

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

На правах рукописи

Федосеев Алексей Петрович

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
УДАРНОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ
НЕГАБАРИТОВ**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

**Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Научный руководитель –
д-р техн. наук,
профессор Г. А. Боярских

Екатеринбург – 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Глава 1. Обзор методов и средств ударного разрушения негабаритных кусков горной массы	9
1.1. Техническая характеристика и сравнение эффективности средств разрушения негабаритов	9
1.2. Анализ известных моделей ударного разрушения горной породы.	21
1.3. Анализ конструкций инструмента для ударного разрушения.	32
1.4. Цели и задачи исследования	41
Глава 2. Определение геометрических параметров рабочей части инструмента для дробления негабаритов при расчете на статическую прочность	42
2.1. Аналитическое определение контактных напряжений рабочего инструмента эллипсоидного типа.	42
2.2. Определение контактных напряжений методом конечных элементов и общая характеристика модели	46
2.3. Результаты расчета инструмента на статическую прочность	54
2.4. Выводы	66
Глава 3. Напряженно-деформированное состояние ударника для дробления негабаритов при динамическом нагружении	67
3.1. Общая характеристика расчетной модели	68
3.2. Результаты расчета на прочность при динамическом нагружении	72
3.3. Выводы	79

Глава 4. Исследование дробимости ударом отдельных кусков горных пород на физической модели	80
4.1. Стенд для исследования процесса разрушения горных пород ударом	80
4.2. Методика проведения исследований	83
4.3. Результаты исследований разрушения горных пород ударом	84
4.4. Методика расчета параметров рабочего инструмента дизель-молота для разрушения негабаритов	92
4.5. Выводы	95
Заключение	97
Библиографический список	99
Приложение 1	110
Приложение 2	111

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. До настоящего времени важнейшими проблемами для большинства горнодобывающих предприятий остаются повышение эффективности производства, конкурентоспособности выпускаемой продукции и уменьшение вредного воздействия на окружающую среду. Даже применением прогрессивных способов ведения буровзрывных работ не удастся полностью исключить выход крупной фракции (негабаритов), о чём свидетельствует опыт разрушения крепких и особо крепких горных пород при ведении горных работ. Выход негабаритов от взорванной массы, в зависимости от горно-геологических условий горных предприятий, может изменяться от $2\div 3$ до $15\div 20$ %. Загромождение негабаритными кусками рабочей площадки ведет к снижению эффективности ведения горных работ. Попадание негабаритного куска в приемную щель головной дробилки сопряжено с остановкой всей технологической цепочки предприятия [27, 28, 116].

Дробление негабаритов до требуемых размеров может осуществляться либо с помощью взрыва, как шпуровым способом, так и накладными зарядами, либо невзрывными способами: термическими – за счет электроэнергии, превращаемой в тепло; электрофизическими – за счет энергии электромагнитного поля. Однако эти способы имеют ограниченное применение, так как их эффективность зависит от физических свойств горных пород – теплоемкости, тепло-, электропроводности, магнитной проводимости. На горных предприятиях в основном используется механическое разрушение, осуществляемое устройствами воздействия на разрушаемую среду сосредоточенными динамическими нагрузками – молотами [116].

Традиционный буровзрывной способ, наряду с определёнными преимуществами, имеет и ряд недостатков, важнейшими из которых являются негативные воздействия на окружающую среду, сейсмические воздействия на здания и сооружения, повреждение кабелей и оборудования разлетающимися кусками породы, пыле- и газовыделения. Кроме того, взрывные работы вызывают остановку горного производства, эвакуацию людей и оборудования из опасной зоны, что приводит к существенным экономическим потерям.

Наиболее распространенным способом разрушения негабаритов является механический. К настоящему времени производителями предлагается множество типов ударных механизмов, основанных на преобразовании различных видов энергии в механическую. Наибольшее применение нашли гидравлические и гидропневматические молоты [27, 28, 116].

В настоящее время ведутся исследования возможности более широкого применения других источников ударной энергии, альтернативных гидравлическому и гидропневматическому, например дизельных молотов, широко применяемых в строительстве, адаптированных для дробления негабаритных кусков породы [27, 28].

Однако существующие дизельные молоты имеют относительно невысокую эффективность функционирования рабочего инструмента, торец рабочей поверхности которого выполняется, как правило, в виде долота, пики, конуса, сферы.

В связи с этим исследования, направленные на совершенствование рабочего инструмента, позволяющие снизить затраты энергии при разрушении негабаритов, являются актуальными.

Работа выполнена в рамках программы Гб «Исследование надежности и энергоэффективности породоразрушающего инструмента».

Объект исследований – породоразрушающий ударный инструмент для дробления негабаритов при ведении горных работ.

Предмет исследования – конструктивные параметры рабочего инструмента и его напряженно-деформированное состояние при ударном разрушении горных пород.

Идея работы – наиболее эффективное разрушение негабаритов возможно при применении в устройствах для дробления эллиптической формы ударного инструмента, адаптированных к различным горным породам.

Цель работы – повышение эффективности работы машин для разрушения негабаритов за счет использования ударного инструмента с рациональной формой и конструктивными параметрами, обеспечивающего снижение энергетических затрат на разрушение.

