного d и воспринимающего D торцов, а также общая длина L . Эти характеристики определяют волновые процессы при ударе, распределение напряжений и эффективность передачи энергии. Форма боковой поверхности (простая, сложная или произвольная кривая) и наличие внутренних полостей существенно влияют на формирование ударного импульса и выбираются исходя из конкретных условий работы ударной системы.

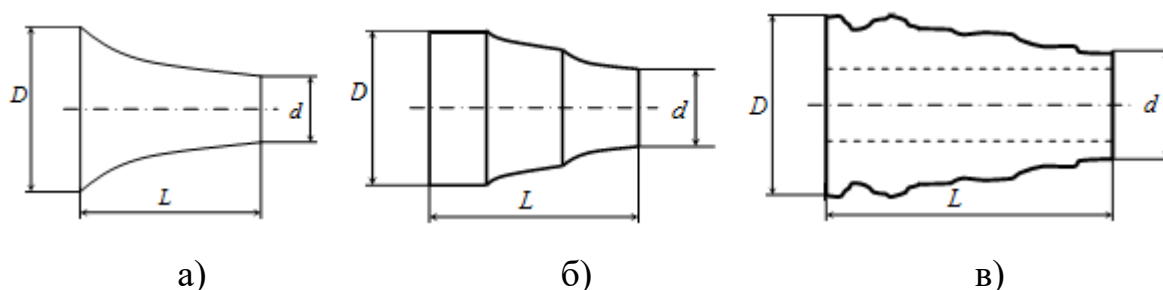


Рисунок 2.9 – Внешний вид бойков, выполненных в виде тел вращения, с образующими, заданными а) простой кривой; б) сложной линией; в) линией произвольной формы с внутренним цилиндрическим отверстием [35]

Для расчета параметров ударного импульса от бойка сложной формы используется методика замены реальной геометрии на составную модель из пяти цилиндрических ступеней одинаковой длины l_1 , но разного диаметра d_1 - d_5 . Исходными данными служат: геометрия (число ступеней N , диаметры d_1 - d_5 , длина ступеней l_1 , общая длина L , диаметр инструмента d_0) и физические характеристики (плотность ρ , модуль упругости E , начальная скорость V_0). Расчет выполняется путем определения площадей сечений ступеней, вычисления коэффициентов отражения/прохождения на границах и анализа волновых процессов. Методика учитывает многократные отражения в бойке, интерференцию волн и энергетические потери, что позволяет определить форму и амплитуду итогового импульса в инструменте при сохранении разумной сложности вычислений. Ключевое допущение - идентичность материалов бойка и инструмента, а также условие полубесконечности инструмента постоянного сечения.

Выполнив последовательность расчетов согласно алгоритму, приведенному ранее, внесем дополнения, обеспечивающие перевод аналитического метода в численный.

1. Преобразование бойка в двухступенчатое цилиндрическое тело вращения. В этом поможет методика получения приведенной формы, которая описана выше. Результатом преобразования является получение математической модели бойка, с которого необходимо сформировать массив площадей поперечных сечений S_i .

2. Для определения коэффициентов отражения r и прохождения p ударной волны смещений на границах раздела сечений используется волновой анализ на основе импедансов (2.36):

– соударения боёк-ника: r_1 и p_1 :

$$r_1 = \frac{S_0 - S_1}{S_1 + S_0} = 0 \text{ и } p_1 = \frac{2S_0}{S_1 + S_0} = 1 \quad (2.36)$$

– соприкосновения расчетных цилиндрических ступеней:

На рисунке 2.10 представлена расчетная схема бойка с указанием направлений распространения волн деформации и соответствующих коэффициентов.

Для границ между участками с разными сечениями коэффициенты отражения (r) и прохождения (p) рассчитываются по выражениям (2.37) и (2.38):

$$r_i = \frac{S_{i-1} - S_i}{S_i + S_{i-1}} \text{ и } p_i = \frac{2S_{i-1}}{S_i + S_{i-1}}, \quad (2.37)$$

для волн, распространяющихся в сторону пики (для $i=1 \div 5$).

$$r_i = \frac{S_{i-N+1} - S_{i-N}}{S_{i-N+1} + S_{i-N}} \text{ и } p_i = \frac{2S_{i-N+1}}{S_{i-N+1} + S_{i-N}}, \quad (2.38)$$

для волн, распространяющихся от пики (для $i=6 \div 2N-1$)

3. Как показывают исследования, основная часть энергии разрушения — около 90% — передаётся с первой волной ударного импульса. Именно она во многом определяет энергозатраты на разрушение породы. В связи с этим рассмотрим только характеристики первой импульсной волны. Её продолжительность можно вычислить по формуле (2.39):

$$T_1 = 2L \sqrt{\frac{\rho}{E}}, \quad (2.39)$$

где ρ — плотность материала бойка, E — модуль упругости материала.

Число временных интервалов, соответствующее количеству расчётных цилиндрических ступеней, составляет пять. Поскольку ударная волна проходит через каждую из ступеней в прямом и обратном направлениях, общее количество проходов необходимо удвоить. Таким образом, общее число составляет $N = 10$.

Период времени движения волны через каждый интервал (2.40), ступень будет равна:

$$t_1 = \frac{L}{N} \sqrt{\frac{\rho}{E}}. \quad (2.40)$$

4. Для расчёта усилий, характеризующих ударную волну деформаций, может быть использован двумерный массив (или матрица сил) размерностью $2N \times q$. В этом случае N — это число цилиндрических сегментов, на которые

условно разделён боёк, определяющее количество строк в массиве. Параметр q обозначает количество временных интервалов t_1 , совокупность которых формирует общее время взаимодействия T , в течение которого и производится расчёт ударного импульса. Поскольку общее время соударения может варьироваться, значение q также может быть произвольным положительным целым числом, устанавливаемым на основе входных данных.

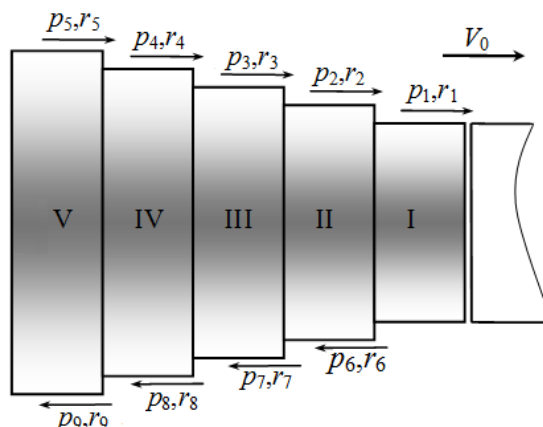


Рисунок 2.10 – Схема бойка с направлениями волн деформаций [34]

В момент соударения в бойке образуются продольные волны деформаций, движущиеся в обе стороны от плоскости соударения бойка с пикой. Характеризуют их силы, значения которых вычисляются по выражению (2.41):

$$F_i = kS_i, \quad (2.41)$$

где k – динамический коэффициент, S_i – сечение цилиндрического сегмента.

Механизм возникновения и распространения сил в каждой цилиндрической ступени бойка показан на рисунке 2.11

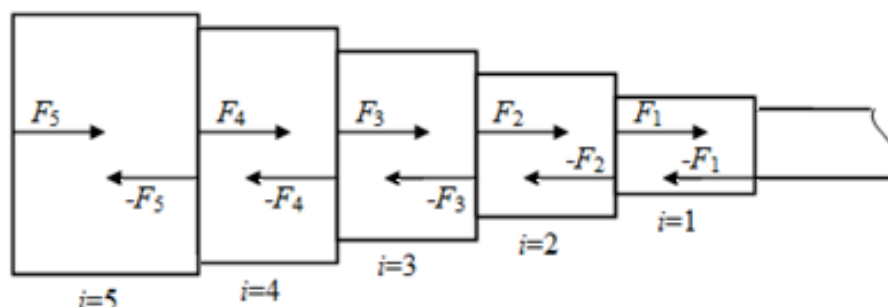


Рисунок 2.11 – Механизм возникновения и распространения сил, в каждой ступени бойка [34]

Значения действующих сил (2.42) записываются в первый столбец двумерного массива, (таблица 2.2) и вычисляются по формулам:

$$P_{2i-1}^1 = F_i \text{ и } P_{2i}^1 = -F_i \quad (2.42)$$

Таблица 2.2 – Заполнение первого столбца массива P_z^j (составлено автором)

$z \backslash j$	1	2	3	...	10
1	F_1				
2	$-F_1$				
3	F_2				
4	$-F_2$				
5	F_3				
6	$-F_3$				
7	F_4				
8	$-F_4$				
9	F_5				
10	$-F_5$				

Остальные ячейки таблицы 2.2 заполняются путем определения сил, воздействующих на границы каждой из ступеней, с последующим объединением тех, которые направлены в одну сторону. Для иллюстрации этого подхода можно рассмотреть пример: математическая формализация действующих сил позволяет вывести уравнения, используемые для расчёта параметров массива.

При моменте времени $t = t_1$ формируется силовая схема (см. рисунок 2.12), в которой силы, приложенные по обе стороны границ цилиндрических ступеней, умножаются на соответствующие коэффициенты. Далее, эти значения складываются, и результат заносится в соответствующую ячейку следующего столбца таблицы 2.3.

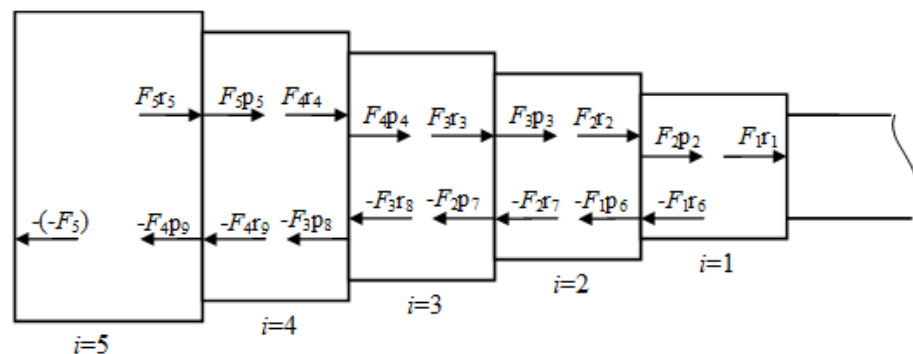
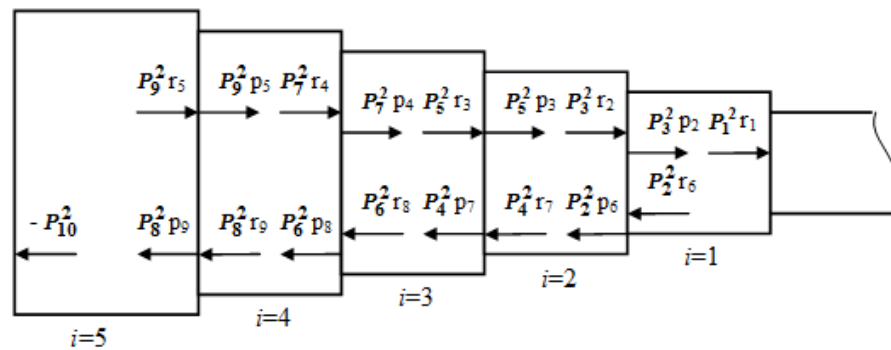


Рисунок 2.12 – Формирование сил, характеризующих волны смещений в момент времени $t=t_1$ (составлено автором)

Таблица 2.3 – Два столбца массива P_z^j заполнены (составлено автором)

$z \backslash j$	1	2	3	...	10
1	F_1	P_1^l	$F_2 p_2 + (-F_1) r_6$	P_1^2	
2	$-F_1$	P_2^l	$F_1 r_1$	P_2^2	
3	F_2	P_3^l	$F_3 p_3 + (-F_2) r_7$	P_3^2	
4	$-F_2$	P_4^l	$F_2 r_2 + (-F_1) p_6$	P_4^2	
5	F_3	P_5^l	$F_4 p_4 + (-F_3) r_8$	P_5^2	
6	$-F_3$	P_6^l	$F_3 r_3 + (-F_2) p_7$	P_6^2	
7	F_4	P_7^l	$F_5 p_5 + (-F_4) r_9$	P_7^2	
8	$-F_4$	P_8^l	$F_4 r_4 + (-F_3) p_8$	P_8^2	
9	F_5	P_9^l	$-P_{10}^l$	P_9^2	
10	$-F_5$	P_{10}^l	$F_5 r_5 + (-F_4) p_9$	P_{10}^2	

Следует отметить, что работа с данными, внесёнными в таблицу, может вызывать трудности при восприятии. Поэтому рекомендуется заполнять массив в числовом формате, а при расчёте значений последующих столбцов использовать не обобщённые выражения для сил, а конкретные числовые значения элементов массива. Такой подход был применён при построении силовой схемы для момента времени $t = 2t_1$, представленной на рисунке 2.13.

Рисунок 2.13 – Расстановка сил, характеризующих волны деформаций, в момент времени $t=2t_1$ для ступенчатого бойка (составлено автором)

Эта схема распределения сил позволяет заполнить третий столбец матрицы сил с учетом численных значений, хранящихся в ячейках ее второго столбца (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Заполненный массив P_z^j (составлено автором)

$z \backslash j$	1		2		3		...	10	
1	F_1	P_1^I	$F_2 p_2 + (-F_1) r_6$	P_1^2	$P_3^2 p_2 + P_2^2 r_6$	P_1^3	...	$P_3^9 p_2 + P_2^9 r_6$	P_1^{I0}
2	$-F_1$	P_2^I	$F_1 r_1$	P_2^2	$P_1^2 r_1$	P_2^3	...	$P_1^9 r_1$	P_2^{I0}
3	F_2	P_3^I	$F_3 p_3 + (-F_2) r_7$	P_3^2	$P_5^2 p_3 + P_4^2 r_7$	P_3^3	...	$P_5^9 p_3 + P_4^9 r_7$	P_3^{I0}
4	$-F_2$	P_4^I	$F_2 r_2 + (-F_1) p_6$	P_4^2	$P_3^2 r_2 + P_2^2 p_6$	P_4^3	...	$P_3^9 r_2 + P_2^9 p_6$	P_4^{I0}
5	F_3	P_5^I	$F_4 p_4 + (-F_3) r_8$	P_5^2	$P_7^2 p_4 + P_6^2 r_8$	P_5^3	...	$P_7^9 p_4 + P_6^9 r_8$	P_5^{I0}
6	$-F_3$	P_6^I	$F_3 r_3 + (-F_2) p_7$	P_6^2	$P_5^2 r_3 + P_4^2 p_7$	P_6^3	...	$P_5^9 r_3 + P_4^9 p_7$	P_6^{I0}
7	F_4	P_7^I	$F_5 p_5 + (-F_4) r_9$	P_7^2	$P_9^2 p_5 + P_8^2 r_9$	P_7^3	...	$P_9^9 p_5 + P_8^9 r_9$	P_7^{I0}
8	$-F_4$	P_8^I	$F_4 r_4 + (-F_3) p_8$	P_8^2	$P_7^2 r_4 + P_6^2 p_8$	P_8^3	...	$P_7^9 r_4 + P_6^9 p_8$	P_8^{I0}
9	F_5	P_9^I	$-P_{10}^I$	P_9^2	$-P_{10}^2$	P_9^3	...	$-P_{10}^9$	P_9^{I0}
10	$-F_5$	P_{10}^I	$F_5 r_5 + (-F_4) p_9$	P_{10}^2	$P_9^2 r_5 + P_8^2 p_9$	P_{10}^3	...	$P_9^9 r_5 + P_8^9 p_9$	P_{10}^{I0}

По формулам расчета значений третьего столбца, можно выписать уравнения в общем виде, позволяющие сформировать всю матрицу (2.43):

$$P_{2i-1}^1 = kS_i, 1 \leq i \leq N;$$

$$P_{2i}^1 = -kS_i, 1 \leq i \leq N;$$

$$P_{2N-1}^j = -P_{2N}^{j-1}, 2 \leq j \leq q;$$

$$P_{2i-1}^j = P_{2i+1}^{j-1} p_{i+1} + P_{2i}^{j-1} r_{N+i}, 1 \leq i \leq N; 2 \leq j \leq q; \quad (2.43)$$

$$P_2^j = P_1^{j-1} r_1, 2 \leq j \leq q;$$

$$P_{2i}^j = P_{2i-1}^{j-1} r_i + P_{2i-2}^{j-1} p_{N+i-1}, 1 \leq i \leq N; 2 \leq j \leq K.$$

Особое значение имеют элементы, расположенные в первой строке массива, поскольку они играют ключевую роль в формировании одноволнового отклика системы. Эти значения, умноженные на коэффициент прохождения p_1 , представляют собой численные величины сил, описывающих прохождение

смещённой волны в структуру волновода при воздействии удара. Полученные данные заносятся в одномерный массив F_j и подлежат расчёту согласно следующему выражению (2.44):

$$F_j = P_1^j p_1, 1 \leq j \leq K. \quad (2.44)$$

Совместное использование полученного числового массива и значения временного интервала t_1 позволяет сформировать дискретную модель ударного импульса. Для визуализации данной модели применяется построение силовой гистограммы, представленной на рисунке 2.14.

Особенность структуры массива F_j заключается в том, что его элементы повторяются парами: $F_{2j-1} = F_{2j}$. Этот эффект обусловлен применённой методикой расчёта, основанной на определённых математических допущениях, подробно рассмотренных ранее.

Для повышения наглядности ступенчатая форма гистограммы аппроксимируется сглаженной кривой, отображённой пунктирной линией. Такая кривая позволяет интерпретировать поведение импульса в более непрерывной форме и описывается функцией следующего вида (2.45):

$$F(t) = f(t) + F_0, \quad (2.45)$$

где $f(t)$ – функция, задающая рост амплитуды импульса; F_0 – начальное значение силы удара (оно равно первому и второму элементу массива F_j). Область определения функции (2.45) ограничена промежутком $[0; t_1]$.

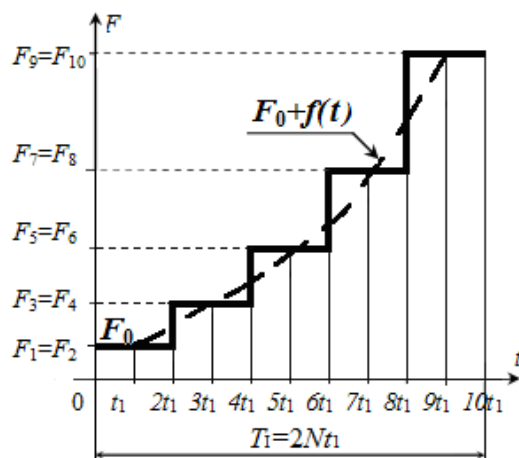


Рисунок 2.14 – Силовая гистограмма, построенная по численным значениям элементов массива сил F_j (составлено автором)

В рамках численного подхода к анализу параметров ударного импульса был разработан специализированный алгоритм, положенный в основу программного комплекса с названием «Удар бойком сложной геометрической формы». Этот программный инструмент ориентирован на точный расчёт характеристик ударного взаимодействия, возникающего при контакте бойка с объектом, с учётом как геометрии, так и физических свойств материалов.

После ввода исходных данных, программа автоматически производит серию вычислений, направленных на определение ключевых параметров ударного процесса. В частности, определяется величина максимальной силы удара, извлекаемая из массива значений F_j , а также рассчитывается коэффициент усиления — как мера контраста между максимальной и минимальной амплитудой в этом же массиве. Кроме того, программа позволяет оценить продолжительность первой волны импульса, а также вычислить интегральные характеристики, такие как импульс силы за первую и последующие волны, что реализуется через численное интегрирование площади под гистограммой на определённых временных интервалах, визуализированной на рисунке 2.14.

Особенность разработанной методики заключается в её применимости к бойкам, обладающим сложной, часто асимметричной формой. Геометрические особенности таких бойков обусловлены техническими требованиями конкретных моделей пневмоударников и могут существенно варьироваться. Поэтому первичный этап расчёта предполагает построение 3D-модели бойка в профессиональных CAD-средах, таких как Компас-3D или T-Flex CAD. Именно в этих программных продуктах выполняется пространственное моделирование объекта, после чего геометрия бойка подвергается секционированию с использованием серии параллельных плоскостей, расположенных на равном расстоянии вдоль оси. Это расстояние подбирается в зависимости от кривизны боковой поверхности объекта и может изменяться в пределах от десятых долей миллиметра до нескольких миллиметров.