Методы исследований – анализ литературных источников и их обобщение, физическое и математическое имитационное моделирование, экспериментальные исследования, основанные на законах физики и механики, методы математической статистики.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Контактные напряжения в рабочей части инструмента нелинейно зависят от радиусов его кривизны и их соотношения.
2. Повышение эффективности работы машины для дробления негабаритов горных пород может быть достигнуто за счет создания комбинированного эллипсоидного инструмента, обладающего преимуществами клиновидной и сферической форм.
3. Взаимосвязь удельной энергии разрушения отдельного куска породы с энергией единичного удара с достаточной информативностью описывается регрессионными уравнениями и позволяет определить форму и рациональные параметры рабочего инструмента.

Научная новизна работы:

1. Разработана математическая модель напряженно-деформированного состояния комбинированной рабочей части инструмента, позволяющая определять контактные напряжения породоразрушающих инструментов различных модификаций.
2. Установлена рациональная форма рабочего инструмента, сочетающая в себе основные преимущества клиновидной и сферической форм, обеспечивающая снижение энергозатрат при разрушении кусков горной породы.
3. Получены зависимости удельной энергии разрушения куска породы от энергии единичного удара для комбинированной формы разрушающего инструмента.

Практическая значимость работы:

1. Определены рациональные параметры инструмента эллиптической формы для разрушения негабаритов горных пород.

2. Разработан инструмент, наконечник которого выполнен с уменьшающимся переменным поперечным сечением, имеющим геометрическую форму эллипса, позволяющую расширить область его применения в различных горнотехнических условиях дробления негабаритов.

3. Разработана методика расчета параметров рабочего инструмента дизель-молота для разрушения негабаритов.

Личный вклад автора заключается:

– в разработке комбинированной формы ударного инструмента, сочетающей в себе основные достоинства клиновидной и сферической форм;

– обосновании рациональных параметров, исходя из его напряженно-деформированного состояния и энергоэффективности;

– установлении зависимости удельной энергии разрушения отдельного куска горной породы от энергии единичного удара;

– разработке методики расчета параметров рабочего инструмента дизель-молота для разрушения негабаритов.

Достоверность и обоснованность основных научных положений, выводов и рекомендаций подтверждена корректным использованием методов математического и физического моделирования, положений теории вероятности и математической статистики, апробированными методами экспериментальных исследований. Удовлетворительная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований (относительное расхождение не превышает 12 %) подтверждает их достоверность.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы и ее отдельные положения докладывались: на Международных научно-технических конференциях «Математическое моделирование механических явлений», Екатеринбург, 2009–2013 гг.; научно-практических конференциях Уральской горно-промышленной декады, Екатеринбург, 2008–2014 гг.; на «Неделе горняка – 2013», Москва, 2013 г.; Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», Екатеринбург, 2014 г.

Реализация результатов работы

По результатам исследовательской работы получен патент на полезную модель № 131788 «Устройство ударного действия». Результаты исследований используются при проектировании установки для дробления негабаритов горных пород в ООО «Уральские технологии бурения» (г. Екатеринбург).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликованы 9 статей, из которых 4 – в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, и 1 патент РФ на полезную модель.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы из 132 наименований, работа изложена на 76 страницах машинописного текста, содержит 42 иллюстрации, 8 таблиц и 2 приложения.

1. ОБЗОР МЕТОДОВ И СРЕДСТВ УДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТНЫХ КУСКОВ ГОРНОЙ МАССЫ

1.1. Техническая характеристика и сравнение эффективности средств разрушения негабаритов

Выход негабаритов в зависимости от горно-технологических условий может изменяться от 2÷3 до 15÷20 % от взорванной массы. При добыче штучного (например, облицовочного) камня выход негабаритных кусков может быть больше. В этих условиях годовой объем негабаритов, подлежащих дроблению, может достигать десятков и сотен тысяч кубометров в год даже для предприятий сравнительно небольшой мощности. Отсюда понятна значимость проблемы доведения размеров негабаритов до требуемых по технологии размеров, так как попадание, например, негабаритного куска в приемную щель головной дробилки сопряжено с остановкой всей технологической цепочки предприятия. Если же мы имеем дело с негабаритами при вскрытии рудного тела на карьерах, где размеры их ограничиваются шириной ковша выемочно-погрузочного оборудования, то если их не дробить, ими может быть загромождена рабочая площадка и это скажется на эффективности ведения горных работ в целом на предприятии. Если на конкретном предприятии объем негабаритов, требующих разрушения, значителен, то в этом случае стоимость этой вспомогательной технологической операции может составить существенную долю в общей себестоимости извлечения горной массы [27, 28, 116].

Принимая во внимание сказанное выше, следует отметить, что задача снижения затрат на операцию разрушения негабаритов актуальна практически для всех горнодобывающих отраслей промышленности.

В настоящее время накоплен достаточно большой практический и экспериментальный материал по различным способам воздействия на горные породы с целью их разрушения как в массиве, так и отдельных кусков. Дробление негабаритов до требуемых размеров может осуществляться либо с помощью взрыва как шпуровым способом (расход в. в. составляет $0,1 \div 0,3 \text{ кг/м}^3$), так и накладными зарядами (расход в. в. – $2,5 \div 3,0 \text{ кг/м}^3$), либо невзрывными способами. В основ-

ном это механическое разрушение, осуществляемое устройствами воздействия на разрушаемую среду сосредоточенными динамическими нагрузками.

Традиционный буровзрывной способ наряду с определёнными преимуществами имеет и ряд недостатков, важнейшими из которых являются негативные воздействия на окружающую среду, здания и сооружения, повреждение кабелей и оборудования разлетающимися кусками породы, пыле- и газовыделения. Кроме того, взрывные работы вызывают остановку горного производства, эвакуацию людей и оборудования из опасной зоны [27, 28, 116].

Наиболее распространенным способом разрушения негабаритов является механический. К настоящему времени производителями предлагается множество типов ударных механизмов, основанных на преобразовании различных видов энергии: гравитационной, электрической, энергии взрыва и энергии сгорания различного вида топлива в механическую [27, 28, 116].

Электрические ударные машины (электромагнитные и электро-механические) в России серийно не выпускаются. Имеются только опытно-промышленные экземпляры типа БЭМ-2 [52], а также технические решения, защищенные патентами [68, 102, 104, 105, 120÷126].

Наибольшее распространение в горной промышленности получили пневматические, гидравлические и гидропневматические ударные машины [69, 72, 98, 106].

Разрушение куска горной породы ударными нагрузками происходит, как правило, при нанесении по нему нескольких ударов, причем количество их, частота нанесения, энергия удара, скорость приложения нагрузки и другие параметры зависят от конструктивных особенностей машины. Все факторы оказывают определенное влияние на эффективность технологического процесса, но степень влияния их выяснена недостаточно. В некоторых работах встречаются явно противоречивые выводы. Так, И. А. Остроушко считает, что с увеличением скорости приложения нагрузки удельная энергоёмкость процесса разрушения горных пород должна уменьшаться [82]. Другие же исследователи придерживаются прямо противоположного мнения [26, 83, 84].

Установлено, что при увеличении энергии удара выше некоторого (определенного для каждого конкретного случая) предела удельная энергоемкость разрушения возрастает. В объяснении этого явления также нет единого мнения. Например, Л. И. Барон считает, что причиной этого является повышение степени разрушения породы и увеличение в связи с этим вновь образованной поверхности продуктов [13]. А. А. Борисов в своих исследованиях приходит к выводу, что повышение энергоемкости нельзя объяснить возрастанием степени дробления, так как это является следствием явления [26], а причина явления усматривается им в изменении характера нагружения разрушаемого материала при увеличении энергии удара.

По данным Р. М. Эйгелеса, глубина лунки разрушения возрастает с увеличением скорости приложения нагрузки [119]. В то же время в работах [9, 11] сделан вывод, что внедрение зуба в породу от действующего усилия при статической и динамической нагрузках идентично. В связи с этим глубина лунки разрушения не зависит от скорости приложения нагрузки.

Такие же противоречивые суждения встречаются и в тех случаях, когда при заданной величине энергии удара приходится выбирать значения массы и скорости ударника. Одни исследователи утверждают, что рациональным является увеличение скорости при уменьшении массы ударника [20, 38, 82], другие заявляют прямо противоположное [26], третьи приходят к выводу, что скорость не влияет на характер и показатели процесса разрушения [96, 101].

В части описания физической сущности результатов ударного приложения нагрузки мнения исследователей также расходятся. Одним из главных вопросов здесь является правомерность утверждения аналогии в процессах, происходящих в разрушаемом объекте при медленном статическом возрастании нагрузки и при нагружении со значительными скоростями, которые имеют место при ударе. Часть исследователей (таких большинство) утверждает, что качественно картина разрушения при ударном нагружении мало отличается от статической [26, 61, 73]. Другие предлагают считать картину принципиально отличной, и основное внимание уделяют волновым процессам, считая их главными при рассмотрении напря-

женно-деформируемого состояния разрушаемого материала [100]. Наконец, есть попытки объединить оба принципа в один, учитывающий влияние как статической, так и динамической волновой нагрузок [39].

Механизм процесса разрушения основывается на двух гипотезах, к которым присоединяется большинство исследователей. Это гипотезы И. А. Остроушко и Л. А. Шрейнера [35, 39, 71, 73, 82, 84, 86, 117, 118]. Однако окончательного мнения о правомерности той или иной гипотезы пока нет, и различные исследователи, соглашаясь с их основными положениями, предлагают свои поправки [5, 70].

Известно также [41], что объемное разрушение негабаритных кусков горных пород происходит при относительно большой энергии удара и малой частоте ударов. При малой энергии единичного удара и большой частоте ударов происходит поверхностное разрушение (бурение). Практика показывает, что машина с большой энергией удара при малой частоте ударов в несколько раз по производительности разрушения негабаритов более эффективна, чем машина той же мощности, но с малой энергией единичного удара и большей частоте ударов. В связи с этим можно разделить машины ударного действия для разрушения горной массы на молоты объемного разрушения – это молоты с большой энергией единичного удара и малой частотой ударов и молоты поверхностного разрушения – молоты с малой энергией удара и большой частотой ударов.

К молотам объемного разрушения можно отнести, к примеру, из известных современных – FRACTUM-BRECHER [95].

Отличительной особенностью этого оборудования является совмещение ударника с рабочим инструментом. Рабочим инструментом молота FRACTUM-BRECHER является поршень со сферической головкой.

Эту новую технологию и самое мощное в мире оборудование для разрушения негабаритных и тяжелых материалов компания FRACTUM вывела на мировой рынок в 2002 году. Сферами применения кинетических молотов FRACTUM являются:

- вторичное дробление горных пород на карьерах и рудниках;
- переработка шлаков и отходов металлургического производства;

- демонтаж и снос железобетонных строительных и мостовых конструкций.

Молоты FRACTUM-BRECHER относятся к новому технологическому поколению оборудования, призванных заменить устаревшие способы разрушения негабаритов с помощью буровзрывных работ, применения шар-бабы или тяжелых серий пневматических и гидравлических молотов.