Как результат данной операции, автоматически формируется набор площадей поперечных сечений, включая торец бойка, которые сохраняются в

текстовый файл. Этот файл затем становится одним из ключевых источников входных данных для формирования приведённой расчетной схемы бойка. В результате создаётся массив S_i , в котором отсутствует нулевой элемент, но структура его строго соответствует рассекающим сечениям, полученным из трёхмерной модели.

Вся последующая численная обработка ориентирована как на физико-механические параметры бойка и волновода, так и на его геометрию. Учёт массы, плотности, модуля упругости и начальной скорости бойка до удара позволяет получить реалистичную картину взаимодействия. Параллельно с этим учитывается геометрия: длина расчетной ступени, соответствующая шагу секущих плоскостей, и диаметр волновода, который, хотя и не оказывает влияния на характеристики самого бойка, необходим при последующих расчётах. Значения всех этих параметров могут быть заданы пользователем вручную или выбраны из заранее подготовленных шаблонов.

Чтобы упростить процесс ввода данных, в интерфейсе программы предусмотрен специализированный модуль, отображённый на рисунке 2.15, а. Он включает возможность ручного ввода чисел, а также выбор файла с сечениями через диалоговое окно, активируемое кнопкой «Обзор». Моделирование запускается нажатием на клавишу «Расчет приведенной модели бойка», после чего пользователю становятся доступны как визуализация расчётной схемы, так и набор итоговых числовых характеристик.

Среди параметров, отображаемых после завершения моделирования, — количество расчётных ступеней, которое должно строго соответствовать числу строк в исходном файле, длина бойка, сверяемая с 3D-моделью, диаметр торцов, а также расчетная скорость звука в материале бойка и волновода. Сама логика формирования ступеней, согласно которой сложная форма бойка аппроксимируется системой последовательных цилиндров, представлена на рисунке 2.16 и является одним из ключевых компонентов численного метода.

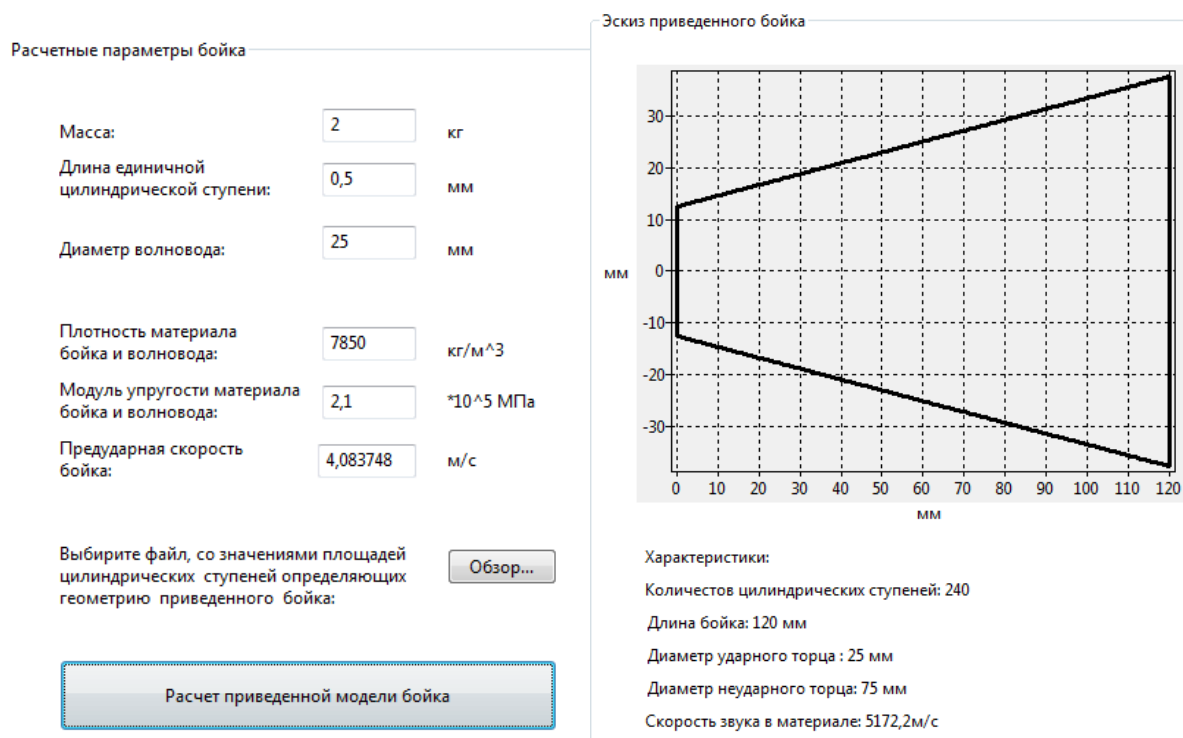


Рисунок 2.15 – *а* - элемент программного окна «Расчетные параметры бойка» для ввода параметров приведенной модели бойка, *б* - элемент программного окна «Эскиз приведенного бойка» с приведенной моделью сложного бойка (составлено автором)

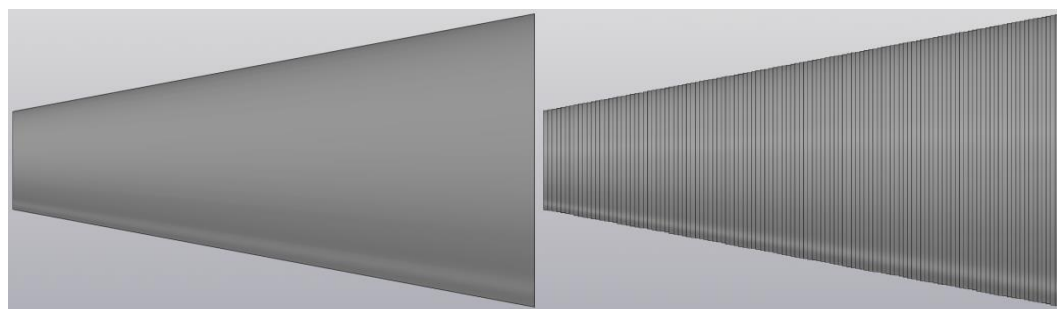


Рисунок 2.16 – Принцип разбиения бойка на цилиндрические ступени (составлено автором)

Для обеспечения наглядности процесса расчёта ударного импульса в программной среде был реализован специальный интерфейсный элемент — окно «Расчёт и построение ударного импульса». Визуальный запуск расчётной процедуры, основанной на численном методе, осуществляется через кнопку с подписью «Генерация ударного импульса». После её активации инициируется

выполнение алгоритма, структура которого была детально рассмотрена на предыдущих этапах.

В основе работы данной процедуры лежит использование заранее сформированных входных данных. Одним из ключевых параметров выступает одномерный массив S_i , получаемый в ходе моделирования расчётной либо приведённой геометрии бойка. Несмотря на его важность, элементы массива не отображаются пользователю, а сохраняются в оперативной памяти устройства, на котором выполняется расчёт. То же касается и численного значения коэффициента усиления k : оно также не подлежит визуализации и используется программой в фоновом режиме.

Кроме того, пользователю необходимо вручную задать ещё один критически важный параметр — количество расчётных шагов. Эта величина вводится с клавиатуры в специально отведённое поле интерфейса. При этом существует строгое ограничение: количество шагов должно превышать удвоенное число расчётных ступеней, на которые был разбит боек в процессе численного моделирования. Иными словами, число вводимых шагов не может быть меньше $2N$, где N соответствует количеству элементов массива S_i .

После завершения вычислений система автоматически отображает результат в виде графика, выводимого в предусмотренное для этого поле визуализации (рисунок 2.17). Этот график представляет собой основную форму представления ударного импульса, необходимую для последующего анализа.

Для углублённой интерпретации полученного результата предусмотрена дополнительная функциональность — кнопка «Расчёт параметров ударного импульса», расположенная в нижней части окна (рисунок 2.18). Её активация запускает процедуру, позволяющую определить ряд важных характеристик, описывающих физическую суть моделируемого процесса. К числу таких параметров относятся начальное значение силы воздействия, пиковое значение ударной силы, коэффициент усиления, временной интервал, характеризующий первую волну, а также импульсы силы, соответствующие как первой, так и двум первым волнам моделируемого удара. Все эти значения рассчитываются в

соответствии с методикой, ранее изложенной в рамках теоретической части исследования.

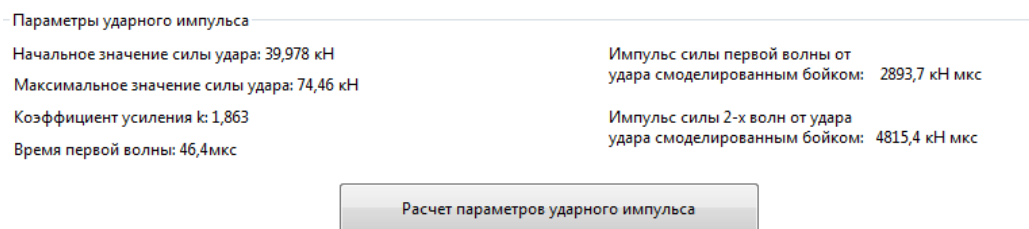
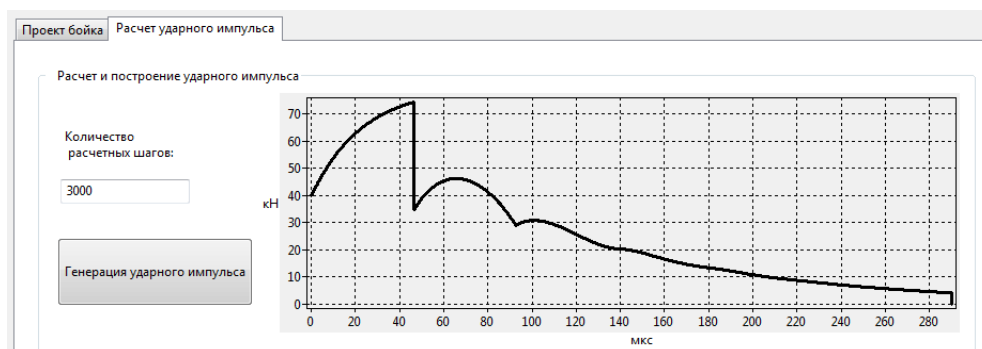


Рисунок 2.18 – Элемент программного окна «Параметры ударного импульса» (составлено автором)

Корректность программного комплекса «удар бойком сложной геометрической формы» доказана в диссертации Тимофеева Е.Г.

2.3 Уточнение графоаналитического метода с учетом неторцевого соударения бойка и рабочего инструмента гидромолота (пики)

В ряде конструкций машин ударного действия удар бойком производится не по внешнему торцу волновода, а по плоскости, расположенной на некотором расстоянии от внешнего торца. Таковы конструкции, например, буровых машин, предназначенных для бурения скважин с непрерывным отбором грунта в процессе бурения (рисунок 2.19, б). В такой конструкции удар бойком производится по буртику полого волновода, а отбор грунта из скважины осуществляется непосредственно в процессе бурения через внутреннюю полость рабочего инструмента.

Особенность ударных систем с неторцевым соударением элементов состоит в том, что при ударе бойком по инструменту в последнем генерируется не 1, как при торцевом соударении, а 2 волны деформации. Ниже плоскости соударения (рисунок 2.20, а, б) возникает волна сжатия, распространяющаяся в сторону обрабатываемой среды, а выше плоскости соударения - волна растяжения, в сторону свободного торца инструмента. Параметры этих волн напряжений различны и зависят от материала бойка и инструмента, а также от длин участков 1 и 2, расположенных по разные стороны от плоскости соударения (рисунок 2.20, а).

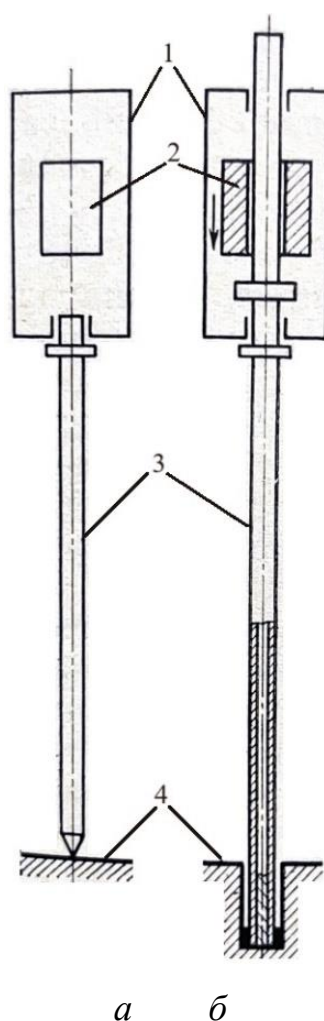


Рисунок 2.19 – Схемы машин ударного действия: *а* – с торцевым, *б* – с неторцевым, соударением элементов ударного узла, 1 – корпус, 2 – боёк, 3 – рабочий инструмент, 4 – обрабатываемая среда (составлено автором)

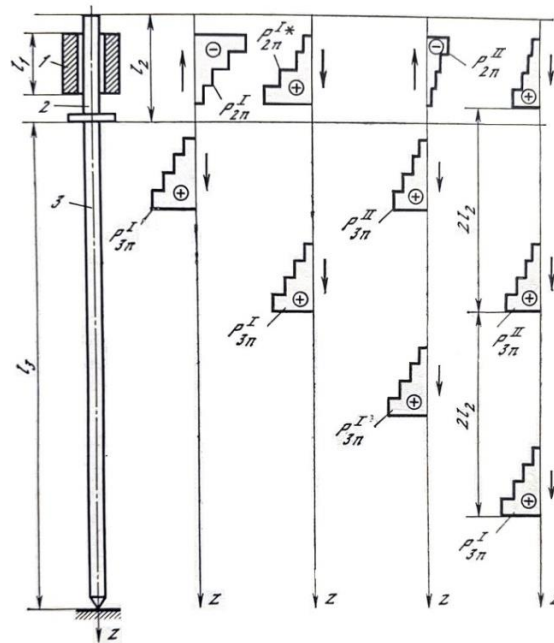


Рисунок 2.20 – Схема формирования волн деформаций в ударной системе: *а* – схема ударной системы, *б – д* – схемы распространения волн деформаций по элементам ударного узла машины (составлено автором)

Волна растяжения, распространяющаяся к свободному торцу рабочего инструмента, достигая его, отражается в сторону обрабатываемой среды с противоположным знаком, т.е. в виде волны сжатия (рисунок 2.20, *в*). Если участки рабочего инструмента 1 и 2 имеют различные ударные жесткости, то волна деформации, подходящая к границе изменения ударной жесткости рабочего инструмента со стороны его свободного торца, частично проходит через эту границу, а частично отражается в сторону свободного торца (рисунок 2.20, *г*). Параметры волны, прошедшей на участок 2 и отраженной на участок 1, зависят от соотношения ударных жесткостей этих участков.

Волна, распространяющаяся по участку 1 в сторону свободного торца волновода, достигая его, вновь отражается к обрабатываемой среде с противоположным знаком (рисунок 2.20, *д*). Эта волна также частично проходит через границу участков 1 и 2, а частично отражается от нее. Таким образом, из схемы, представленной на рисунке 2.20, видно, что в системах с неторцевым соударением элементов при одном ударе может быть сформировано несколько волн деформаций, распространяющихся в сторону обрабатываемой среды. Время

между воздействием этих волн на обрабатываемую среду определяется длиной участка рабочего инструмента, расположенного выше плоскости соударения 1, и скоростью распространения волны деформации в волноводе a и равно $2l_2/a$.

При определенных параметрах ударной системы волна деформации, отраженная от свободного торца рабочего инструмента, может подойти к контактному сечению бойка и инструмента прежде, чем закончится их взаимодействие. Перемещая ударный торец волновода, эта волна будет оказывать влияние на процесс взаимодействия бойка с инструментом и на передачу энергии бойка в рабочий инструмент. Следовательно, в системах с неторцевым соударением элементов можно формировать несколько волн деформаций при одном ударе и благодаря их наложению с различным сдвигом по времени изменять форму волны, распространяющейся по рабочему инструменту в сторону обрабатываемой среды.

На основании описанных представлений о процессе формирования волн деформаций в ударных системах с неторцевым соударением элементов можно предположить, что применение таких систем позволит управлять процессом передачи энергии удара от машины к обрабатываемой среде за счет ее распределения между несколькими, последовательно действующими на обрабатываемую среду волнами. Для проверки этой возможности были выполнены специальные исследования, результаты которых изложены ниже. Случаи неторцевого соударения тел рассматривались рядом авторов [58,59,61,63]. В работе [51] приведены зависимости для определения усилий в контактном сечении двух тел при их неторцевом соударении. С использованием этих зависимостей в работе [111] решается задача определения параметров волн деформаций, распространяющихся по элементам ударного узла при прохождении в него волны, отраженной от обрабатываемой среды. Авторами работы [18] сформулированы и обоснованы некоторые предпосылки к составлению схем ударных систем с неторцевым соударением. На основании этих предпосылок в работе [21] предложен алгоритм численного расчета параметров волновых

процессов, протекающих в ударной системе, который дает возможность рассчитывать ударные системы практически любой конструктивной сложности.

Таким образом, в настоящее время уже имеется некоторый аппарат, позволяющий проводить расчет и анализ ударных систем с неторцевым соударением элементов. Однако исследований влияния конструкции элементов ударной системы, их размеров, материалов и других факторов на параметры волн, генерируемых в системе, и на эффективность использования их энергии для разрушения обрабатываемой среды до настоящего времени не проводилось. Отсутствует также экспериментальная проверка приемлемости допущений, принятых при составлении расчетных моделей ударных систем с неторцевым соударением. В связи с этим в настоящее время еще нельзя однозначно ответить на вопрос о преимуществах и недостатках ударных систем с неторцевым соударением и о целесообразности использования таких систем в конструкциях машин ударного действия. Не существует также рекомендаций по выбору рациональных параметров этих систем.

Был упущен вариант исполнения бойка, при котором удар по рабочему инструменту осуществляется лишь частью ударного торца, т.е. получается так называемое «неторцевое соударение». В этой связи, были предприняты попытки отыскания и обоснования конструктивных решений ударников, которые бы, обладая простой цилиндрической формой внешней боковой поверхности, обеспечивали ударный импульс, наиболее эффективно соответствующий свойствам разрушаемого объекта.

В задачах определения формы и параметров ударного импульса, генерируемого в рабочем инструменте, расчетную схему ударной системы можно упростить, заменив реальный боёк приведенным, обладающим сплошными поперечными сечениями, расположенными по длине с учетом направления распространения ударного импульса [1, 2]. При таких условиях приведенный боёк будет формировать в волноводе такой же ударный импульс, как и реальный боек.

Рассмотрим приёмы, позволяющие осуществлять такую замену. Например, рассмотрим ударную систему, показанную на рисунке 2.21, а. Боёк этой системы

состоит из трех различающихся по геометрическим параметрам участков, причем сечения 1 участка находятся внутри сечений 3 участка, а участки соединены у верхнего торца бойка участком 2.