Принципиальная новизна технологии заключается в том, что мощными и точными ударами разрушаемому негабариту передается большое количество кинетической энергии (от 80 до 400 кДж), которую он не в состоянии поглотить, вследствие чего происходит его объемное разрушение. При этом масса ударной части молота, сопоставима с массой самого негабарита.

Технология FRACTUM превосходит все используемые в настоящее время технологии и обладает следующими достоинствами, это:

1. Высокая производительность за счет относительно большой энергии удара (до 400 кДж).

2. Безопасность в эксплуатации делает возможным использование молота вблизи работы другого оборудования и персонала. Его работоспособность практически не зависит от климатических условий.

3. Простота конструкции обеспечивает необходимую долговечность молота в работе.

4. Благодаря новому способу крепления молота к экскаватору, значительно снижается негативное воздействие ударных нагрузок на базовую машину, что существенно продлевает срок её службы и снижает эксплуатационные затраты.

Экономическая эффективность достигается за счет сокращения количества используемого оборудования, снижения эксплуатационных издержек и затрат на ремонт.

На рис. 1.1 представлен молот фирмы FRACTUM. Его основные технические характеристики приведены в табл. 1.1.



Рис. 1.1. Молот фирмы FRACTUM

Технические характеристики молота FRACTUM-BRECHER

Модель	FB 80	FB 100	FB 200	FB 400
Масса экскаватора, т	25	30	40	50
Эксплуатационная масса, т	4,5	5,5	1,5	14,5
Энергия удара, кДж	80	100	200	400
Высота, мм	7 800	7 800	8 500	9 500
Ширина, мм	1 060	1 060	1 250	1 500
Рабочее давление, бар	180	250	250	250
Поток макс., л/мин	180	200	280	410

Основным недостатком молота FRACTUM-BRECHER является его относительно высокая стоимость, что в некоторых случаях ограничивает применение этого оборудования.

К молотам поверхностного разрушения можно отнести: пневматические ударники [98], гидравлические машины ударного действия [67, 72, 106], гидропневматические молоты. Пневмомолоты в горной промышленности используются уже в течение длительного периода и отличаются простотой конструкции и надежностью. В работе [8] показано, что у пневматических машин относительно небольшой КПД, значительные габариты и низкие энергетические показатели, в частности, ударная мощность. Повышение энергии единичного удара у этих машин сопровождается увеличением габаритных размеров и массы. Пневматические молоты неудовлетворительно работают при отрицательных температурах – минус пять градусов и ниже, что вызывается наличием в сжатом воздухе повышенного содержания конденсата влаги. Кроме этого пневмомолоты требуют наличия компрессоров, которые являются относительно дорогостоящими изделиями и имеют низкий КПД.

Подобных недостатков лишены гидравлические ударные устройства [67, 72, 106], рис. 1.2.



Рис. 1.2. Гидромолот при дроблении негабаритов

По этой причине они практически вытеснили пневматические молоты на операции дробления негабаритов. Гидравлические и гидропневматические машины имеют более высокую плотность потока энергии по сравнению с тепловыми и пневматическими машинами. Выборочное среднее плотности потока энергии у этих машин составляет 77 Вт/см^2 , коэффициент полезного действия – до 38 % [114], а ударная мощность – до 40 кВт [8]. Следует отметить, что гидравлические устройства требуют высокой степени точности изготовления и чистоты обработки сопрягаемых деталей, а также строгого соблюдения технологической дисциплины при эксплуатации, что является причиной их высокой стоимости. Кроме того, гидромолоты предполагают использование в качестве базовой машины гидравлических экскаваторов, на которых они навешиваются вместо ковша. В качестве источника энергии используется гидравлический привод экскаватора. Цена гидроэкскаватора в разы превышает стоимость молота, что существенно повышает себестоимость всей операции дробления негабаритов.

Ударные устройства, использующие энергию взрыва, отличаются широким диапазоном энергии единичного заряда (от 55 кДж до 2,7 МДж), а значит широкими возможностями по дроблению негабаритных кусков практически любой категории крепости и больших линейных размеров. Вместе с тем использование этих устройств

связано с отрицательным воздействием продуктов взрыва на окружающую среду и, главное, использование взрывчатых веществ всегда снижает уровень безопасности обслуживающего персонала.

Альтернативой перечисленным типам ударных устройств, а в частности молотам FRACTUM BRECHER могут быть устройства, применяемые в строительстве, при забивке свай – дизель-молоты [47, 99], в направлении которых ведутся исследования [29, 30, 103, 107, 108, 110]. Эти молоты позволяют создавать механические импульсные нагрузки с высокой энергией единичного удара – от 2 до 54 кДж и выше с частотой до 100 ударов в минуту. К преимуществам выбранного направления работы по сравнению с другими возможными направлениями следует отнести:

- Сокращение времени разработки в связи с применением серийного дизель-молота.
- Отпадает необходимость разрабатывать базу установки, поскольку в качестве ходового шасси может быть использован серийный бульдозер.
- Возможность изготовления самоходной ударной установки при наличии указанного оборудования в условиях горнорудных комбинатов.
- Дизель-молоты по ударной мощности превосходят пневмобутобои, электрогидропневмо- и взрыво-импульсные ударники (табл. 1.2).
- Дизель-молот и бульдозер работают на дизельном топливе, что позволяет обеспечить автономность самоходной установки.
- Дизель-молоты экономичны и просты в управлении. По сравнению с существующими способами дробления имеют относительно небольшую себестоимость дробления.
- Разработка навесного приспособления не представляет технической трудности.

На (рис. 1.3) приведена фотография опытно промышленной дизельной установки для разрушения негабаритных кусков породы [29, 30, 107].



Рис. 1.3. Дизель-молот штанговый ДМ-150
при дроблении известняка

Отличительные особенности установки по сравнению с традиционными гидро- и пневмомолотами:

- простота конструкции: практически отсутствуют детали и узлы с высокой степенью чистоты и точности обработки, отсюда высокая надёжность;

- низкая материалоемкость: масса установки в $1,5 \div 1,8$ раза меньше отечественных и зарубежных аналогов;
- низкая стоимость и простота обслуживания при эксплуатации за счет отказа от гидравлических и пневматических систем;
- оригинальность технических решений подтверждена патентами РФ на изобретения.

В табл. 1.2 приведены характеристики отечественных и зарубежных средств разрушения негабарита.

Таблица 1.2

Сравнительная характеристика средств разрушения негабарита

Тип рабочего органа	Энергия удара, Дж	Частота ударов, уд/мин	Вес рабочего органа, т
Крановый бутобой: 1. Шар-баба 2. Клин-баба	$(1,5 \div 6) \cdot 10^5$	$0,5 \div 1$	$3 \div 6$
Пневмомолоты: 1. ДКВ375 2. ИРН200 3. SB80 4. Б2М	$1,38 \cdot 10^3$ $0,94 \cdot 10^3$ $4 \cdot 10^3$ $1,1 \cdot 10^3$	600 380 180 600	0,41 0,22 1,90 0,30
Гидропневмоударники: 1. ГПМ-200 2. ИГСД-1 3. ГПУ-500 4. ГПУ-1000 5. ГПУ-2000	$2 \cdot 10^3$ $20 \cdot 10^3$ $5 \cdot 10^3$ $10 \cdot 10^3$ $28 \cdot 10^3$	250 20 160 200 110	0,32 3,60 0,36 0,90 1,80
Взрывоимпульсные ударники 1. М-1500 2. М-3000 3. УДН-2 4. УДН-3	$(7,5 \div 15) \cdot 10^3$ $(10 \div 30) \cdot 10^3$ $(5 \div 15) \cdot 10^3$ $(15 \div 30) \cdot 10^3$	30 30 $30 \div 60$ $30 \div 60$	4,2 4,2 0,5 1,31

Тип рабочего органа	Энергия удара, Дж	Частота ударов, уд/мин	Вес рабочего органа, т
Электромагнитные молоты			
1. ЭММ-500В	$0,5 \cdot 10^3$	420	0,1
2. ЭММ-2000В	$2 \cdot 10^3$	420	0,5
3. ЭММ-10И	$10 \cdot 10^3$	5÷10	1,6
4. ЭММ-20И	$20 \cdot 10^3$	5÷10	2,8
Гидромолоты:			
1. НМ401	$0,72 \cdot 10^3$	500÷550	0,4
2. В200	$1,3 \cdot 10^3$	300÷560	0,8
3. S800	$3,5 \cdot 10^3$	250÷400	1,3
Дизель-молоты:			
1. ДМ-150	$2 \cdot 10^3$	до 100	0,34
2. ДМ-240	$3,5 \cdot 10^3$	55÷80	0,35
3. УР2-500	$15 \cdot 10^3$	42÷50	1,3
4. УР2-1250	$40 \cdot 10^3$	43	2,66
5. УР2-1800	$54 \cdot 10^3$	42÷45	3,3

На основании выполненных экспериментальных работ [116] сделан вывод, что эффективное дробление негабарита всей гаммы пород, характерных для рудных карьеров, можно осуществлять установками с регулируемой энергией единичного удара в пределах $0,5 \div 20$ кДж и частотой $45 \div 130$ уд/мин. Увеличение энергии единичного удара свыше 20 кДж является нецелесообразным, так как ведёт к незначительному повышению производительности установки.

При энергии единичного удара 20 кДж негабариты объёмом $3 \div 6$ м³ разрушаются на 3÷4 части за 9÷15 ударов. Значительное влияние на эффективность дробления оказывает выбор места приложения нагрузки. При направлении удара вдоль напластования энергозатраты на разрушение в 2÷2,5 раза ниже, чем при нанесении ударов поперёк слоев.

Перечисленные конкурентные преимущества дизельных молотов позволяют нам утверждать, что на ближайшую перспективу их промышленное освоение и использование, их как основного средства для дробления негабаритов, позволит

существенно повысить экономическую эффективность этого технологического процесса.

1.2. Анализ известных моделей ударного разрушения горной породы

В странах СНГ и в России работы по созданию импульсной техники и исследованию процесса разрушения пород с их помощью проводились и проводятся в ИГД СО РАН, ЦНИИС Минтрансстроя, КарГТУ, СКБ «Импульс» АН Кирг. ССР, ИГД им. А.А. Скочинского, ДонУГИ, КузГТУ, Орел-ГТУ, ВИИСтройдор-маше, на Копейском машзаводе, УГГУ, МГГУ и др. НИИ и вузах.

Существенный вклад в исследования техники и технологии ударного разрушения горных пород внесли: П. М. Алабужев, Е. В. Александров, Ж. А. Алиев, Л. И. Барон, Б. Н. Кутузов, И. А. Остроушко, Ю. И. Протасов, В. В. Ржевский, Н. П. Ряшенцев, Б. А. Симкин, Л. А. Шрейнер, Л. С. Ушаков, Р. М. Эйгелес и многие др. ученые.