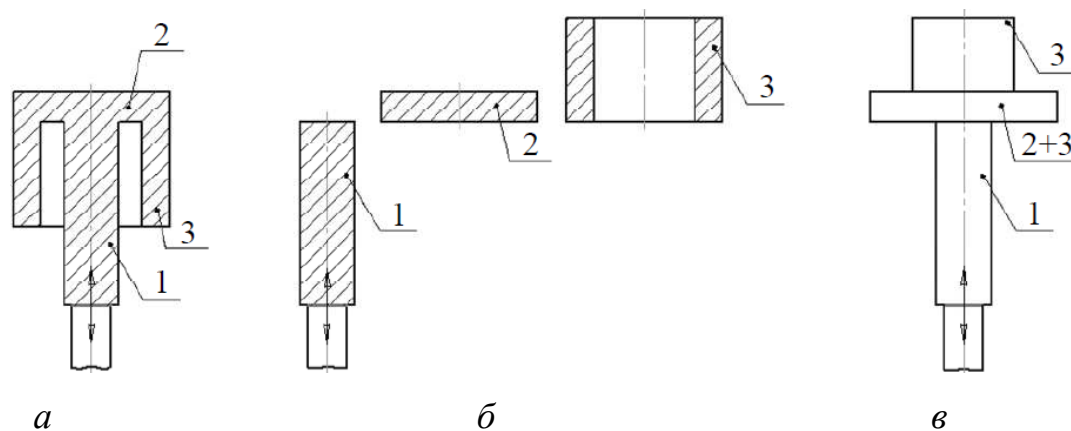
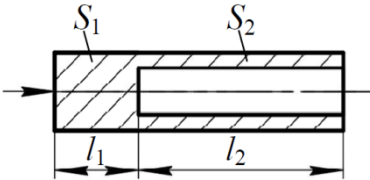
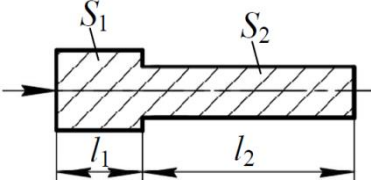
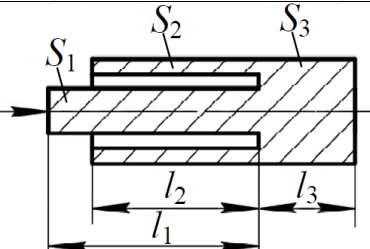
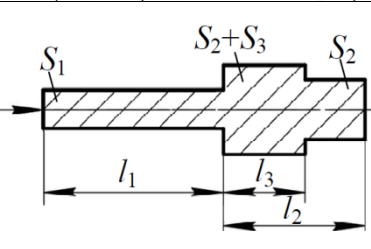
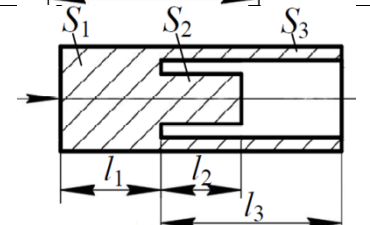
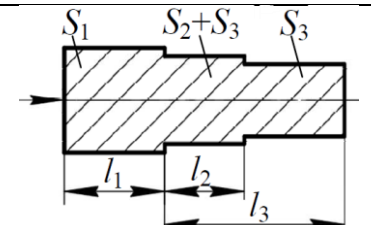
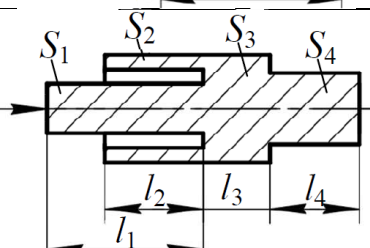
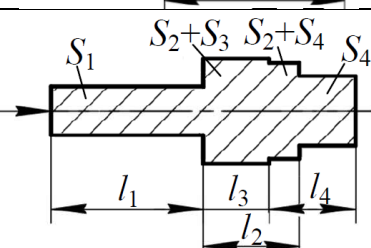
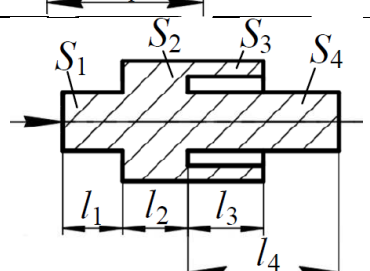
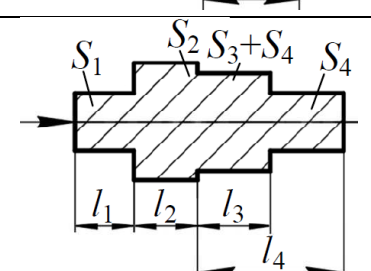
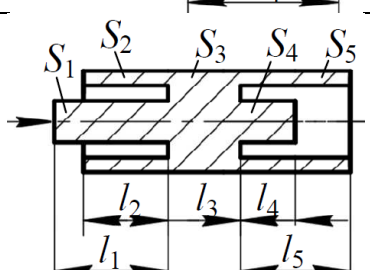
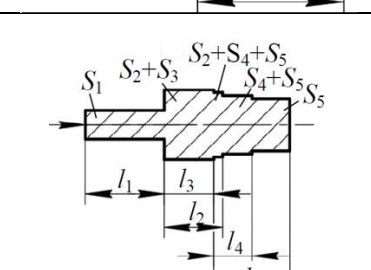


Рисунок 2.21 – Механизм образования приведенной формы бойка: *а* – исходный боёк, *б* – составные части бойка, *в* – приведенная форма бойка [58]

При ударе таким бойком по волноводу на участке 1 возникает упругая волна деформации, которая распространяется в сторону верхнего торца бойка. Когда волна достигает верхнего 2 участка, то одновременно с движением по этому участку волна начинает свое движение по 3 участку. Учитывая это обстоятельство, расчётную схему рассматриваемой ударной системы можно представить таким образом, чтобы сечения участков 2 и 3 располагались последовательно за сечениями участка 1 (рисунок 2.21, *б*), при этом 2 и 3 участки будут располагаться сразу после 1. Заменяя затем полые участки сплошными, не изменяя площади их поперечного сечения, с учетом того, что после прохождения участка 1 волна одновременно захватывает участки 2 и 3, получим расчетную схему, показанную на рисунке 2.21, *в*. Необходимо отметить, что такая последовательность составления расчётной схемы приемлема только в том случае, если необходимо определить параметры волны, генерируемой в волноводе. В таблице 2.5 в качестве примера приведены реальные конструкции бойков и соответствующие им приведенные бойки, построенные с использованием описанного выше принципа. Ударные торцы бойков отмечены на схемах стрелками.

Из таблицы 2.5 видно, что конструкции приведенных бойков могут существенно отличаться от реальных.

Таблица 2.5 – Реальные и эквивалентные схемы бойков [7]

Схема реального бойка	Схема эквивалентного бойка
	
	
	
	
	
	

При одной и той же схеме приведенного бойка конструкции бойков могут быть самыми разнообразными. Это позволяет решать обратную задачу –

конструировать бойки, которые удовлетворяли бы ограничениям на их геометрические параметры и вместе с тем формировали в волноводе волну деформации с требуемыми параметрами.

Одним из частей данного исследования является определение зависимостей параметров ударного импульса, генерируемого бойком (рисунок 2.22, *а*) при добавлении дополнительной цилиндрической ступени, образующей посадочную поверхность (рисунок 2.22, *б*), при сохранении исходной массы, m бойка и диаметра его ударного торца, d_y а также при условии сохранения предударной скорости бойка, V_0 и материального исполнения ударной системы, ρ .

В результате исследования двухступенчатых бойков было выявлено снижение максимального значения амплитуды силы ударного импульса, $F_{\max}$ зависящего от длины цилиндрической ступени бойка, $l_{\text{ц}}$.

При увеличении длины цилиндрической ступени бойка со стороны воспринимающего торца, уменьшается диаметр воспринимающего торца, что и приводит к снижению амплитуды ударного импульса, однако при этом происходит продление продолжительности максимального значения образовавшейся волны ударного импульса, что приводит к увеличению суммарного значения импульса силы (рисунок 2.23).

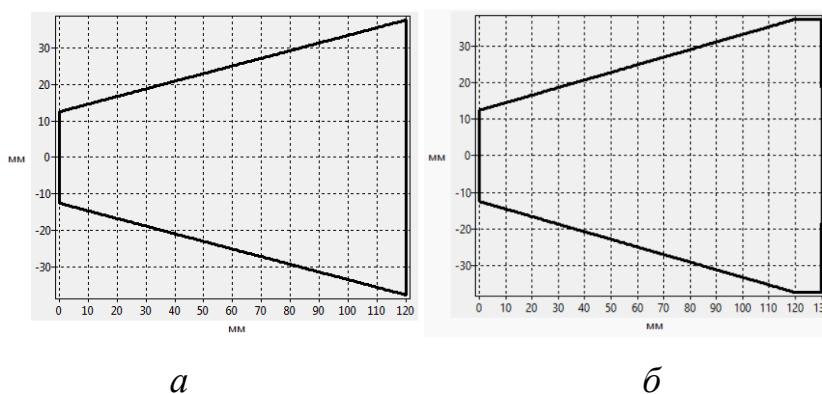


Рисунок 2.22 – *а* – исходный боёк, *б* – боёк с дополнительной цилиндрической ступенью (составлено автором)

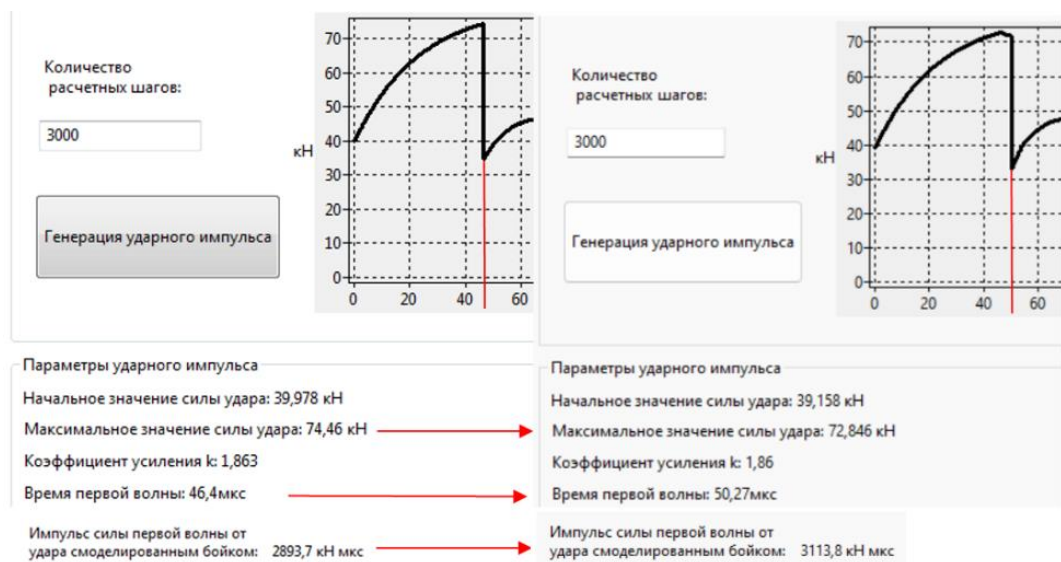


Рисунок 2.23 – Влияние дополнительной цилиндрической ступени бойка на параметры генерируемого импульса (составлено автором)

2.4 Выводы по второй главе

1. Проведен анализ волновых процессов, возникающих при ударе бойка по рабочему инструменту. Установлено, что для волноводов длиной до 3–4 метров можно применять одномерную волновую теорию, так как влияние внутреннего трения и других второстепенных факторов не превышает 1% на метр. Основными параметрами, определяющими эффективность разрушения горной породы, являются максимальная сила удара, продолжительность первой ударной волны и импульс силы в течение этого времени.

2. Аналитический метод позволяет точно описать ударные импульсы, но только для ограниченного числа простых геометрических форм бойков. Графоаналитический метод, основанный на волновой теории, более универсален — он позволяет рассчитывать импульсы для бойков любой формы путем замены реальной конструкции упрощенной ступенчатой моделью. Этот метод дает погрешность не более 5% при условии, что длина волновода значительно превышает его диаметр.

3. Для бойков с криволинейными поверхностями и внутренними полостями разработан алгоритм преобразования их 3D-геометрии в эквивалентную многоступенчатую цилиндрическую модель. Специальное

программное обеспечение автоматически разбивает боек на сечения, рассчитывает их площади и строит упрощенную модель, сохраняющую волновые свойства оригинала. Программа также вычисляет коэффициенты отражения и прохождения волн на границах сечений, что позволяет определить форму и параметры генерируемого импульса.

4. Исследование двухступенчатых бойков показало, что добавление цилиндрической части снижает пиковую силу удара, но увеличивает длительность импульса, что в итоге повышает его суммарное воздействие. Оптимальная длина цилиндрической ступени не должна превышать трети от общей длины ударной части. Также изучены системы с неторцевым ударом, в которых формируются две волны — сжатия и растяжения. Их временной сдвиг позволяет управлять распределением энергии удара.

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ ГОРНЫХ ПОРОД

3.1 Экспериментальный стенд и методика проведения испытаний

Наиболее оперативным и точным методом для определения параметров упругих волн следует признать экспериментальный. Поэтому решение сформулированных в первой главе задач исследований требовало постановки и проведения специальных экспериментов.

К сожалению, современные стандартные экспериментальные ударные установки, по типу вертикальных или маятниковых копров не позволяют оценить эффект влияния геометрии ударяющего тела на эффективность разрушения исследуемых опытных образцов, а также генерируемый в ударном инструменте ударный импульс.

В этой связи, в целях данного диссертационного исследования по заявке кафедры машиностроения Санкт-Петербургского Горного университета императрицы Екатерины II, в учебных мастерских университета был изготовлен экспериментальный стенд, основанный на принципе действия вертикального двухструнного ударного копра и **разработана методика** проведения экспериментальных исследований процесса разрушения образцов крепкой горной породы в результате формирования и распространения ударных импульсов генерируемых бойком в ударном инструменте при продольном соударении бойка с ударным инструментом и взаимодействия на границе "рабочий инструмент – разрушаемая среда". Экспериментальное исследование проводилось в лаборатории научного центра «Арктика» Санкт-Петербургского Горного университета.

3.1.1 Конструкция экспериментального стенда

Экспериментальный стенд (рисунок 3.1), основанный на принципе действия вертикального копра, высотой 3,5 м, состоит из нижнего 1 и верхнего 2 каркаса, сваренных из стального профиля, и жестко закрепленных между собой

болтовыми соединениями. С возможностью сброса бойка с высоты 3м, с возможностью перемещения, обеспечиваемой колёсами 16, с общей грузоподъемностью 400кг. В углах верхней и нижней части стенда установлены поперечные резьбовые шпильки 6 и 8, позволяющие закрепить направляющие стальные тросы 5 диаметром 3мм, с помощью резьбовых втулок 7 с кольцом посередине.

Натяжение вертикальных стальных тросов обеспечивают талрепы 9, установленные на нижних угловых шпильках 8. Направляющие стальные тросы проведены через втулки 10 каретки, тем самым обеспечивая возможность возвратно поступательного движения каретки по вертикальным стальным тросам 5. По центру каретки располагается 2 отверстия, верхнее для закрепления рым-болта 11, нижнее для закрепления бойков 12 различных геометрических форм.

Перпендикулярно верхним угловым шпилькам установлен верхний диагональный упор 3 с монтажным блоком 4, направленным вниз по центру стенда, через который проведен синтетический трос, диаметром 4мм и длиной 10м., один конец которого привязан к рым-болту 11 каретки, а другой конец свободный, позволяющий осуществлять подъём и сброс узла 10-12.

В нижней части стенда 1 в двух перпендикулярных боковых плоскостях установлены направляющие стойки 14, с возможностью регулировки по высоте в диапазоне 200-1000мм и по вылету на 50мм от центра стенда, обеспечивающие фиксацию рабочего ударного инструмента 13 на центре образца крепкой горной породы соосно с бойком.

Для защиты напольного покрытия опыты производились с использованием подложки из твердой резины, набоечного материала резита листового размерами 400х700х5мм. Жесткость и толщина подложки подбирались с той целью, чтобы не оказывать влияния на чистоту эксперимента.

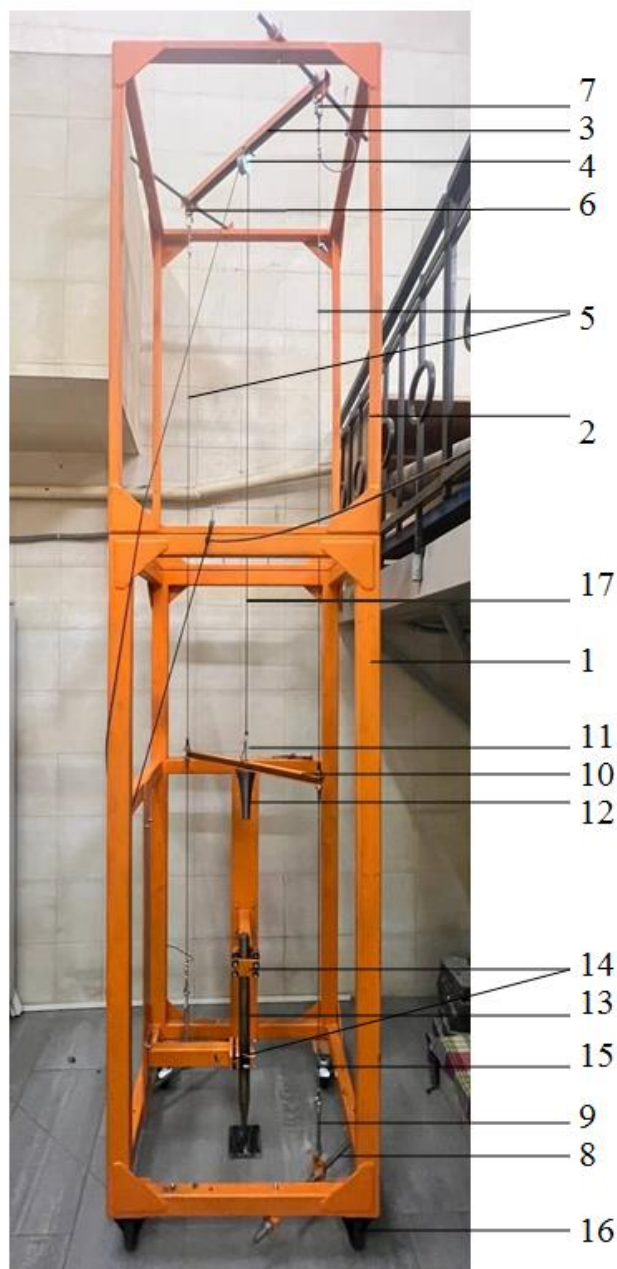


Рисунок 3.1 – Экспериментальный стенд (составлено автором)

3.1.2 Методика проведения экспериментального исследования

Последовательность проведения экспериментального исследования состоит из подготовительных мероприятий, непосредственно опытов и фиксирования результатов с последующей правкой основных узлов, уборки разрушенного образца и установки нового образца крепкой горной породы.

Подготовка экспериментального стенда начинается с его сборки, обеспечения фиксации резьбовых крепёжных соединений и обеспечения натяжения направляющих стальных тросов с обильной смазкой стальных тросов

для минимизации влияния трения втулки и тросов. Затем устанавливается образец крепкой горной породы. Важно расположить его перпендикулярно стенду на подложке таким образом, чтобы его центр оказался в оси рабочего ударного инструмента, который устанавливается в направляющих стойках, на образце крепкой горной породы. При этом необходимо установить один из опытных бойков и обеспечить соосность бойка и рабочего ударного инструмента регулировкой направляющих стоек.

Для проведения опытов, необходимо определить высоту сброса бойка для разрушения образца горной породы. Для этого обратимся к коэффициентам подобия (таблица 3.1), определенным по основным характеристикам гидромолота Delta FX-15, наиболее распространенного при выполнении задач по разрушению негабаритов крепких горных пород размерами более 450мм, и геометрическим параметрам его ударного узла.

Таблица 3.1 – Критерии и коэффициенты подобия (составлено автором)

Поз. №	Критерий подобия	Delta FX-15	Коэффициент	Стенд
1	Энергия удара, Дж	4234	$k_E=210$	20
2	Диаметр пики, мм	120	$k_d=4,5$	25
3	Длина пики, мм	1100	$k_l=1,5$	700
4	Масса пики, кг	84	$k_m=15$	5,5
5	Диаметр бойка, мм	120	$k_d=4,5$	25
6	Масса бойка, кг	69	$k_M=35$	2
7	Размеры негабарита, мм	>450	$k_L=4,5$	100

Итак, исходную высоту сброса тарировочного бойка массой 2кг, примем 1м, так как при такой высоте сброса кинетическая энергия бойка близка к 20Дж, что соответствует коэффициенту, k_1 – энергии разрушения.

Для этого необходимо провести подготовительные мероприятия, затем установить тарировочный боёк, и при сопоставлении ударного торца бойка на воспринимающем торце рабочего инструмента необходимо измерить с верхней точки втулки каретки расстояние (высоту сброса) вдоль вертикальных стальных

тросов и установить зажим (фиксатор) для того, чтобы сбросить боёк с нужной высоты с наибольшей степенью точности.

Начальная высота сброса выбрана 1м. Измерена высота сброса вдоль стального троса, установлен фиксатор. Боёк поднят за свободный конец синтетического троса на измеренную высоту. Выдержана пауза 10-15сек. для стабилизации системы, во избежание лишних колебаний. Затем можно осуществлять сброс.

Если результат опыта положительный и опытный образец разрушен, то необходимо сбросить боёк с меньшей высоты с шагом 5см.

Если результат опыта отрицательный и опытный образец не разрушен, то необходимо сбросить боёк с большей высоты с шагом 5см.