В соответствии с горнотехнической классификацией горных пород, предложенной Л. И. Бароном [9, 11], к числу наиболее важных характеристик пород в раздробленном состоянии относятся:

- сопротивление дроблению крупным динамическим сколом;
- соотношение между наибольшим размером – длиной, средним размером – шириной и наименьшим размером – толщиной, т. е. объем негабарита.

Как это следует из общих физических соображений, существенное влияние на энергоемкость процесса дробления будет оказывать прочность слоя, на котором лежит негабарит, величина и направление разрушающего импульса, положение негабарита в момент удара. Для оценки всех перечисленных факторов необходимо рассмотреть энергетику процесса дробления негабарита. При разработке основ теории механического дробления негабаритов горных пород используется целый ряд гипотез: Риттингера, Кирпичева–Кика, Бонда, Ребиндера и др. [4, 6, 35, 129]. Эти гипотезы приведены в таблице 1.3 (обозначения сохранены такими же, как и в оригинале).

Гипотезы, описывающие ударное разрушение горных пород

№№ п.п.	Гипотезы	Автор
1	$A_S = K_S S = K_S D_0^2$	П. Риттингер
2	$A_\Sigma = 3A_S \left(\frac{D_0}{d} - 1 \right) = 3A_S (i - 1)$	П. Риттингер
3	$A_V = K_V V = K_V D_0^3$	В. П. Кирпичев Ф. Кик
4	$A_V = K_V D_0^3 = \frac{\sigma^2 V}{2E_M}$	В. П. Кирпичев Ф. Кик
5	$A_\delta = K_\delta \sqrt{VS} = K_\delta D^{2.5}$	Ф. Бонд
6	$A_\Sigma = K_{pS} S + K_{pV} V = \sigma D^2 + K_p D^3$	П. А. Ребиндер
7	$A_\Sigma = \frac{CV}{(K_p - 1) D^{K-1}} (i^{Kp-1} - 1)$	А. К. Рундтвист
8	$A_\Sigma = K_p \frac{V(\sqrt{i} - 1)}{\sqrt{D}(\sqrt{i} - 1)}$	С. Е. Андреев
9	$A_\Sigma = \frac{3K_r^2 \sigma_p V}{2E_M} (i - 1)$	П. С. Глотов
10	$A_\Sigma = \frac{3K_r \sigma_p^2}{2E_M} (i - 1) K_0$	В. И. Кузнецов
11	$A_\Sigma = KV \sigma_{сж} \lg i / 2E$	Л. Б. Левинсон В. П. Барабашкин
12	$E = a \left(\frac{Q}{Q_n} \lg Q - \lg Q_n \right)$	Д. М. Ярошев
13	$A_\Sigma = \frac{K \sigma_p^{1.5} P_K^{0.5} (1-\mu)^{2.5} (1+\mu) F^b n^c}{\mu^{1.5} E_M}$	ИГД МЧМ СССР
14	$A_\Sigma = a F^b n^c$	ИГД МЧМ СССР
15	$A_\Sigma = 4,423 \cdot K_n \cdot P_k^{0.85} \cdot F^{1.45} \cdot n^{0.47}$	Ж. А. Алиев

В таблице 1.3 обозначено:

A_S – энергия необходимая для разделения дробимого материала по одной плоскости, Дж;

K_S – коэффициент пропорциональности, устанавливаемый опытным путем;

D_0 – эквивалентный диаметр куска, м;

- S – величина вновь образованной поверхности, м^2 ;
- A_{Σ} – полный расход энергии на дробление материала, Дж;
- d – средний размер кондиционного куска после дробления, м;
- $i = D_0/d$ – степень дробления материала;
- A_V – энергия необходимая для одинакового изменения формы геометрически подобных и однородных тел, Дж;
- K_V – эмпирический коэффициент пропорциональности;
- V – объем дробленого материала, м^3 ;
- σ – напряжение, возникающее при деформации дробимого тела, МПа;
- E_M – модуль упругости Юнга, МПа;
- A_{δ} – элементарная энергия разрушения, Дж;
- K_{δ} – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально;
- K_{pS} – коэффициент, учитывающий поверхностную энергию, приходящуюся на единицу поверхности;
- K_{pV} – коэффициент, учитывающий свойства дробимого тела;
- K_p – обобщенный коэффициент, учитывающий величину энергии (A_S) свойства дробимого тела;
- C – некоторая постоянная дробления;
- $i = D/d$ – степень дробления;
- D и d – начальный и конечный диаметры дробимого куска, м;
- $i' = d/d_n$ – показатель, характеризующий степень измельчения материала в каждом приеме при дроблении материала от размера d до d_n , м;
- K_{Γ} – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально;
- σ_p – напряжение разрыва, МПа;
- K_0 – коэффициент учитывающий влияние типа основания и соотношение соударяющихся масс в молоте;
- a – коэффициент пропорциональности, характеризующий свойство материала;
- E – энергоемкость дробления куска, Дж;
- Q и Q_n – соответственно начальная и конечная массы кусков материала, кг;

K – коэффициент, учитывающий преобразование ударной нагрузки в усилия, разрывающие негабарит;

P_k – контактная прочность породы, МПа;

μ – коэффициент Пуассона;

F – площадь, по которой происходит раскол негабарита, м²;

n – число ударов до разрушения;

b и c – показатели, характеризующие соответственно масштабный и усталостный эффект и зависящие от структуры и прочностных характеристик пород;

a – коэффициент энергоемкости, являющийся обобщенным показателем передачи ударной нагрузки и прочностных свойств породы;

$b = 1 \div 1,23$;

K_{II} – коэффициент, учитывающий форму и геометрию инструмента.

Гипотеза, согласно которой расход энергии на дробление пропорционален величине вновь образованной (обнаженной при дроблении) поверхности, учитывает энергию A_s , необходимую для разделения дробимого материала по одной плоскости. Она выражается П. Риттингером зависимостью (1).

На дробление материала определенной крупности (D_0) в зависимости от требуемого размера кондиционного куска, (d) согласно гипотезе Риттингера полный расход энергии A_Σ будет определяться по модели (2).

Энергия A_v , необходимая для одинакового изменения формы геометрически подобных и однородных тел, по гипотезе Кирпичева–Кика (3) изменяется пропорционально объемам или весам этих тел [2, 6, 35, 129].

Учитывая, что работы внутренних сил пропорциональны объемам дробимых тел, выражение (3) может быть приведено к виду (4).

Из формулы (4) следует, что по закону Кирпичева–Кика, расход энергии при дроблении прямо пропорционален напряжениям, возникающим при деформации дробимого тела, его объему и обратно пропорционален модулю Юнга.

По гипотезе Ф. Бонда (5) элементарная энергия разрушения A_δ пропорциональна элементарному приращению среднегеометрического между объемом V и вновь образованной (обнаженной) поверхностью S .

Академик П. А. Ребиндер считает, что энергия дробления (A_p) складывается из энергии, затрачиваемой на деформацию дробимого тела (A_v), которая определяется по закону Кирпичева–Кика (4), и энергии, расходуемой на образование новой поверхности (A_s), определяемой по закону Риттингера (1). Согласно его гипотезе, величина суммарной затраченной работы выражается зависимостью (6).

В свою очередь А. К. Рундтвист, анализируя процесс дробления горных пород, считает, что элементарная работа дробления одного куса пропорциональна элементарному изменению некоторой степени его размера D . Согласно его данным, полная работа, затрачиваемая на дробление некоторого объема, может быть определена по формуле (7).

Проф. С. Е. Андреев [6] в своих исследованиях рассматривал всю работу, затрачиваемую на механическое дробление материала от диаметра D до диаметра d , как сумму работ по последовательным приемам: после каждого дробления часть куска затем снова дробится пополам и так последовательно до конечного диаметра.

В результате выполненных исследований С. Е. Андреевым для определения полной работы дробления была получена формула (8).

Сравнения затем для различных степеней измельчения (i) величину полной работы, полученной по формулам (1) – (8), С. Е. Андреев [6] пришел к выводу, что единый закон дробления устанавливает только гипотеза академика П. А. Ребиндера (6), в которую необходимо вводить поправки в зависимости от степени измельчения материала i .

Вероятно, по этой причине П. С. Готов отказывается от применения этой формулы и предполагает, что, независимо от характера приложения внешних сил, причиной механического разрушения материала следует считать, по-видимому, разрыв внутренних связей, а мерой прочности этих связей – прочность материала на разрыв. В результате для определения полной работы, затрачиваемой на дробление, им была получена следующая зависимость (9).

Для случая разрушения: тела сжимающими усилиями K_T изменяется в пределах от 1,2 до 3,14.

В. И. Кузнецов в формулу (9) [129] ввел коэффициент K_0 , учитывающий влияние типа основания и соотношение соударяющихся масс в молоте. И формула (9) приобрела вид (10).

В работах [6, 34, 35] Л. Б. Левинсон и В. П. Барабашкин также отмечают, что при анализе энергоемкости процессов дробления горных пород целесообразно пользоваться гипотезой Кирпичева–Кика. Однако при определении полной величины затраченной энергии они рекомендуют учитывать показатель прочности горной породы на сжатие $\sigma_{сж}$, а не на растяжение σ_P , что имеет место в формуле (11).

Энергоемкость дробления куска по Д. М. Ярошеву [129] описывается выражением (12).

Формула (12) фактически представляет собой интерпретацию закона Кирпичева–Кика, т. е. полная энергоемкость процесса дробления пропорциональна объемам V дробимых тел от некоторого размера D до размера d .

В отличие от рассмотренных подходов к процессу энергоемкости дробления горных пород, в ИГД МЧМ СССР (сегодня ИГД УрО РАН) [129] используют метод физических аналогий, на базе которого для определения общей работы дробления рекомендуется уравнение (13).

Все показатели уравнения (13) справедливы только при приложении нагрузки со скоростью $v \leq 7 \div 13$ м/с. Общий вид формулы без учета степени измельчения (i) выражается моделью (14).

Согласно Ж. А. Алиеву [4] работу, необходимую для разрушения негабарита при динамическом многократном нагружении, можно определить выражением (15).

Исследованиями, проведенными Ж. А. Алиевым [4], установлено, что из испытанных инструментов сферической, конусной, долотчатой и крестообразных форм наибольшая эффективность при минимальной удельной энергоемкости обеспечивается при разрушении долотчатым инструментом. При энергии единич-

ного удара 3 кДж относительный показатель разрушения для всех инструментов, принятый как отношение удельных затрат энергии при применении данного инструмента к удельным затратам разрушения долотчатой пикой, составил: для конусного инструмента – 1,4; для крестообразного – 1,9; для сферического – 2,4; что подтверждается вычислительным экспериментом [27, 28].