Затем нужно определить минимальную высоту сброса, при котором происходит гарантированное разрушение образца горной породы, повторить опыты с каждой высоты сброса еще по 4 раза, для того чтобы с каждой высоты было проведено по 5 опытов, чтобы выполнить требования к методам испытаний ГОСТ 55162-2012. Проверочные опыты с некоторых высот, также необходимо выполнить оп 5 раз.

Итак, последовательность проведения эксперимента:

1. Провести подготовительные работы, подтянуть резьбовые соединения, смазать стальные тросы, подготовить измерительные приборы и средства фото-видео фиксации и таблицу 3.2 для внесения результатов испытаний.
2. Подложить опытный образец горной породы центром под ось рабочего инструмента.
3. Установить боёк №1, затянуть резьбу, установить элементы ударного узла в одной оси.
4. Измерить необходимую высоту вдоль стального троса, пометить точку на тросе и установить фиксатор.
5. Поднять боёк на высоту сброса, потянув за свободный край синтетического троса.

6. Выдержать паузу в течение 10-15сек. для обеспечения стабилизации системы и гашения колебаний.
7. Сбросить боёк.
8. Внести результат опыта в таблицу 3.2

Таблица 3.2 – Шаблон для внесения результатов опытов (составлено автором)

Высота сброса, м	1,1	1,05	1	0,95	0,9	...	z
Боёк №1	+/-						
Боёк №2							
Боёк №3							
Боёк №4							
Боёк №5							

В таблицах 3.2 и 3.3 знак «+» означает, что образец горной породы раскололся, знак «-» означает, что образец не раскололся.

9. После каждого опыта необходимо провести центрирование ударного узла и смазку стальных тросов.
10. Повторить опыт с одной и той же высоты 5 раз.
11. Сменить высоту сброса и повторить пп. 4-9.

3.2 Выбор и описание опытных образцов

Экспериментальное исследование энергоэффективности процесса разрушения негабаритов крепких горных пород в результате соударения бойка с рабочим инструментом, установленным вертикально острием в центре образца крепкой горной породы осуществимо с применением натуральных опытных образцов.

Опытными образцами экспериментального исследования выступают:

1. Образцы крепкой горной породы.
2. Рабочий инструмент машин ударного действия, пика клиновья.
3. Бойки – различных геометрических форм, в частности 5 бойков, отобранных по отличительным особенностям.

Выбор опытных образцов горной породы и их размеров не случаен. Наиболее распространенной горной породой являются граниты, широко применяемые в различных областях строительства: щебень различной крупности, брусчатка, бордюры, облицовочные плиты, блоки и плиты, используемые для

возведения мостов, плотин и подпорных стен, памятники, колонны, а также современное применение в производстве искусственных камней высокого качества.

Искусственный камень пользуется рядом преимуществ, отличается высокой плотностью, предсказуемой структурой, рисунком и низкими требованиями к качеству добываемого сырья, простота и производительность технологии выработки.

Необходимо отметить, что изначально планировалось проведение эксперимента с гранитными плитами шестигранной формы (рисунок 3.2), с размерами 240х240х30мм, однако, после проведения пробных опытов выяснилось, что тарировочный боёк при сбросе с максимальной высоты, обеспечиваемой конструкцией стенда – не разрушает опытные образцы горной породы. Саранский гранит, с коэффициентом крепости, $f=15$.

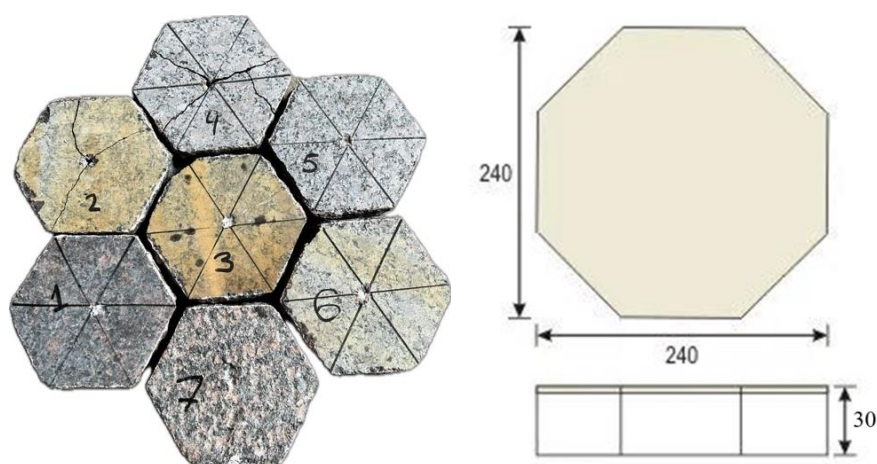


Рисунок 3.2 – Образцы гранита (составлено автором)

В этой связи было принято решение сменить образцы горной породы на крепкую горную породу с меньшим коэффициентом крепости, каковым является мрамор. А геометрические параметры образцов крепкой горной породы обоснованы геометрическим коэффициентом подобия, k_7 (таблица 3.1), а также ассортиментом выпускаемой продукции в производствах каменных изделий в г. Санкт-Петербург: компания Нэнси и ГК Хомикс Каменный стиль.

В проведённых экспериментах в качестве мишеней для разрушения были использованы мраморные образцы пород «Volakas» и «Panda Black»,

представленные в виде плит с размерами $100 \times 100 \times 20$ мм (рисунок 3.3, а). Эти материалы характеризуются коэффициентом крепости по шкале Протодяконова, равным $f=8$, что свидетельствует о достаточно высокой прочности исследуемых образцов. Согласно классификации горных пород по крепости f , к крепким горным породам относятся известняки, песчаники, доломит, **мраморы и граниты**.



Рисунок 3.3 – Опытные образцы: *а* – горная порода, *б* – пика, *в* – бойки
(составлено автором)

Классификация горных пород по крепости – это шкала, в табличной форме, составленная профессором М.М. Протодяконовым в начале XX века, позволяющая оценить совокупность действующих при разрушении горной породы различных по характеру напряжений. Усредненный коэффициент f , позволяет оценить трудоемкость разрушения горных пород и трудоёмкость добычи вне зависимости от способа разрушения.

В качестве рабочего инструмента в экспериментальной установке использовалась клиновидная пика, конструкция которой представлена на рисунке 3.3, б. Длина данного элемента составляет 700 мм, ширина клиновидной части — 40 мм, а угол её заострения равен 15° . Ударный торец имеет диаметр 25 мм. Выбор именно такой пики был не случаен: он обоснован как соответствием геометрических параметров критериям подобия (в частности, коэффициенту k_2 ,

приведённому в таблице 3.1), так и практическими соображениями доступности и возможности приобретения.

Для моделирования процесса удара в лабораторных условиях были сконструированы пять бойков, различающихся по геометрическим очертаниям, но обладающих идентичными массой (2 кг) и диаметром ударной поверхности (25 мм). Эти параметры были выбраны с целью обеспечения сопоставимости результатов при варьировании исключительно формы бойка, не затрагивая инерционные характеристики и площадь контакта с мишенью.

Первый из исследуемых бойков (№1) представляет собой простой цилиндр с горизонтальной образующей, то есть боковая поверхность у него строго прямолинейна и не меняется по длине. Это классическая форма, широко применяемая в стандартных ударных устройствах, отличающаяся постоянной площадью поперечного сечения. В данной работе такой боёк рассматривается в качестве базового — или, иначе говоря, эталонного — на фоне остальных геометрических вариаций. Его форма описывается следующей формулой (3.1):

$$y_1 = k_1. \quad (3.1)$$

Боёк №2 — конический, образующая боковой поверхности — наклонная прямая. Простейшая в изготовлении форма бойка обеспечивающая линейно возрастающую площадь поперечного сечения по длине от ударного торца к воспринимающему. Описывается формулой (3.2):

$$y_2 = k_2 x + k_3. \quad (3.2)$$

Боёк №3 — экспонент вращения, образующая боковой поверхности — экспоненциальная кривая. При ударе генерирует ударный импульс с линейным нарастанием амплитуды и минимальной энергией отраженной волны. Описывается формулой (3.3):

$$y_3 = k_4 e^{k_5 x} + k_5. \quad (3.3)$$

Боёк №4 — псевдосфера, образующая боковой поверхности — трактриса. Генерирует ударный импульс с линейным нарастанием амплитуды, что

соответствует характеристике «сила-внедрение» для хрупких сред. Описывается формулой (3.4):

$$\begin{cases} x = k_6 \cos t + k_6 \ln(\operatorname{tg}(t / 2)) + k_7, \\ y_4 = k_6 \sin t. \end{cases} \quad (3.4)$$

Боёк №5 – гиперboloид вращения, образующая боковой поверхности – гиперболическая кривая. Генерирует ударный импульс с максимальной амплитудой в сравнении любыми другими формами бойков. Описывается формулой (3.5):

$$y_5 = k_8 / (k_9 - x), \quad (3.5)$$

где переменные k_i – коэффициенты, зависящие от геометрических параметров бойков ($i = 1, \dots, 9$).

Численные функции, по которым выполнены опытные бойки, с учетом соблюдения требований по массе 2кг, диаметру ударного торца 25мм, и кривых образующих боковые поверхности выглядят следующим образом:

Боёк №1: $y = 12,5$;

Боёк №2: $y = \frac{5}{24}x + 12,5$;

Боёк №3: $y = \frac{1}{30}e^{0,0243x} + 12,5$;

Боёк №4: $\begin{cases} x = 63,667 \cos t + 63,667 \ln(\operatorname{tg}(t / 2)) + 84,726, \\ y_4 = 63,667 \sin t. \end{cases}$;

Боёк №5: $y = \frac{3243,75}{259,5 - x}$.

Чертежи для производства бойков представлены в приложении В.

3.3 Обработка результатов экспериментальных исследований

Группа опытов с бойком №1 – исходная высота сброса 1,1м.

Подготовлен стенд. Установлен боёк №1, установлен опытный образец горной породы, и выполнена соосность ударного узла. Трос смазан. Высота сброса измерена, фиксатор установлен. Боёк поднят за свободный конец синтетического троса на заданную высоту, проведена стабилизация, боёк

сброшен. Результат опыта положительный. Однако вносить результат рано, так как согласно требованиям подтверждения достоверности экспериментальных данных необходимо повторить одинаковые опыты по 5 раз, согласно ГОСТ 55162-2012.

Аналогичным образом, с бойком №1 выполнены опыты с высоты: 1,05м – 0,85м. Группа опытов №1 повторена 5раз. Результаты внесены в таблицу 3.3. Определена минимальная высота сброса бойка №1 при которой происходит гарантированное разрушение опытного образца крепкой горной породы.

Исходная высота сброса для группы опытов №2 с бойком №2 – это минимальная высота, определенная по результатам группы опытов №1.

Последовательность проведения групп опытов с бойками №1-№5 не случайна, она выбрана согласно теоретическим данным, проанализированным в первой главе, исходя из значения коэффициента усиления.

Группа опытов с бойком №2 – исходная высота сброса 1м.

По аналогии с группой опытов №1 выполнены опыты, определена минимальная высота сброса бойка №2 при которой происходит гарантированное разрушение образцов горной породы, результаты внесены в таблицу 3.3.

Группа опытов №3 – исходная высота сброса 0,85м.

По аналогии с группой опытов №2 выполнены опыты, определена минимальная высота сброса бойка №3 при которой происходит гарантированное разрушение образцов горной породы, результаты внесены в таблицу 3.3.

Группа опытов №4 – исходная высота сброса 0,45м.

По аналогии с группой опытов №3 выполнены опыты, определена минимальная высота сброса бойка №4 при которой происходит гарантированное разрушение образцов горной породы, результаты внесены в таблицу 3.3.

Однако в связи с определением промежутка, при котором бойки №3 и 4 показали одинаковые результаты, принято решение сократить шаг сброса до 0,01м. Определена минимальная высота сброса бойка №4, отличная от предыдущего результата, при которой происходит гарантированное разрушение образцов горной породы, результаты внесены в таблицу 3.3.

Группа опытов №5 – исходная высота сброса выбрана 0,45м.

По аналогии с группой опытов №4 выполнены опыты, определена минимальная высота сброса бойка №5 при которой происходит гарантированное разрушение образцов горной породы, результаты внесены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты экспериментального исследования (составлено автором)

Высота, м	1,10	1,05	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41
Боек №1	+	+	+	-	-	-												
Боек №2			+	+	+	+	-	-	-									
Боек №3						+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
Боек №4														+	+	-	-	-
Боек №5														+	+	+	+	-

На основе полученных результатов выполнен расчет энергии удара с учетом минимальных значений высоты сброса бойков, при которых происходило гарантированное разрушение опытных образцов крепкой горной породы:

Для бойка №1, расчетная высота сброса 1000мм, для бойков № 2, №3, №4 и №5 – 850 мм, 450мм, 440мм, и 420мм – соответственно (рисунок 3.4).

1. Энергия удара рассчитывалась следующим образом (3.6):

$$E = \frac{mv^2}{2}, \quad (3.6)$$

где m – масса бойка, кг, v – скорость бойка в момент удара, м/с.

2. Скорость ударника в момент удара (3.7):

$$v = gt, \quad (3.7)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с², t – время разгона бойка, с.

3. Время разгона бойка (3.8):

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \quad (3.8)$$

где h – высота сброса ударника, м.

4. Из формул (3.6), (3.7) и (3.8) следует (3.9):

$$E = mgh. \quad (3.9)$$

Энергия удара бойка №1:

$$E_1 = 2 \cdot 9,81 \cdot 1 = 19,62 \text{ Дж}$$

Энергия удара бойка №2:

$$E_2 = 2 \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 16,68 \text{ Дж}.$$

Энергия удара бойка №3:

$$E_3 = 2 \cdot 9,81 \cdot 0,45 = 8,83 \text{ Дж}.$$

Энергия удара бойка №4:

$$E_4 = 2 \cdot 9,81 \cdot 0,44 = 8,63 \text{ Дж}.$$

Энергия удара бойка №5:

$$E_5 = 2 \cdot 9,81 \cdot 0,42 = 8,24 \text{ Дж}.$$

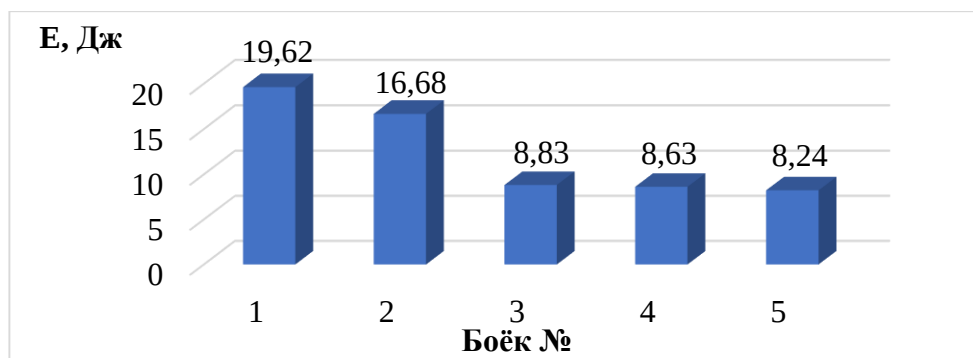


Рисунок 3.4 – Диаграмма значений энергии удара бойками №1-5

(составлено автором)

Результаты проведённого сравнительного анализа, объединяющего теоретические выкладки и экспериментальные наблюдения, демонстрируют явную тенденцию: применение бойка цилиндрической формы сопровождается наибольшими затратами энергии при разрушении горной породы. Такая форма, несмотря на конструктивную простоту и широкую распространённость, оказывается наименее эффективной с точки зрения энергоёмкости ударного процесса.

Изменение геометрии бойка позволяет достичь ощутимых улучшений. Так, переход к конической форме уже даёт заметный эффект: энергия, необходимая для разрушения, уменьшается примерно на 15% по сравнению с исходным цилиндрическим вариантом. Ещё более впечатляющие результаты получены при

использовании бойков с криволинейными образующими. Если форма боковой поверхности реализована в виде экспоненциальной кривой, удельные затраты энергии снижаются на 55%. При использовании трактрисы в качестве образующей прирост эффективности составляет 56% по отношению к цилиндру. Наибольшая экономия достигается при реализации бойка с гиперболической формой боковой поверхности — в этом случае уровень энергии, требуемой для удара, сокращается на 58%.

Таким образом, проведённый анализ чётко указывает на значительное влияние геометрии бойка на эффективность разрушения материала и подчёркивает перспективность использования нелинейных профилей при проектировании высокоэффективных ударных инструментов. Полученные результаты свидетельствуют о том, что эффективность машин ударного действия определяется не только массой и скоростью ударяющего тела, т.е. кинетической энергией удара, но и формой ударного импульса, зависящей от геометрии бойка. Следовательно, для дробления негабаритов горной породы наиболее оптимальным является линейный закон изменения амплитуды ударного импульса, который, в частности, реализуется путем выполнения бойка в форме экспоноида вращения, тела вращения трактрисы или гиперболической формы. Результаты анализа полученных значений приведены в диаграмме энергоэффективности бойков №2-5 относительно бойка №1 (рисунок 3.5).

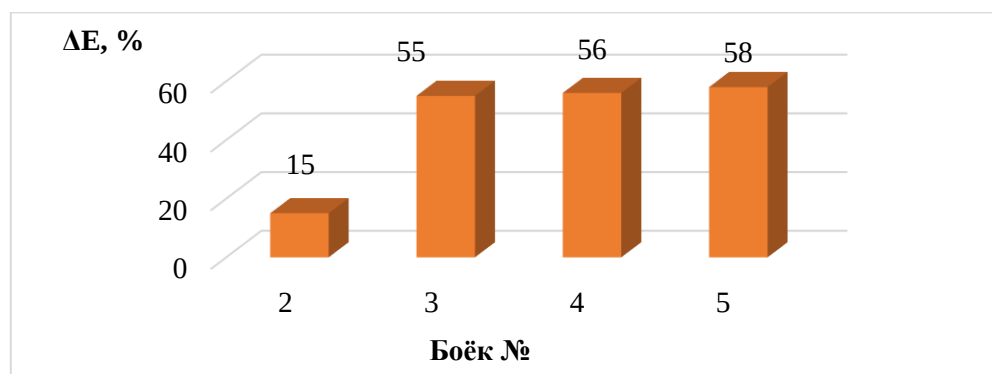


Рисунок 3.5 – Энергоэффективность разрушения горной породы
(составлено автором)

Результаты экспериментального исследования были внесены как исходные данные в программное обеспечение «удар бойком сложной геометрической формы», для анализа параметров генерируемых ими ударных импульсов. Получены импульсные характеристики (рисунок 3.6) и сформирована сравнительная таблица характеристик бойков (таблица 3.4)

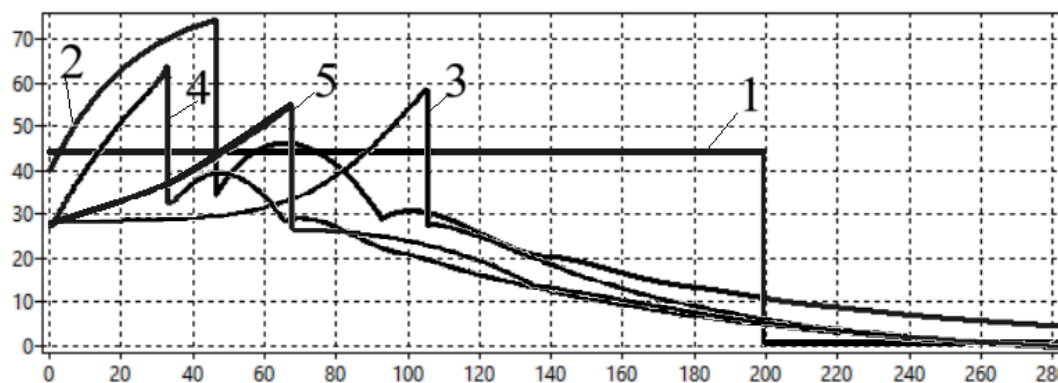


Рисунок 3.6 – Ударные импульсы от бойков №1-5
(составлено автором)

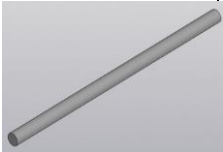
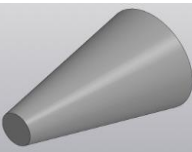
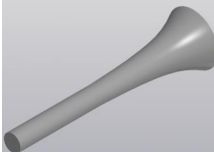
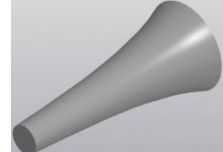
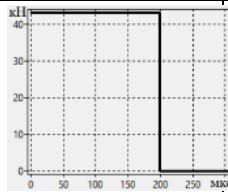
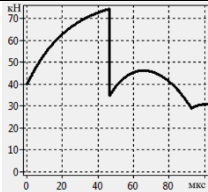
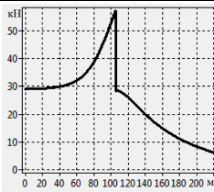
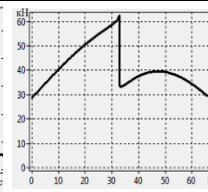
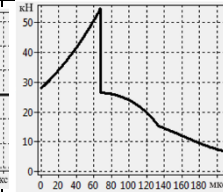
Одним из основных условий энергоэффективного разрушения крепких горных пород ударным инструментом является соответствие генерируемого в рабочем инструменте, в результате нанесения удара бойком, импульса характеру разрушения хрупких сред, описываемого показателем «сила – внедрение». Как упоминалось ранее зависимость «сила – внедрение» для крепких горных пород описывается линейно или экспоненциально возрастающей функцией.

Боёк №1 генерирует в рабочем инструменте прямоугольный ударный импульс, он не соответствует требованиям энергоэффективного разрушения крепких горных пород.

Боёк №2 генерирует в рабочем инструменте ударный импульс, с линейно убывающей интенсивностью, он также не соответствует требованиям энергоэффективного разрушения крепких горных пород.

Боёк №3 генерирует в рабочем инструменте ударный импульс, с экспоненциально возрастающей интенсивностью, при этом обладает наименьшей энергией отраженной волны, R . Он соответствует требованиям энергоэффективного разрушения крепких горных пород.

Таблица 3.4 – Сравнительная таблица характеристик бойков №1-5 (составлено автором)

Боек	Боек №1	Боек №2	Боек №3	Боек №4	Боек №5
3D модель					
Высота сброса, м	1	0,85	0,45	0,44	0,42
Предударная скорость, м/с	4,429447	4,083748	2,971363	2,938163	2,870609
Масса, кг	2	2	2	2	2
Затрачиваемая энергия удара, Дж	19,62	16,68	8,83	8,63	8,24
Диаметр ударного торца, мм	25	25	25	25	25
Диаметр неударного торца, мм	25	75	75,1	127	75
Форма ударного импульса, $F = f(t)$, кН (мкс)					
Время первой волны, сек	198,8	46,4	105,6	32,75	66,9
Макс. значение силы удара, кН	43,291	74,46	57,274	62,501	54,745
Коэффициент усиления, $\frac{F_{max}}{F_0}$	1,0	1,863	1,972	2,173	1,951
Дельта	0	0,15	0,55	0,56	0,58

Боек №4 генерирует в рабочем инструменте ударный импульс, с максимально приближенной к линейному закону нарастания. Он соответствует требованиям энергоэффективного разрушения крепких пород.

Боёк №5 генерирует в рабочем инструменте ударный импульс, с гиперболическим законом нарастания, при этом обладает наибольшим коэффициентом усиления. Он также соответствует требованиям энергоэффективного разрушения крепких горных пород.

По итогам анализа результатов эксперимента и рассчитанных показателей энергоэффективности были отобраны 3 наиболее эффективные формы бойков: боёк №3, боёк №4, и боёк №5.

3.4 Выводы по третьей главе

Анализ экспериментальных результатов, представленных на рисунке 3.4, позволил выявить выраженную зависимость между геометрией бойка и энергетическими затратами на разрушение породы. В частности, использование бойка №2, выполненного в форме усечённого конуса, показало, что такая конструкция снижает необходимую для разрушения энергию примерно на 15% по сравнению с цилиндрическим бойком идентичной массы и размеров. Это указывает на более рациональное распределение механической энергии при контакте с мишенью.

Ещё более значительное снижение энергозатрат наблюдается при переходе к бойкам, в которых боковая поверхность формируется по сложным криволинейным зависимостям. Так, боёк №3 с экспоненциальной образующей, боёк №4, выполненный на основе трактрисы, и боёк №5, спрофилированный по гиперболической кривой, обеспечили уменьшение энергии удара более чем на 50% относительно базового цилиндрического варианта. Это говорит о принципиальной возможности существенной оптимизации конструкции ударного инструмента за счёт рационального изменения его внешнего профиля.

Существенное сокращение энергии, требуемой для разрушения, делает такие геометрические формы весьма перспективными для применения в современных моделях гидромолотов. Особенно это актуально в тех случаях, когда конструктивные ограничения по массе и габаритам требуют повышенной эффективности каждого удара.

Полученные результаты подтверждают значимость эффекта влияния геометрии ударного узла гидромолота в решении проблемы повышения энергоэффективности процесса разрушения горной породы высокой крепости. Однако актуальна задача встраивания бойков с криволинейной образующей боковой поверхности в цилиндрические корпуса машин ударного действия.

ГЛАВА 4 РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ НОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ СОУДАРЯЮЩИХСЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМОЛОТА

4.1 Разработка бойка, встраиваемого в корпус гидромолота обеспечивающего нарастание амплитуды ударного импульса с течением времени

По результатам экспериментального исследования были отобраны наиболее эффективные формы экспериментальных бойков для разрушения крепких горных пород, это бойки №3, №4 и №5.

Для решения задачи встраивания бойков с криволинейной образующей боковой поверхности в цилиндрические корпуса машин ударного действия к отобранным бойкам добавлена поршневая часть в форме цилиндроконической оболочки, позволяющая интегрировать бойки с криволинейной боковой поверхностью, в цилиндрические корпуса гидро- пневмомолотов, обеспечивая им цилиндрические посадочные поверхности.

Однако условие сохранения форм ударных импульсов в неизменном виде состоит в обеспечении распределения объема материала вдоль оси бойка, что обусловлено сохранением распределения площадей поперечных сечений в продольном направлении от ударного торца бойка к воспринимающему торцу, что и формирует ударный импульс.

В этой связи для компенсации добавленного объема материала необходимо выполнить в ударной части бойка центральное глухое отверстие с распределением площадей поперечных сечений вдоль оси бойка идентичным распределению площадей поперечных сечений поршневой части бойка.

Цилиндроконическая оболочка может быть ориентирована как в сторону воспринимающего торца бойка (рисунок 4.1, з), так и в сторону его ударного торца (рисунок 4.1, д). При этом ориентирование цилиндроконической оболочки в направлении ударного торца, приводит к дополнительным возможностям, уменьшения общего диаметра бойка, а также добавления второй посадочной поверхности.

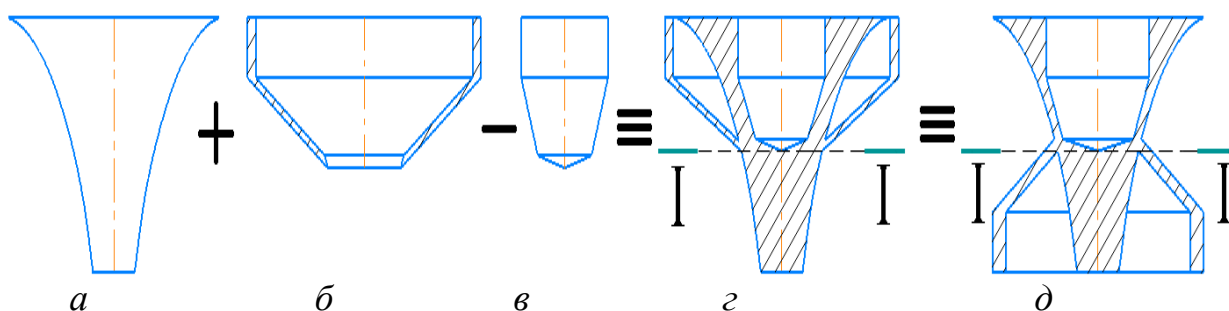


Рисунок 4.1 – Способ встраивания бойка с криволинейной образующей боковой поверхности, где:

a – исходный цельнотельный боёк, *б* – цилиндроконическая оболочка, *в* – глухое отверстие, *г* – боёк с оболочкой, *д* – боёк с развернутой оболочкой
(составлено автором)

4.2 Обоснование рациональности конструкции бойка с цилиндроконической оболочкой, обеспечивающей цилиндрические посадочные поверхности

Условие идентичности бойков, приведенных на рисунках 4.1, *a* и 4.1, *г*, по генерируемому ими импульсу.

В поперечном сечении любого вырезанного элементарного слоя *I-I* толщиной Δx имеются выполненные из однородного материала кольцо, образованное цилиндроконической оболочкой, и кольцо, образованное штоком.

Площадь кольца, образованного цилиндроконической оболочкой (4.1):

$$S_1 = \pi(R_1^2 - R_2^2), \quad (4.1)$$

где R_1 – радиус внешней окружности кольца, образованного цилиндроконической оболочкой; R_2 – радиус внутренней окружности кольца, образованного цилиндроконической оболочкой.

Площадь кольца, образованного штоком (4.2):

$$S_2 = \pi(r_1^2 - r_2^2), \quad (4.2)$$

где r_1 – радиус внешней окружности кольца, образованного штоком; r_2 – радиус внутренней окружности кольца, образованного штоком.

Объем слоя, выделенного в цилиндроконической оболочке (4.3):

$$V_1 = S_1 \cdot \Delta x. \quad (4.3)$$

Объем слоя, выделенного в штоке (4.4):

$$V_2 = S_2 \cdot \Delta x. \quad (4.4)$$

Обратимся к бойку (рисунок 4.1, а). Боек представляет собой тело вращения, образующей которого является вогнутая кривая, например экспонента, которая описывается формулой (4.5), представленной в следующем виде:

$$\rho = ae^{k_5 x} + b \quad (4.5)$$

Площадь поперечного сечения экспоноида вращения (4.6):

$$S_3 = \pi \rho^2. \quad (4.6)$$

Объем элементарного слоя, выделенного в экспоноиде вращения (4.7):

$$V_3 = S_3 \cdot \Delta x. \quad (4.7)$$

Для обеспечения условия идентичности бойков, приведенных на рисунках 4.1, а, и 4.1, з, по генерируемому ими ударному импульсу, между бойками устанавливается связь в виде (4.8):

$$V_1 + V_2 = V_3. \quad (4.8)$$

Откуда согласно формулам (4.1-4.8) получаем (4.9):

$$\begin{aligned} S_1 \cdot \Delta x + S_2 \cdot \Delta x &= S_3 \cdot \Delta x, \\ S_1 + S_2 &= S_3, \\ \pi(R_1^2 - R_2^2) + \pi(r_1^2 - r_2^2) &= \pi \rho^2. \end{aligned} \quad (4.9)$$

С учетом того, что шток представляет собой тело вращения, образующей которого является цепная линия, очевидным является равенство (4.10):

$$r_1 = \rho. \quad (4.10)$$

Тогда формула (4.9) с учетом (4.10) примет вид (4.11):

$$\begin{aligned} \pi(R_1^2 - R_2^2) + \pi(\rho_1^2 - r_2^2) &= \pi \rho^2, \\ \pi(R_1^2 - R_2^2) &= \pi r_2^2. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Очевидно, что радиус r_2 внутренней окружности кольца, образованного штоком, одновременно является радиусом окружности, образованной центральным глухим отверстием, площадь поперечного сечения которого определяется формулой (4.12):

$$S_4 = \pi r_2^2. \quad (4.12)$$

Тогда из (4.1), (4.11), (4.12) следует выражение (4.13):

$$\begin{aligned}
 S_1 &= S_4; \\
 S_1 \cdot \Delta x &= S_4 \cdot \Delta x; \\
 V_1 &= V_4.
 \end{aligned}
 \tag{4.13}$$

Таким образом, боек машин ударного действия, состоящий из выполненных из однородного материала, жестко соединенных между собой цилиндроконической оболочки и коаксиально расположенного в ней штока, представляющего собой тело вращения, образующей которого является экспоненциальная кривая, имеющий центральное глухое отверстие, распределение объема которого по длине бойка идентично распределению объема по длине бойка цилиндроконической оболочки, генерирует в волноводе ударной машины ударный импульс, идентичный ударному импульсу, генерируемому бойком, выполненным в виде экспоноида вращения, являющийся энергоэффективным для разрушения горных пород высокой крепости.

Идентичность параметров ударных импульсов, генерируемых бойками, выполненными по рисункам 4.1, а и 4.1, б доказывается по аналогии с рисунком 2.21.

При этом наличие цилиндроконической оболочки обеспечивает бойку устойчивое положение в корпусе ударной машины. А выполнение цилиндроконической оболочки и штока из однородного материала обуславливает отсутствие в технологическом процессе изготовления бойка сборочных операций, что снижает трудоемкость его изготовления.

Предложенный вариант конструктивного исполнения поршень-бойка гидромолота защищен патентом РФ №221725 от 21.11.2023 г (Приложение Б).

4.3 Анализ напряженно-деформированного состояния разработанных бойков методом конечных элементов

Выполнение конструкций бойков машин ударного действия в виде сложных геометрических тел с отверстиями, полостями, образованными в результате выполнения бойков, состоящих из ударной и поршневой частей, представленных в виде тела вращения вогнутых кривых и цилиндроконических оболочек и

выполнения в воспринимающем торце ударной части центральных глухих отверстий, приводит к возникновению зон концентрации напряжений.

С целью обоснования рационального выбора геометрических параметров бойков, выполненных в форме цилиндроконических оболочек, а также оценки их прочностных и устойчивостных характеристик при работе в составе гидромолота, был проведён численный анализ напряжённо-деформированного состояния. В исследование включены модели бойков, сконструированные по наиболее эффективным конфигурациям — №3, №4 и №5. Расчёты выполнены с использованием метода конечных элементов в программной среде T-Flex CAD. При моделировании были заданы граничные условия: цилиндрическая поршневая часть бойка закреплялась по внешнему диаметру, а на ударную поверхность равномерно прикладывалась нагрузка, соответствующая максимальной ударной силе, определённой на основе экспериментальных данных.

Учитывая реальные технологические возможности производства, в частности литейные методы, конструкция бойка была дополнительно адаптирована: переходы между сечениями выполнены с плавными скруглениями, что позволило устранить потенциальные зоны концентрации напряжений. Такое решение, естественно, приводит к отклонению геометрической формы от исходной идеальной модели, описываемой как тело вращения плоской кривой (рисунок 4.1, а). Особенно это актуально для варианта исполнения с оболочкой, где цилиндрическая часть ориентирована в сторону ударного торца (рисунок 4.1, д). Отличия в геометрии, вызванные указанными модификациями, наглядно представлены с учётом направления распространения ударной волны на рисунке 4.2.

Тем не менее, расчётные исследования показали, что влияние этих изменений на динамические характеристики ударного импульса несущественно. Так, при сравнении бойков, изображённых на рисунке 4.1, учитывая плавные переходы и скругления, различие по ключевым параметрам — максимальной амплитуде и длительности импульса — не превышает 1%. Подобную погрешность можно считать пренебрежимо малой с точки зрения прикладного

применения. При этом, дополнительным преимуществом модифицированной формы бойка является существенное снижение локальных напряжений за счёт исключения острых углов, что способствует увеличению долговечности конструкции при циклических ударных нагрузках.

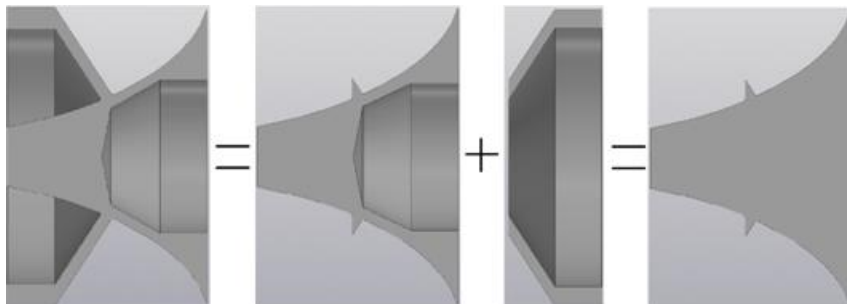


Рисунок 4.2 – Принцип расчета массива площадей сложных 3D моделей в программе T-Flex CAD (составлено автором)

В рамках исследования, направленного на обоснование оптимальных геометрических соотношений для бойков, выполненных в форме цилиндроконических оболочек, был проведён комплексный анализ их механической прочности и устойчивости в условиях эксплуатации внутри корпуса гидромолота. Основной целью расчётов стало определение возможности безопасной работы таких конструкций при воздействии ударных нагрузок. Для численного моделирования использовался метод конечных элементов, реализованный в среде T-Flex CAD, что позволило смоделировать поведение материала и конструкции бойков при заданных граничных условиях.

В качестве расчетных моделей рассматривались наиболее перспективные по энергоэффективности геометрические конфигурации — бойки под номерами 3, 4 и 5. Расчётные условия предполагали жёсткое закрепление цилиндрической части бойка по наружной поверхности, соответствующей зоне контакта с корпусом гидромолота, а также равномерное распределение нагрузки на ударный торец, величина которой была принята равной максимальной расчетной силе удара, как указано в таблице 3.4.

Полученные результаты позволили оценить прочностные характеристики моделей в численном выражении через коэффициент запаса прочности.

Вычисления показали, что все исследуемые бойки при определённых соотношениях параметров цилиндроконической оболочки и диаметра центрального отверстия удовлетворяют условиям прочности. Так, боёк №3 продемонстрировал коэффициент запаса 1,664 (рисунок 4.3, а), в то время как боёк №4 — 1,09 (рисунок 4.3, б), а боёк №5 — 2,402 (рисунок 4.3, в). Эти значения подтверждают допустимость использования данных конструкций в условиях высоких механических нагрузок, при этом боёк №5 показывает наибольший запас по прочности и, следовательно, потенциальную надёжность в эксплуатации.

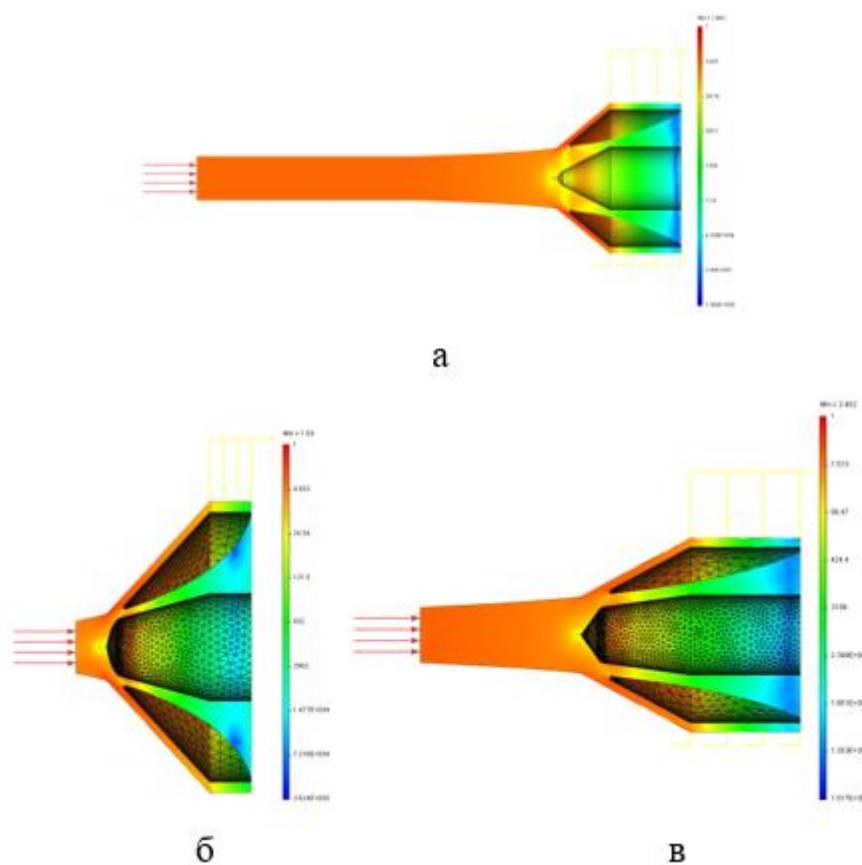


Рисунок 4.3 – Результаты прочностного расчета бойков
(составлено автором)

По результатам подбора рациональных геометрических соотношений элементов бойков были установлены зависимости линейных размеров цилиндроконической оболочки: толщины $\Delta_{ц}$, длины цилиндрической части $l_{ц}$, длины конической части $l_{к}$ от диаметра D воспринимающего торца и от длины

бойка l , обеспечивающие значение коэффициента запаса прочности больше 1. Для обеспечения прочности бойка №3 с цилиндроконической оболочкой при проектировании должны быть соблюдены соотношения (4.14, 4.15):

$$\frac{\Delta_y}{D} \in 0,05 \div 0,055; \frac{l_y}{D} = \frac{l_k}{D} \in 0,5 \div 0,55; \quad (4.14)$$

$$\frac{\Delta_y}{l} \in 0,014 \div 0,015; \frac{l_y}{l} = \frac{l_k}{l} \in 0,14 \div 0,15. \quad (4.15)$$

Для бойка №4 (4.16, 4.17):

$$\frac{\Delta_y}{D} \in 0,0395 \div 0,04; \frac{l_y}{D} \in 0,15 \div 0,16; \frac{l_k}{D} \in 0,23 \div 0,24; \quad (4.16)$$

$$\frac{\Delta_y}{l} \in 0,055 \div 0,06; \frac{l_y}{l} \in 0,23 \div 0,24; \frac{l_k}{l} \in 0,3 \div 0,36. \quad (4.17)$$

Для бойка №5 (4.18, 4.19):

$$\frac{\Delta_y}{D} \in 0,05 \div 0,055; \frac{l_y}{D} = \frac{l_k}{D} \in 0,6 \div 0,7; \quad (4.18)$$

$$\frac{\Delta_y}{l} \in 0,02 \div 0,025; \frac{l_y}{l} = \frac{l_k}{l} \in 0,25 \div 0,3. \quad (4.19)$$

Дополнительное преимущество демонстрирует конструктивное решение, при котором цилиндроконическая оболочка бойка ориентирована цилиндрической частью в сторону ударного торца. Такая конфигурация позволяет перераспределить напряжения более равномерно вдоль продольной оси бойка, тем самым снижая их концентрацию в потенциально опасных участках конструкции. Кроме того, подобное расположение элементов способствует повышению коэффициента запаса прочности, что подтверждается результатами численного анализа.

В частности, при повторной проверке бойка №4 с указанной ориентацией геометрии, расчёты, выполненные по методу конечных элементов, показали увеличение коэффициента запаса прочности до значения 1,18. Соответствующее напряжённо-деформированное состояние конструкции проиллюстрировано на рисунке 4.4, где можно наблюдать перераспределение напряжений и снижение их максимальных значений по сравнению с предыдущей версией той же модели.

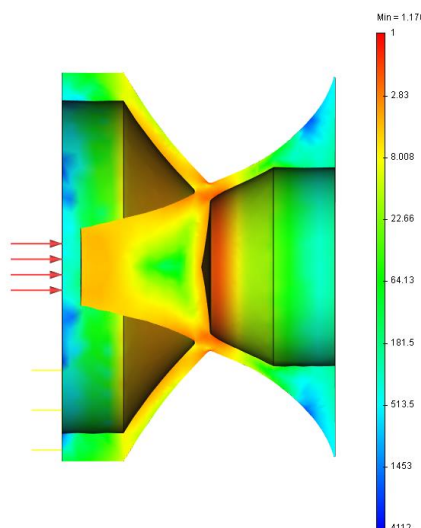


Рисунок 4.4 – Картина распределения коэффициента запаса прочности для бойка №4 с развернутой цилиндроконической оболочкой (составлено автором)

4.4 Анализ ударного импульса, генерируемого разработанным бойком и его прохождения через ударный инструмент

Для более детальной оценки влияния формы ударника на эффективность разрушения негабаритов крепких горных пород проанализированы параметры ударных импульсов (рисунок 3.6), генерируемых бойками №1-№5. Результаты анализа (рисунок 4.5) свидетельствуют о том, что на результативность разрушения породы оказывают влияние три параметра: максимальная величина силы удара $F_{\max}$, время первой волны импульса $t_{\text{пв}}$ и, как следствие, их произведение – импульс силы за время первой волны P_1 .

Причем, если форма ударного импульса (рисунок 3.6, импульсы от бойков №1 и 2) не соответствует силам сопротивления породы внедрению инструмента, то разрушение породы происходит при достаточно большой величине максимальной амплитуды силы и существенном запасе импульса силы, что возможно для таких бойков лишь при увеличении их массы и предударной скорости.

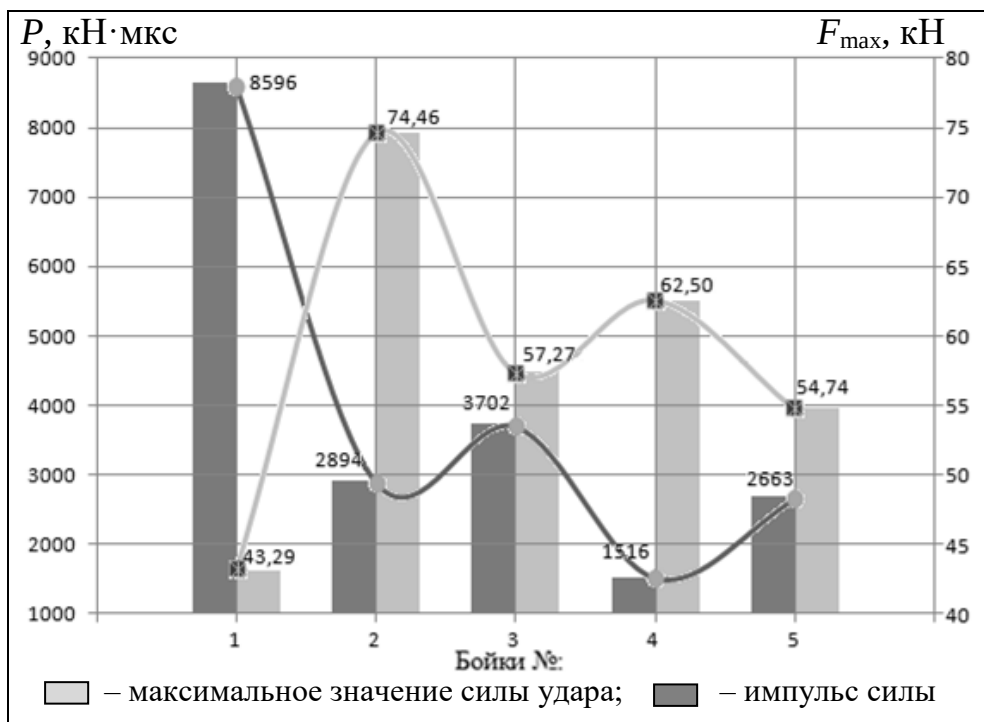
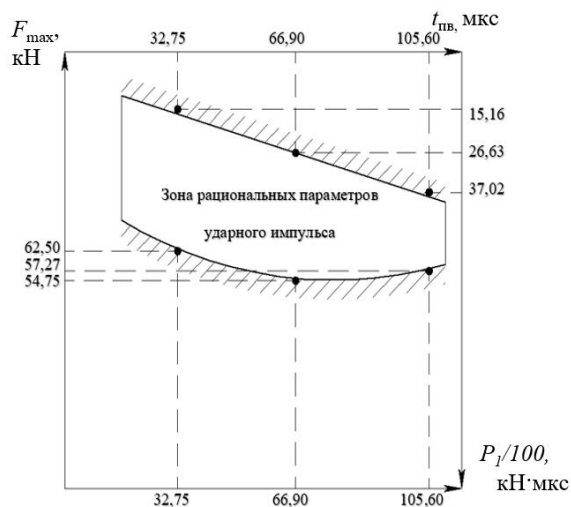


Рисунок 4.5 – Диаграмма параметров ударных импульсов бойков №1-5
(составлено автором)

Если характер нарастания ударного импульса соответствует силам сопротивления породы разрушению, то разрушение происходит при определенном сочетании величин F_{max} и P_1 за время $t_{пв}$. Комбинация этих параметров в зависимости от времени $t_{пв} = 2L / a$, где L – длина бойка; a – скорость звука в материале бойка и пики, на основе результатов физического эксперимента определяет блокирующий контур (рисунок 4.6), который обеспечивает выбор рациональных параметров ударного импульса и, как следствие, геометрических размеров бойка и его предударной скорости.

Можно предположить, что генерирование в пике гидромолота ударного импульса, максимальная амплитуда которого будет не только соответствовать блокирующему контуру, но и будет сохраняться с течением времени продолжительности импульса, позволит увеличить размер отделяемого куска породы от разрушаемого негабарита. Такой импульс дают бойки, представляющие собой двухступенчатое тело вращения, в котором первая

ступень выполняется с нарастанием площади поперечного сечения, а вторая ступень – цилиндрическая.



● – экспериментальные данные

Рисунок 4.6 – Рациональные параметры ударного импульса (составлено автором)

Однако, при одинаковых массе и предударной скорости такие бойки в сравнении с одноступенчатыми генерируют ударный импульс с заведомо меньшей величиной его максимальной амплитуды. Тем не менее, такой вариант выполнения бойка наиболее просто решает проблему встраивания в корпус гидромолота, так как оснащение двухступенчатого бойка цилиндроконической оболочкой и отверстием в соответствии с вышеизложенным способом обеспечивает создание в бойке двух цилиндрических посадочных поверхностей (рисунок 4.7). Согласно установленным соотношениям, длина цилиндрической ступени бойка и длина цилиндрической части оболочки должны быть равны между собой и составлять не более $1/3$ от длины ударной части переменного поперечного сечения.

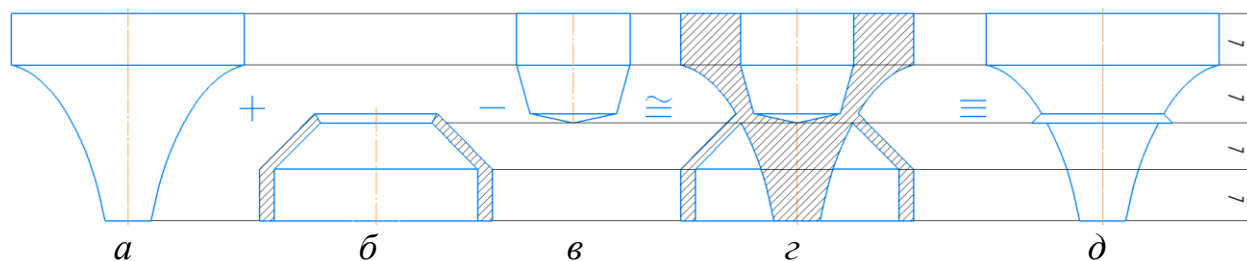


Рисунок 4.7 – Способ обеспечения бойка двумя посадочными поверхностями: а – исходный боёк, б – оболочка, в – отверстие, г – боёк с двумя цилиндрическими посадочными поверхностями, д – приведенная цельнотельная форма бойка (составлено автором)

Необходимо отметить, что приведение предложенного конструктивного исполнения бойка к цельнотельной форме с учетом направления распространения волны ударного импульса свидетельствует о появлении в ударной части бойка выступа (рисунок 4.7, д). Естественно, что наличие выступа в теле бойка вносит изменения в форму и параметры генерируемого импульса. Сравнительный анализ импульсов от бойков с выступом и без него показал, что параметры импульса ухудшаются не более чем на 1%. С учётом этого блокирующий контур, приведенный на рисунке 4.6, был уменьшен на 1%.

Для определения рациональных форм бойков и оценки энергоэффективности их применения были рассчитаны ударные импульсы с параметрами, соответствующими блокирующему контуру, при переменной величине предударной скорости, генерируемые восемью различными бойками, в которых образующая боковой поверхности ударной части описывается кривыми: экспоненциальной, трактрисой, гиперболой, строфоидой, циссоидой Диокла, квадратичной параболой, квадратичной политропой и верзьерой Аньези. С этой целью в программное обеспечение «Удар бойком сложной геометрической формы» были внесены дополнения, обеспечивающие получение параметров ударного импульса характерных для двухступенчатого бойка (рисунок 4.8).

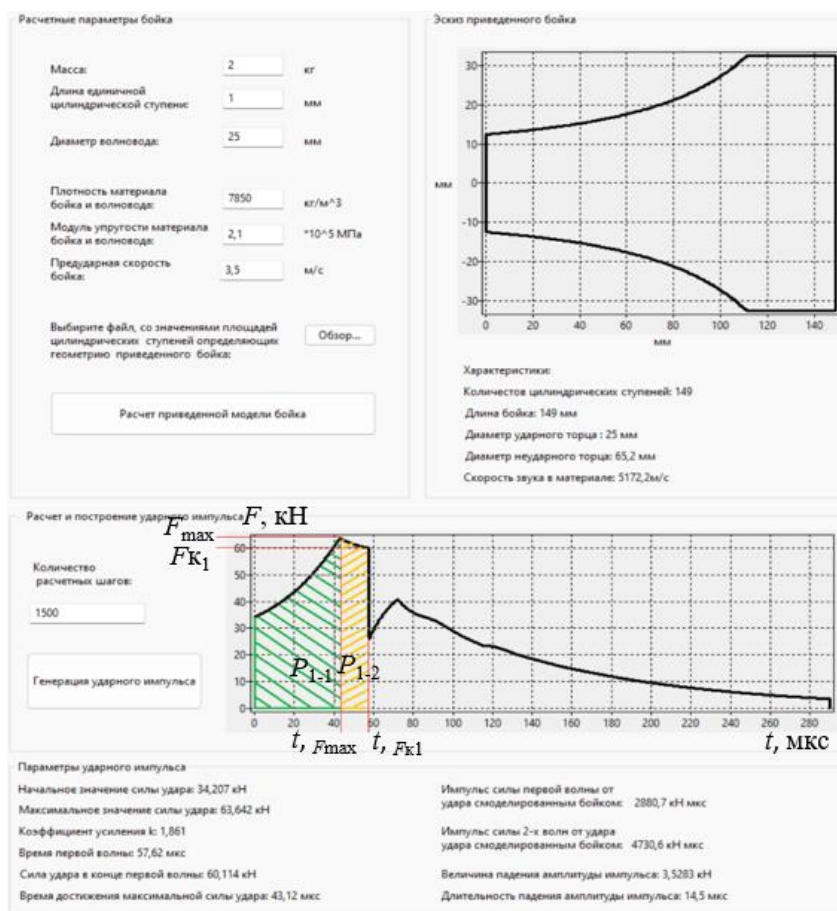


Рисунок 4.8 – Дополнительные параметры ударного импульса
(составлено автором)

Масса бойков принята такая же, как и для экспериментальных образцов. Предударная скорость задавалась, исходя из следующих условий: время $t_{F_{\max}}$ до достижения амплитуды величины $F_{\max}$, величина силы в конце первой волны F_{k1} и импульс силы первой части первой волны P_{1-1} должны соответствовать блокирующему контуру. На рисунке 4.8 приведен пример расчета импульса, генерируемого двухступенчатым бойком с образующей ударной части, выполненной по квадратичной политропе, описываемой в прямоугольной системе координат уравнением (4.20):

$$y_6 = \frac{200000}{(x - 200)^2} + 7,5 \quad (4.20)$$

Анализ полученных решений показал, что для всех выбранных вариантов бойков величина амплитуды сохраняется на протяжении 0,33 от времени

достижения $F_{\max}$, а прирост импульса силы P_{1-2} составляет не менее 0,44 от P_{1-1} . При этом энергоэффективность составляет в среднем 34% (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Энергоэффективность двухступенчатых бойков с цилиндрической посадочной поверхностью (составлено автором)

Образующая боковой поверхности бойка	Энергоэффективность, %
Экспонента	26,4
Трактриса	30,2
Строфоида	33,9
Циссоида Диокла	33,9
Гипербола	35,8
Парабола квадратичная	35,8
Верзьера Аньези	35,8
Политропа квадратичная	37,6

Таким образом практическая реализация двухступенчатых бойков с оболочкой обеспечивает им наличие двух посадочных поверхностей (рисунок 4.9), повышение энергоэффективности в сравнении с традиционно применяемыми бойками гидромолотов на 30-38%, и предположительно увеличивает размер отделяемого куска от массива негабарита крепкой горной породы на 30-40%.

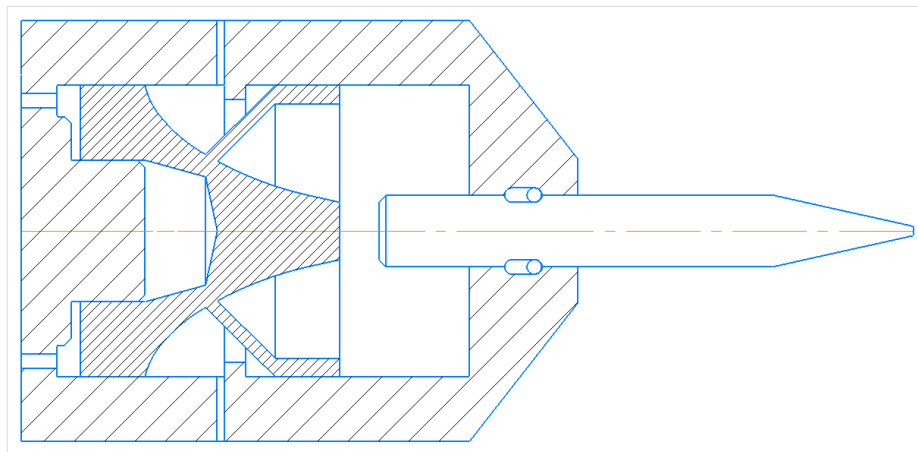


Рисунок 4.9 – Гидромолот со встроенным двухступенчатым бойком с криволинейной образующей боковой поверхности ударной части
(составлено автором)

4.5 Выводы по четвертой главе

1. На основе экспериментальных данных отобраны оптимальные формы бойков (№3, №4, №5), обеспечивающие нарастание амплитуды ударного импульса во времени. Предложено решение по их встраиванию в цилиндрические корпуса гидромолотов за счёт добавления цилиндроконической оболочки и компенсационного глухого отверстия, что сохраняет динамические характеристики ударного импульса.

2. Установлено, что распределение объёма материала вдоль оси бойка с цилиндроконической оболочкой и центральным отверстием соответствует распределению в исходном цельном бойке, что подтверждено аналитическими расчётами. Это обеспечивает сохранение энергоэффективности при сохранении встраиваемости в стандартные корпуса.

3. Определены критические зоны напряжений и оптимальные геометрические соотношения для бойков №3, №4, №5. Установлено, что ориентация цилиндроконической оболочки в сторону ударного торца повышает коэффициент запаса прочности (до 1,18 для бойка №4) и снижает концентрацию напряжений.

4. Доказано, что двухступенчатый боёк с цилиндроконической оболочкой обеспечивает не только встраиваемость, но и увеличение размера отделяемого фрагмента породы на 30–40%. Погрешность изменения параметров импульса из-за технологических скруглений не превышает 1%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертационное исследование посвящено решению важной научно-технической проблемы повышения энергоэффективности разрушения негабаритов крепких горных пород гидромолотами за счёт оптимизации геометрии ударных узлов. В работе получены новые научные результаты, имеющие существенное значение для развития теории и практики ударного разрушения горных пород.

По результатам выполнения диссертационной работы сделаны следующие выводы и рекомендации:

1. Анализ известных технических решений конструкций гидромолотов свидетельствует о том, что выпускаемые в настоящее время гидромолоты оснащаются бойками цилиндрической формы, несмотря на доказанный различными учеными факт о том, что бойки с постоянным поперечным сечением обладают низким коэффициентом передачи энергии ударного импульса.

2. Экспериментально доказано, что учет эффекта влияния геометрии ударных узлов посредством генерирования в пике гидромолота ударного импульса, соответствующего силам породы разрушению, путём подбора рациональной формы бойка обеспечивает повышение энергоэффективности процесса разрушения негабаритов крепких горных пород более чем на 50% в сравнении с существующими гидромолотами.

3. Разработанный способ встраивания бойков в корпуса гидромолотов, заключающийся в их оснащении цилиндроконической оболочкой и центральным глухим отверстием с одинаковым распределением их объёмов по длине бойка обеспечивает сохранение параметров генерируемого исходным бойком ударного импульса, и наличие необходимой для встраивания цилиндрической посадочной поверхности.

4. По результатам моделирования напряжен-но-деформированного состояния конструкций бойков, образуемых в соответствии с новым техническим решением, установлены соотношения между геометрическими размерами элементов бойка, удовлетворяющими условию прочности и устойчивости.

5. Определен блокирующий контур области рациональных параметров ударного импульса, достижение которого в результате подбора геометрических параметров бойка и его предударной скорости гарантирует повышение энергоэффективности процесса дробления негабаритов крепких горных пород с применением гидромолотов на 30-40%.

6. Разработанная методика обеспечения встраиваемости в корпуса машин ударного действия бойков с криволинейной образующей боковой поверхности, а также рекомендации по выбору рациональных геометрических параметров элементов ударного узла гидромолота, внедрены в деятельность ООО «ММЗ».

7. Дальнейшим развитием полученных в диссертации результатов является их применение для решения проблемы повышения производительности машин ударного действия с пневмо- и электроприводом.

8. Полученные результаты открывают новые направления для научных изысканий, в частности для исследования влияния динамических свойств различных типов горных пород на оптимальную геометрию ударных узлов; разработки математических моделей, учитывающих нелинейные эффекты ударного взаимодействия при сложных траекториях удара; изучения возможностей адаптивного управления геометрией бойка в реальном времени в зависимости от характеристик разрушаемого материала; расширения исследований на другие типы ударных машин (например, виброударные системы) для выявления универсальных закономерностей. Дальнейшее развитие темы может быть связано с углублённым изучением волновых процессов в ударных системах и созданием цифровых двойников для прогнозирования энергоэффективности при различных конструктивных решениях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Азимов А.М.** Обзор и анализ существующих технических решений гидравлических устройств ударного действия и постановка проблем их совершенствования / А.М. Азимов, И.А. Жуков // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2023. – №18. – С. 104-114. – DOI: 10.26160/2658-3305-2023-18-104-114.
2. **Азимов А.М.** Повышение энергоэффективности гидромолотов, применяемых при разрушении негабаритов горных пород, на основе эффекта влияния геометрии элементов ударного узла / А.М. Азимов, И.А. Жуков // Горная промышленность. – 2025. – №3. – С. 71-79. – DOI: 10.30686/1609-9192-2025-3-71-79.
3. **Азимов, А.М.** Обоснование необходимости совершенствования гидромолотов на основе системного анализа недостатков существующих решений / А.М. Азимов, И.А. Жуков // XI Форум вузов инженерно-технологического профиля Союзного государства: сборник трудов конференции, Минск, 12-16 декабря 2022 года. – Минск: Белорусский национальный технический университет. – 2023. – С. 153-155.
4. **Азимов А.М.** К проблеме повышения эффективности дробления горной породы гидро-, пневмомолотами / **А.М. Азимов**, Е.С. Храпенкова // Механика и машиностроение. Наука и практика: Материалы международной научно-практической конференции. – СПб.: НИЦ МС, 2024. – №7. – С.153-157. – DOI: 10.26160/2658- 6185-2024-7.
5. **Азимов А.М.** Способ встраивания бойков с криволинейной образующей боковой поверхности в цилиндрические корпуса гидро-, пневмомолотов / **А.М. Азимов**, Е.С. Храпенкова // Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация: Материалы VIII международной научно-практической конференции. – СПб.: НИЦ МС, 2025. – №8. – С. 38-42. – DOI: 10.26160/2587-7577-2025-8.

6. Алимов, О.Д. Графодинамический метод расчета ударных систем с использованием ЭЦВМ / О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, В. Э. Еремьянц. – Фрунзе: Илим, 1975. – 39 с.
7. Алимов, О.Д. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах / О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц. – М.: Наука, 1985. – 360 с.
8. Аль-саккаф, Х.С.Т. Рациональные параметры навесного оборудования для ударного разрушения негабаритов горных пород: автореферат дис. кандидата технических наук: 05.05.06 / Аль-саккаф Халед Саед Таха; [Иркут. гос. техн. ун-т]. – Иркутск, 2014. – 22 с.
9. Баталов, А.П., Королев И.А. К вопросу о комплексной оценке технического уровня гидравлических молотов // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2017. Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. СПб.: Петербургский горный университет, 2017. С. 23-25.
10. Бинь, Л.Т. Повышение износостойкости рабочего инструмента гидромолотов типа JCB средней серии при разрушении негабаритов в условиях карьеров района Бинь Динь (Социалистическая Республика Вьетнам): дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Бинь Ле Тхань. – Санкт-Петербург, 2018. – 150 с.
11. Болобов, В.И., Баталов, А.П., Ле Тхань, Б., Юсупов, Г.А. Закономерности разрушения горной породы единичным ударом // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 6 (133). С. 43-48.
12. Болобов, В.И., Ле Тхань, Б. Закономерности разрушения материала ударника при повторяющихся единичных ударах // Записки Горного института. 2018. Т. 233. С. 525-533. DOI: 10.31897/PMI.2018.5.525.
13. Борисов, А.А. Разрушение углей и горных пород ударной нагрузкой. В кн.: Расчеты, конструирование и испытания горных машин / А.А. Борисов. – М.: Углетехиздат, – 1955. – С. 5-49
14. Валиев, Н.Г., Сандригайло, И.Н., Арефьев, С.А., Чеботарев, С.И. Использование безвзрывной технологии при разработке месторождений мрамора

// Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2021. № 6 (148).

15. Великанов, В.С., Гришин, И.А., Лукашук, О.А., Дегодя, Е.Ю., Тельминов, Н.С. Исследование напряженно-деформированного состояния рабочего органа карьерного экскаватора при динамических нагрузках от грансостава пород // Уголь. 2024. № 12 (1188). С. 103-107.

16. Галдин, В. Н. Совершенствование гидравлического ударного устройства активного рабочего органа экскаватора: специальность 05.05.04 "Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины": автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Галдин Владимир Николаевич. – Омск, 2020. – 19с.

17. Галдин, Н. С. Анализ влияния хода бойка на энергетические показатели гидропневматических ударных устройств / Н. С. Галдин, И. А. Семенова, В. Н. Галдин // Проблемы машиноведения: материалы III Международной научно-технической конференции, Омск, 23–24 апреля 2019 года. – Омск: Омский государственный технический университет, 2019. – С. 78-82.

18. Городилов, Л.В., Кудрявцев, В.Г., Пашина, О.А. Разработка и создание гидромолотов для исполнительных органов горных и строительных машин // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2014. Т. 2. № 4. С. 145-150.

19. Городилов, Л.В., Симисинов, Д.И., Коровин, А.Н., Кудрявцев, В.Г. Разработка и исследование системы гидроударных устройств активных исполнительных органов горных машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2024. – № 3. – С. 109-117.

20. Гринько, А. А., Сысоев, Н. И., Гринько, Д. А. Повышение эффективности процесса сколообразования при ударно-поворотном воздействии долота на горную породу // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2020. – № 9. – С. 102–115. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

21. Данилов, Б. Б., Речкин, А. А., Чешин, Д. О. Экспериментальное определение местоположения центра поворота корпуса управляемого

пневмопробойника //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2018. – №. 7.

22. Дворников, Л. Т. Анализ и обобщение закономерностей внедрения инструмента в горные породы при ударном воздействии / Л. Т. Дворников, И. А. Жуков // МашиноСтроение. – 2006. – № 16. – С. 138-143. – EDN ORQVGP.

23. Долгий, И.Е., Николаев, Н.И. Сопротивление горных пород разрушению при бурении скважин // Записки Горного института. 2016. Т. 221. С. 655-660. DOI: 10.18454/PMI.2016.5.655

24. Долгов, И.А. Конечно-элементное моделирование ударно-волновых процессов при соударении трех стержней различной массы/ Ю.В. Новожилов, Д.А. Юнгмейстер//Горное оборудование и электромеханика, 2006, №3, С.17-20.

25. Жабин, А. Б., Керимов, З. Э. Анализ результатов исследований машин ударного действия //Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – №. 3. – С. 49-54.

26. Жабин, А.Б., Лавит, И.М., Керимов, З.Э. Результаты теоретических исследований силовой импульсной системы гидроударника // Горное оборудование и электромеханика. 2020. №5(151). С. 9-15. DOI: 10.26730/1816-4528-2020-5-9-15

27. Жабко, А.В. Критерии прочности горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2021. № 11-1. С. 27-45.

28. Жабко, А.В. Механика пластического деформирования горных пород при объемном сжатии и механизм горных ударов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2022. № 4. С. 47-63.

29. Жабко, А.В. Энергия сейсмических событий и критерии склонности горных пород к динамическому разрушению // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2024. № 2. С. 51-66.

30. Жуков И.А. Фундаментальные основы исследования ударных систем и компьютерные инструментальные средства для их разработки и модернизации //

Актуальные проблемы в машиностроении. – 2015 – №2. – С. 71-76. (4 цитирования).

31. Жуков, И. А. Новые конструктивные решения бойков горных машин ударного действия / И. А. Жуков, Л. Т. Дворников. – North Charleston, USA: CreateSpace, 2015. – 130 с. – ISBN 1-5191-5697-9.

32. Жуков, И. А. Систематизация технических решений геометрии бойков горных машин ударного действия / И. А. Жуков // Современные проблемы теории машин. – 2016. – № 4-1. – С. 96-106.

33. Жуков, И. А., Дворников, Л. Т., Никитенко, С. М. О создании машин для разрушения горных пород с образованием отверстий различного сечения. Серия конференций IOP: Материаловедение и инженерия, 2016, 124, 012171. doi:10.1088/1757-899x/124/1/012171.

34. Жуков, И.А. Автоматизированный программный комплекс для определения рациональных параметров ударных систем технологического назначения // Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2013. – №1. – С. 32-35.

35. Жуков, И.А. Анализ форм бойков ударных систем графоаналитическим методом / И.А. Жуков, Л.Т. Дворников // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2009 – №1. – С. 15-19. (23 цитирований).

36. Жуков, И.А. Базы данных результатов исследований ударных импульсов, генерируемых в волноводах машин ударного действия бойками сложных форм / И.А. Жуков, А.Я. Андреева // Молодые ученые – основа будущего машиностроения и строительства: Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции. – Курск: Изд-во ЗАО «Университетская книга», 2014 – С. 117-122.

37. Жуков, И.А. Инструментальные средства для разработки и модернизации ударных систем технологического назначения, основанные на явлении интенсификации процесса передачи ударного импульса / И.А. Жуков, Е.В. Жукова // Современные инструментальные системы, информационные

технологии и инновации: сборник научных трудов XII-ой Международной научнопрактической конференции (19-20 марта 2015 года). – Курск: ЮгоЗап. гос. ун-т, 2015. – Т. 2. – С. 112-115.

38. Жуков, И.А. Обобщенная методика и инструментальные средства создания машин ударного действия для разрушения хрупких сред // Современные проблемы машиностроения: сборник научных трудов VII Международной научно-технической конференции; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во ТПУ, 2013. – С. 230- 233.

39. Жуков, И.А. Современные задачи применения теории продольного удара в технике//Теория машин и рабочих процессов: Сб. тр. междунар. научно-практ. конф. (Бишкек, 17-18 сент. 2013г.). – Бишкек: Ин-т Маш., 2013. – С. 22-27.

40. Жуков, И.А., Дворников, Л.Т. Новые конструктивные решения бойков горных машин ударного действия. – Норт-Чарлстон: CreateSpace, 2015 – 130 с.

41. Зависимость наработки пики гидромолота от износостойкости ее материала / В. И. Болобов, Т. Б. Ле, С. А. Чупин, В. А. Плащинский // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 5. – С. 68-79. – DOI 10.25018/0236-1493-2020-5-0-68-79.

42. Зависимость наработки пики гидромолота от износостойкости ее материала / В. И. Болобов, Т. Б. Ле, С. А. Чупин, В. А. Плащинский // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 5. – С. 68-79. – DOI 10.25018/0236-1493-2020-5-0-68-79.

43. Зубов, В.В., Симисинов, Д.И., Фролов, С.Г. Определение количества и высоты активных элементов ротора измельчителя встречного удара // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2024. - № 1-1. - С. 193-205.

44. Иванов, К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. Изд. 2, перераб. / К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев и др. – М.: Недра, 1974. – 408 с.

45. Ивашкин, А. И. Моделирование напряженно-деформированного состояния стержня ступенчато-цилиндрической формы при столкновении с

жесткой преградой / А. И. Ивашкин, В. К. Манжосов // Автоматизация процессов управления. – 2016. – № 1(43). – С. 76-82.

46. Казак, О.О., Латышев, О.Г. Обоснование принципов районирования классификации природных массивов по трудности их разработки // Известия Уральского государственного горного университета. 2022. № 1 (65). С. 81-85.

47. Каманин, Ю. Н. Моделирование разрушения скальных пород гидравлическим устройством ударного действия / Ю. Н. Каманин, Р. А. Ределин, В. А. Кравченко // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – № 2(129). – С. 30-34.

48. Каманин, Ю.Н., Ределин, Р.А., Кравченко, В.А. Моделирование разрушения скальных пород гидравлическим устройством ударного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 2 (129). С. 30-34.

49. Керимов, З. Э. Гидравлические машины ударного действия и их практическое применение // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2019. – № 10. – С. 481-489.

50. Коронатов, В.А. Элементарная теория проникания ударника в твердые грунтовые среды при однократном ударе, с учетом возникающих трещин // Системы. Методы. Технологии. 2021. №1(49). С. 25-33. DOI: 10.18324/2077-5415-2021-1-25-33

51. Кутузов, Б.Н. Процесс динамического взаимодействия инструмента с породой / Б.Н. Кутузов, Г.М. Крюков, В.П. Тарасенко. – М.: Изд-во Московского горного института, 1969.

52. Кызыров, К. Б., Митусов, А. А., Решетникова, О. С. Проектировочные исследования параметров гидромолота для горной и строительной промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2018. – №. 9.

53. Лагунова, Ю.А., Митусов, А.А., Решетникова, О.С. Специфические особенности эксплуатации механизмов ударного действия // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. 2016. Т. 1. С. 72-75.

54. Лазуткин, С. Л. Определение рациональных параметров исполнительных элементов ударной системы адаптивного ударного устройства / С. Л. Лазуткин, Н. А. Лазуткина // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 5. – С. 58-63.

55. Лисовский, А.Ф. К вопросу о сопротивлении горных пород динамическому внедрению инструмента / А.Ф. Лисовский, Л.Т. Дворников // Совершенствование буровых машин. – Фрунзе: изд-во «Илим», 1970.

56. Литвиненко, В.С., Двойников, М.В. Методика определения параметров режима бурения наклонно прямолинейных участков скважины винтовыми забойными двигателями // Записки Горного института. – 2020. – Т. 241. – С. 105-112. –doi.org/10.31897/pm.2020.1.105.

57. Манжосов, В. К. Модель вращательного удара твёрдого тела по стержню / В. К. Манжосов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2017. – № 2(78). – С. 47-50.

58. Матвеева С.А. Определение приведенной формы ударников гидравлических импульсных систем / С.А. Матвеева, И.А. Жуков, **А.М. Азимов** // Мехатроника, автоматика и робототехника. – 2022 – № 10 – С. 41-44. – DOI: 10.26160/2541-8637-2022-10-41-44

59. Павлова, Н.Н. Разрушение горных пород при динамическом нагружении / Н.Н. Павлова, Л.А. Шрейнер. – М.: Недра, 1964.

60. Патент № 221725 Российская Федерация, МПК В25D 17/02 (2006/01); СПК В25D 17/02 (2023.08). Боек машин ударного действия. Заявка № 2023110865: заявл. 27.04.2023: опубл. 21.11.2023 / И.А. Жуков, А.В. Теплякова, **А.М. Азимов**; заявитель/патентообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет». – 6 с.

61. Ределин, Р. А. Повышение эффективности отбойного гидравлического молота строительно-дорожной машины: дис. к.т.н. «Орловский государственный технический университет» г. Орел, 2010г.

62. Рогалев, А. Н. Контроль точности решения при анализе напряженно-деформированного состояния высокоответственных технических объектов / А. Н. Рогалев, С. В. Доронин, А. А. Рогалев // Системы. Методы. Технологии. – 2015. – № 3(27). – С. 32-38.

63. Родин, М.С., Иванов, С.Л. Обоснование и выбор параметров устройства для разрушения негабаритов в подземных условиях рудников компании «Де Бирс» // Записки Горного института. —2009. — Т. 182. —С. 105—109.

64. Сабитов, А.Э., Уразбахтин, Р.Ю. Исследование параметров перфораторов-ударников для проходческих комплексов при проведении специальных выработок // Инновации на транспорте и в машиностроении: Сборник трудов IV международной научно-практической конференции. СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2016. С. 48-51.

65. Секретов, М. В. Способ ударного распиливания горных пород //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2018. – №. 9.

66. Серов А.А., Шабанова А.П., Савинков В.А. Гидроمولоты особенности конструкции и перспективы развития // Высокие технологии в строительном комплексе. 2019. № 1. С. 176-179.

67. Симисинов, А.Д., Симисинов, Д.И. Техника и технологии извлечения прихваченного бурового инструмента при горизонтально направленном бурении // Горный журнал. 2024. № 11. С. 85-89.

68. Симисинов, Д.И., Волков, Е.Б., Афанасьев, А.И., Зубов В.В. Испытательный стенд для определения момента трения подшипника качения бурового шарошечного долота // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 11-2. – С. 106–113.

69. Симисинов, Д.И., Городилов, Л.В., Симисинов, А.Д. Исследование параметров размерных цепей бурового шарошечного инструмента // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2024. – № 4. – С. 107-118.

70. Симонов, П.С. Особенности определения размера среднего куска и выхода негабарита при взрывных работах на карьерах // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2017. – № 4.

71. Соколинский, В.Б. Машины ударного разрушения. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.

72. Сысоев, Н. И., Гринько, А. А., Гринько, Д. А. Моделирование процесса внедрения клиньев разной формы в породный массив при осевой и винтовой схемах ударного нагружения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 6. – С. 120–132. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_6_0_120.

73. Сысоев, Н. И., Гринько, А. А., Гринько, Д. А. Обоснование структуры и рациональных конструктивных параметров перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 7. – С. 113–124. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113.

74. Сысоев, Н. И., Гринько, Д. А., Гринько, А. А. Математическое моделирование влияние угла приложения ударной нагрузки при бурении горной породы на эффективность сколообразования // Вестник Научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. — 2019. — № 2. — С. 70—75.

75. Теплякова А.В. Обзор и анализ технических решений для повышения долговечности и улучшения технологичности элементов ударных узлов бурильных машин / А.В. Теплякова, **А.М. Азимов**, Л. Алиева, И.А. Жуков // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 9. – С. 120-132. – DOI: 10.25018/0236_1493_2022_9_0_120.

76. Толстунов, С.А., Половинко, А.В. Определение эффективности применения машин ударного действия при добыче крепких горных пород // Записки Горного института. —2013. —Т. 205. —С. 36—39.

77. Трубин, А.С. Современные тенденции развития гидравлических машин ударного действия // Мир транспорта и технологических машин. 2015. № 2 (49). С. 65-69.

78. Ушаков, Л. С., Климов, В. Е. Выбор определяющих параметров для разработки математической модели разрушения горных пород ударным

инструментом таранного типа // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2017 — № 10 — С. 100—105. DOI: 10.25018/0236-1493-2017-10-0-100-105.

79. Ушаков, Л.С., Котылев, Ю.Е., Кравченко, В.А. Гидравлические машины ударного действия. – М.: Машиностроение, 2000. – 416 с.

80. Федосеев, А. П. Напряженно-деформированное состояние ударника для дробления негабаритов горных пород при динамическом нагружении // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2013. – № 12. – С. 156-159.

81. Федосеев, А.П. Напряженно-деформированное состояние ударника для дробления негабаритов горных пород при динамическом нагружении // Горный информационно-аналитический бюллетень. —2013. —№ 12. —С. 156—159.

82. Холмский, А.В. К оценке скорости проходки подземных горных выработок с применением гидромолотов // Маркшейдерия и недропользование. 2020. №2(106). С. 24-31.

83. Холодняков, Г.А., Лигоцкий, Д.Н., Половинко, А.В. Малоотходная и экологичная технология добычи полезных ископаемых на карьерах с помощью гидромолотов // Записки Горного института. 2009. Т. 180. С. 15-17.

84. Холодняков, Г.А., Половинко, А.В., Лигоцкий, Д.Н. Схемы работы гидравлического экскаватора с подвесным гидромолотом в забое при первичной отбойке породы // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2012. №4. С. 272-275.

85. Шадрина, А. В. Анализ и научное обобщение результатов исследований ударно-вращательного способа бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок / А. В. Шадрина, Л. А. Саруев // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2015. – Т. 326. – № 8. – С. 120-136.

86. Юнгмейстер, Д.А., Крупенский, И., Лавренко, С.А. Анализ вариантов модернизации станков шарошечного бурения с погружным пневмоударником //

Записки Горного института. 2018. Т. 231. С. 321-325. DOI: 10.25515/PMI.2018.3.321

87. Afebu, K. O., Liu, Y., Papatheou, E. Application and comparison of feature-based classification models for multistable impact motions of percussive drilling // *Journal of Sound and Vibration*. – 2021. – Т. 508. – С. 116205.

88. Andersson, H., Sigfridsson, E., Simonsson, K., Leidermark, D., Hilding, D., Schill, M. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer // *Advances in Engineering Software*. 2019. Vol. 131. P. 102-115. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2018.12.001

89. Bolobov, V. I., Chupin, S. A., Le-Thanh, B. Modeling impact fracture of rock by hydraulic hammer pick with regard to its bluntness // *Eurasian Mining*. 2022, no 1, pp. 72-75. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85135367939&origin=resultslist&sort=plf-f>

90. Bolobov, V. I., Plashchinsky, V. A. On the assessment of energy consumption when splitting rock fragments // *Obogashchenie Rud*. 2023, no 2, pp. 3-8. <https://rudmet.ru/journal/2208/article/36606/>

91. Chernysheva, N., Platovskikh, M., Yungmeister, D. Study of the effectiveness of the vibro-impact system “piston-striker-shank” in the construction of pneumatic and hydraulic hammers for the subway driving complexes // *Procedia engineering*. – 2016. – Т. 165. – С. 1254-1260.

92. Czech, K. R., & Gosk, W. (2017). The Impact of Work of Hydraulic Compactor Type V8 from MTS on the Level of Vibrations Propagated to the Environment. *Procedia Engineering*, 189, 478–483. doi:10.1016/j.proeng.2017.05.077.

93. Davidyants, M.P., Davidyants, G.P. Breaking up unsized material with an impulse hydraulic hammer // *Refractories*. 1973. Vol. 13. № 3-4. P. 164-167.

94. Ding, W.-S., Tian, L., Liu, K. Analysis of dynamic characteristic of transient impact from hydraulic hammer // *Huanan Ligong Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)*. 2016. Vol. 44. № 11. P. 63-70. DOI: 10.3969/j.issn.1000-565X.2016.11.010.

95. Eremjants, V.E., Niu, V.V. About selection of parameters of hydraulic vibro-impact machines for surface cleaning // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2016. № 2. P. 20-24.
96. Ge, D. et al. Dynamic responses of a fluidic hammer with hydraulic-damping-device //Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2021. – T. 200. – C. 108243.
97. Gorodilov, L. V., Simisinov, D. I., Korovin, A. N., Kudryavtsev, V. G. Investigation and Design of Hydropercussion Mechanisms for Operative Attachments of Mining Machines // Journal of Mining Science. 2024, no 60.
98. He, J.-F., Yin, Q.-L., Yin, K. Study on the abrasion property of the anvil inside a hydraulic dth hammer fitted with horizontal oriented sliders // Frattura ed Integrita Strutturale. 2017. Vol. 11. № 42. P. 263-271. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.42.28
99. Hu, J.-P., Yuan, Z., Peng, Y.-M., Li, K.-J. Research on electro-hydraulic control system of new pile hammer // Chinese Journal of Engineering Design. 2018. Vol. 25. № 1. P. 103-109. DOI: 10.3785/j.issn.1006-754X.2018.01.014.
100. Huang, X. et al. Development Status of Hydraulic Hammers and Development Trends of Hydraulic Hammers Used in Oil and Gas Well Drilling //Electronic Journal of Geotechnical Engineering. – 2016. – T. 21. – C. 5453-5464.
101. Huang, X., Hu, G., Meng, Q., Zheng, X. Development Status of Hydraulic Hammers and Development Trends of Hydraulic Hammers Used in Oil and Gas Well Drilling // Electronic Journal of Geotechnical Engineering. - 2016. - Vol. 21. - P. 5453-5464.
102. Iphar, M. Tunnel drivage performance prediction of hydraulic impact hammers using adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS) // 10th International Multidisciplinary Scientific Geoconference SGEM 2010. Conference Proceedings. Sofia, 2010. P. 611-618.
103. Kenneth, B. Hydraulic Hammer Design & Development Project. Glasgow: Glasgow Caledonian University, 2012. 241 p.

104. Lazutkin, S. L. Perspective construction of hydraulic impact device / S. L. Lazutkin, N. A. Lazutkina // *Procedia Engineering* (см. в книгах). – 2015. – Vol. 129. – P. 403-407. – DOI 10.1016/j.proeng.2015.12.132.
105. Melamed, Y., Kiselev, A., Gelfgat, M., Dreesen, D., Blacic, J. Hydraulic hammer drilling technology: developments and capabilities // *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*. 2000. Vol. 122. № 1. P. 1-7.
106. Parsakhoo, A., Hosseini, S.A., Ghaffariyan, M.R. Economics of a hydraulic hammer for forest road construction in a mountainous area // *Journal of Forest Science*. 2011. Vol. 57. № 12. C. 565-573.
107. Tian, J., Yang, Z., Li1, Y., Yang, L. Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. №30(6). P.2443-2451. DOI 10.1007/s12206-016-0504-z.
108. Wang, L., Yang, G.-P., Liang, C.-P., Ding, C.-C. Test Method of Impact Property for Hydraulic Breaking Hammer // *Construction Machinery*. 2009. No. 6. P. 98-100.
109. Yang, G., Fang, J. Structure parameters optimization analysis of hydraulic hammer system // *Modern Mechanical Engineering*. - 2012. - P. 137-142. - DOI: 10.4236/mme.2012.24018
110. Yaobao, Y., & Wenqi, C. (2019). Analysis of Hydraulic Hammer Capacity under Different Inclination. 2019 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WCMEIM). doi:10.1109/wcmeim48965.2019.0003.
111. Zhukov I.A. Modification of hydraulic hammers used in repair of metallurgical units / I.A. Zhukov, N.V. Martyushev, D.A. Zyukin, **A.M. Azimov**, A.I. Karlina // *Metallurgist*. – 2023. – vol. 66. – No. 12. – Pp. 1644-1652. – DOI: 10.1007/s11015-023-01480-w.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Акт о промышленном внедрении результатов диссертации

Общество с ограниченной ответственностью «МЕТАЛЛО-МЕХАНИЧЕСКИЙ ЗАВОД»

юридический адрес: 125475, г. Москва, ул. Зеленоградская, стр. 35, корп. 1,
почтовый адрес: 653036, г. Прокопьевск Кемеровской области, ул. Правды, 25, тел./факс (3846) 61-52-71,
ИНН 7743619259, КПП 774301001, ОКПО 98238756, ОКВЭД 29.52., www.krepy.ru, e-mail: mmz@krepy.ru



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер ООО «ММЗ»

А.Н. Петрунин

«10» декабря 2024 г.

АКТ

о внедрении (использовании) результатов кандидатской диссертационной работы
Азимова Амирхона Махмудалиевича на тему «Повышение энергоэффективности
гидромолов при разрушении негабаритов горных пород на основе эффекта
влияния геометрии ударных узлов» по научной специальности 2.8.8. «Геотехнология,
горные машины»

Комиссия в составе:

Крестовоздвиженский П.Д. – зам.гл.инженера (Председатель),

Терентьев А.В. – зам.директора по производству,

Здырко А.Е. – нач.конструкторско-технологического отдела,

составили настоящий акт о том, что результаты диссертации на тему «Повышение энергоэффективности гидромолов при разрушении негабаритов горных пород на основе эффекта влияния геометрии ударных узлов», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в деятельности ООО «ММЗ» при реализации работ в рамках проектов по разработке и совершенствованию гидравлических молотов, применяемых при выполнении работ по дроблению негабаритов горной породы:

- результаты экспериментальных исследований по оценке влияния форм ударяющих тел на энергоемкость процесса дробления горной породы;
- методика обеспечения встраиваемости в корпуса машин ударного действия бойков с криволинейной образующей боковой поверхности;
- рекомендации по выбору геометрических параметров элементов ударного узла гидромолов, соответствующих рациональному импульсному воздействию на объект дробления.

Материалы и результаты использованы:

1. При формировании и актуализации рекомендаций по рациональному выбору геометрических параметров элементов ударного узла гидромолов.

2. При разработке новых и совершенствовании применяемых конструкций гидромолов, применяемых при выполнении работ по дроблению негабаритов горной породы.

Использование указанных материалов позволяет снизить энергоемкость при дроблении негабаритов горной породы гидравлическими молотами на более чем на 30%.

 П.Д. Крестовоздвиженский

 А.В. Терентьев

 А.Е. Здырко

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Патент на изобретение

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ
НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ
№ 221725

БОЕК МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский горный университет" (RU)*

Авторы: *Жуков Иван Алексеевич (RU), Теплякова Анна Васильевна (RU), Азимов Амирхон Махмудалиевич (RU)*

Заявка № 2023110865
Приоритет полезной модели 27 апреля 2023 г.
Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 21 ноября 2023 г.
Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 27 апреля 2033 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности



Документ подписан электронной подписью
Сертификат: 42956a09c23315964ba96583b73b4aa7
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 2023-04-27 по 2033-04-27

Ю.С. Зубов



Рисунок А.1 – Чертеж бойка цилиндрического

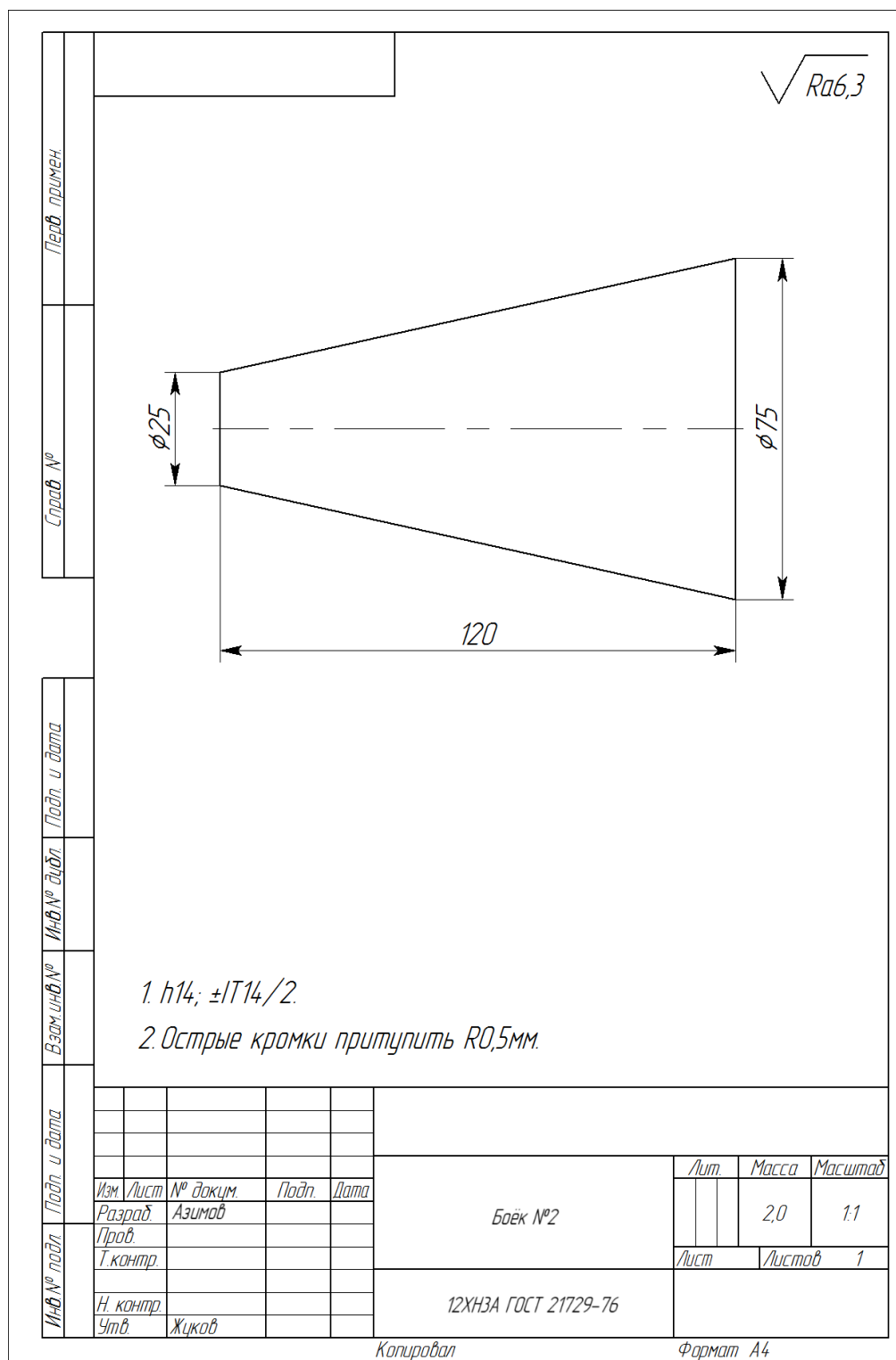


Рисунок А.2 – Чертеж бойка №2

Рисунок А.3 – Чертеж бойка №3

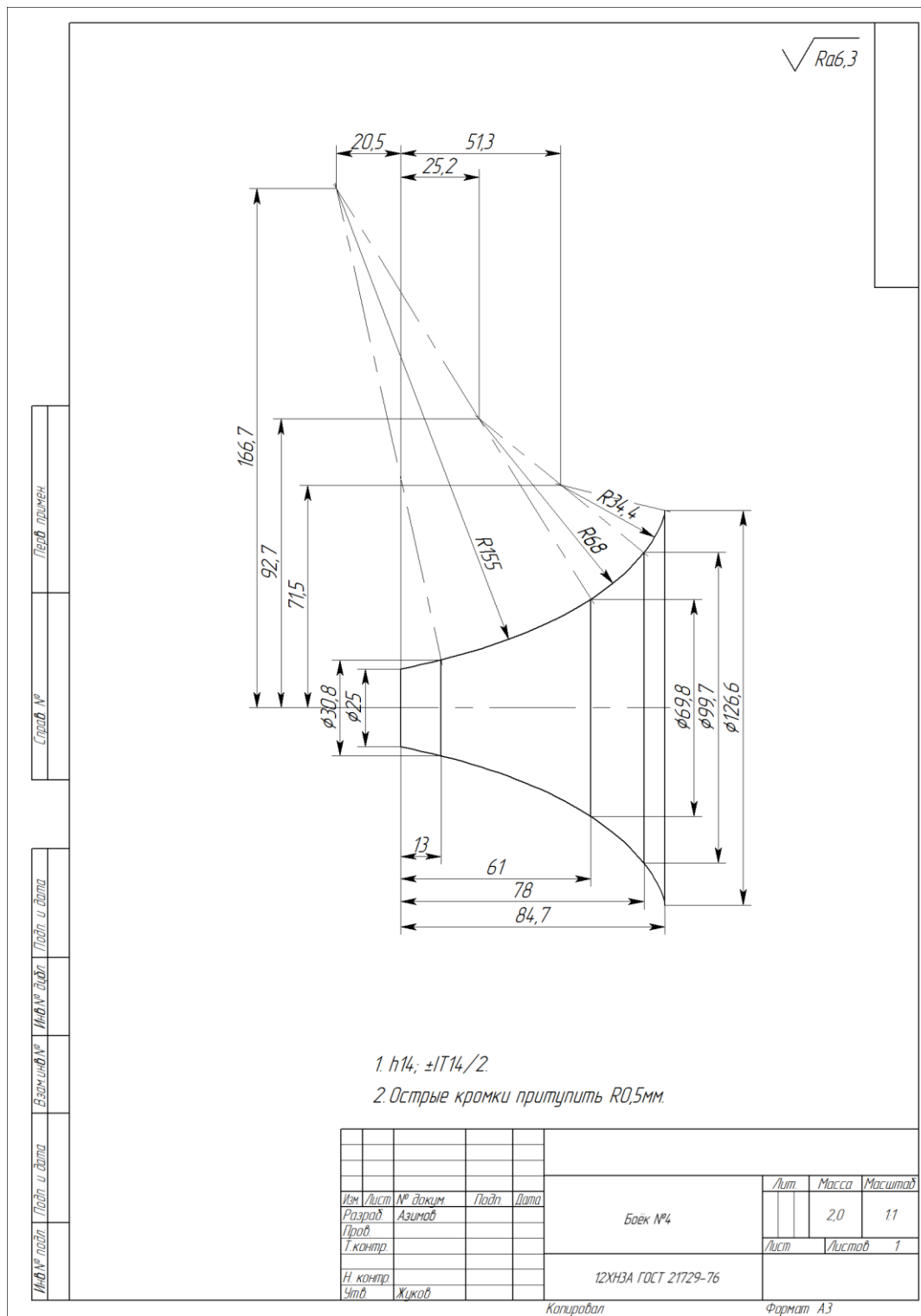


Рисунок А.4 – Чертеж бойка №4

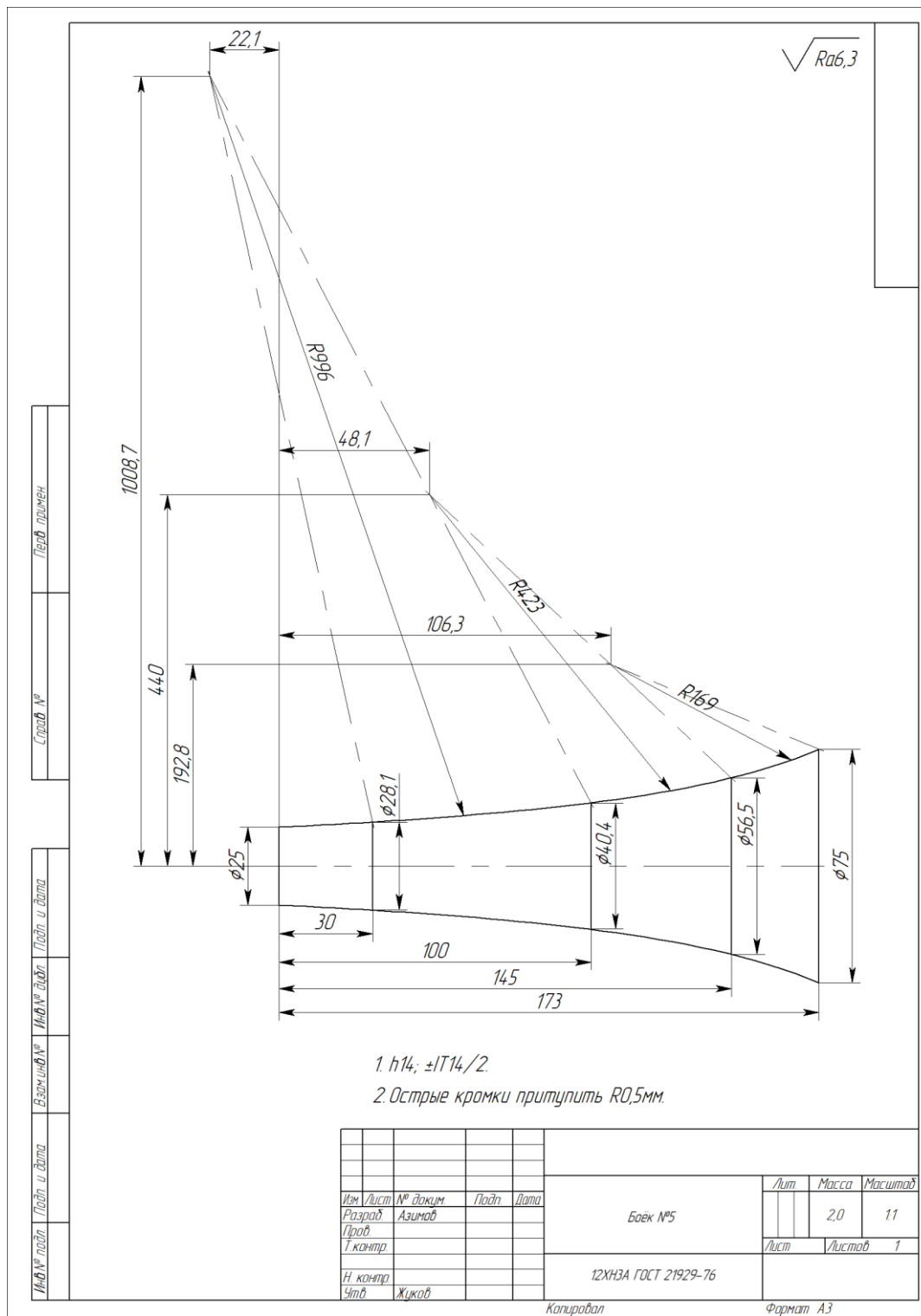


Рисунок А.5 – Чертеж бойка №5