Выполненный анализ работ, посвященных количественной оценке энергоемкости дробления негабаритов горных пород, позволяет сделать следующие выводы: в настоящее время наиболее распространенными гипотезами являются эмпирические законы Риттингера и Кирпичева–Кика.

Современное состояние теории удара решает задачу напряженно-деформированного состояния тел при ударе. Но это справедливо для случая, когда напряжения не выходят за пределы упругости материала и предела его прочности. Кроме того, основные работы как теоретические, так и экспериментальные направлены на исследование поведения при соударении металлических тел. Этому вопросу посвящены известные работы Е. В. Александрова, В. Б. Соколинского [3], Г. С. Батуева [53], В. П. Бидермана [21, 22], В. Гольдсмита [40], А. Д. Динника [45], Н. А. Кильчевского [60], В. С. Никифоровского, Е. И. Шемякина [79], Я. Г. Пановко [85], Х. А. Рахматулина [90].

При решении задач удара два подхода выделяет Я. Г. Пановко [85]. При первом подходе напряженно-деформированное состояние связывают с прохождением волн сжатия и растяжения в теле образца после соударения с преградой – это модели с распределенными параметрами. Второй подход основан на дискретных моделях – в расчет принимаются напряжения, возникающие вблизи зоны контакта соударяющихся тел.

Выводы, полученные на основе распределенных моделей, учитывающих волновые процессы, получены при соударении стержней с гладкими торцовыми поверхностями. При шероховатых поверхностях возникают отраженные волны, приводящие к неопределенностям. А. Д. Динник [45] показал, что влиянием волновых процессов можно пренебречь, если отношение энергии колебаний к энергии движущегося тела есть малая величина, т.е. отношение

$$R = 50^{-1} \cdot v \cdot v_p^{-1},$$

где v – скорость соударения тел, м/с;

v_p – скорость продольных колебаний, м/с.

Большая часть горных пород имеет $v_p = (1 \div 7)10^3$ м/с [45, 90]. Скорость соударения исполнительного органа с дробимым телом в современных ударных машинах не превышает 80 м/с. В этих условиях, как видно, величина отношения R будет находиться ниже приведенного выше уровня. Из чего следует, что волновая энергия не оказывает существенного влияния на процесс соударения.

Основой для определения основных параметров удара в дискретных моделях является теория Герца, описывающая процесс соударения тел вращения. В. Гольдсмит [40] на основе этой теории получил формулы, позволяющие определять максимальное сближение центров масс при соударении двух тел, максимальную силу удара, размер пятна контакта и максимальное давление в зоне контакта.

Эти формулы, как показывают эксперименты, справедливы при напряжениях, не превышающих предел упругости материала. В работах [85, 42] показано, что положения теории Герца экспериментально подтверждаются для металлов при скоростях не выше 4–10 м/с. Для горных пород эта скорость будет еще меньше, так как модуль упругости горных пород намного меньше чем у металлов.

Теория нелинейного упругопластического удара является дальнейшим развитием упругой нелинейной модели Герца, отличающаяся тем, что деформация в соответствии с законом Герстнера при нагружении рассматривается как сумма двух составляющих упругой и пластической. Данное направление развивалось в работах [85, 36, 78], которое также позволяет определять основные параметры процесса разрушения.

Соответственно, современная теория удара дает методы расчета напряжений и деформаций в соударяющихся телах. Исследования процесса ударного разрушения горных пород [12, 25, 36] показали, что с ростом скорости приложения нагрузки наблюдается рост некоторых физико-механических параметров. При увеличении скорости удара до 10 м/с отмечается резкое увеличение прочностных

характеристик. Так модуль упругости увеличивается в $1,5 \div 2,5$ раза, прочность на сжатие в $2,1 \div 4,2$ раза, прочность на растяжение в $1,7 \div 2,6$ раза. Это явление характерно и при соударении металлов, но в этом случае наблюдается не столь резкий рост этих характеристик.

Наряду с напряженно-деформированным состоянием тел, при соударении важной характеристикой является время. Как отмечается в [21, 22], для передачи возмущений на определенное расстояние необходимо определенное время. Так необходимо время на возникновение, развитие и перемещение зон пластического течения (предразрушения) и областей разрушения. За это время макропараметры напряженного и деформированного состояния, достигающие некоторого критического уровня, должны, действуя на структуру материала, произвести и закончить в них такие изменения (дислокации, микротрещины), в результате которых тело превращается из исходного состояния в разрушенное. В работах [21, 22, 79, 90] установлено, что время удара является функцией скорости и массы соударяющихся тел. В соответствии с [53] продолжительность удара можно определить по формулам:

$$\tau = v^{-(1-n)/(1+n)},$$

$$\tau = M^{n/(n+1)},$$

где n – показатель упругопластического сжатия в зоне контакте;

M – масса тела, кг.

Это обстоятельство важно в связи с тем, что в нашем случае речь идет о разрушении кусков размером свыше 0,5 м. В работе [81] отмечено снижение скорости распространения трещин в образцах из органического стекла при достижении ими длины 100–125 мм.

Анализ результатов большинства работ в области ударного разрушения различных материалов, разрушаемых на несколько частей инструментом клиновидной формы с помощью падающего груза, показывает, что зависимость энергоемкости этого процесса E от энергии единичного удара A , полученной из условий разрушения одним ударом, принято изображать непрерывной гиперболической кривой, рис. 1.4 [35] (штриховая линия).

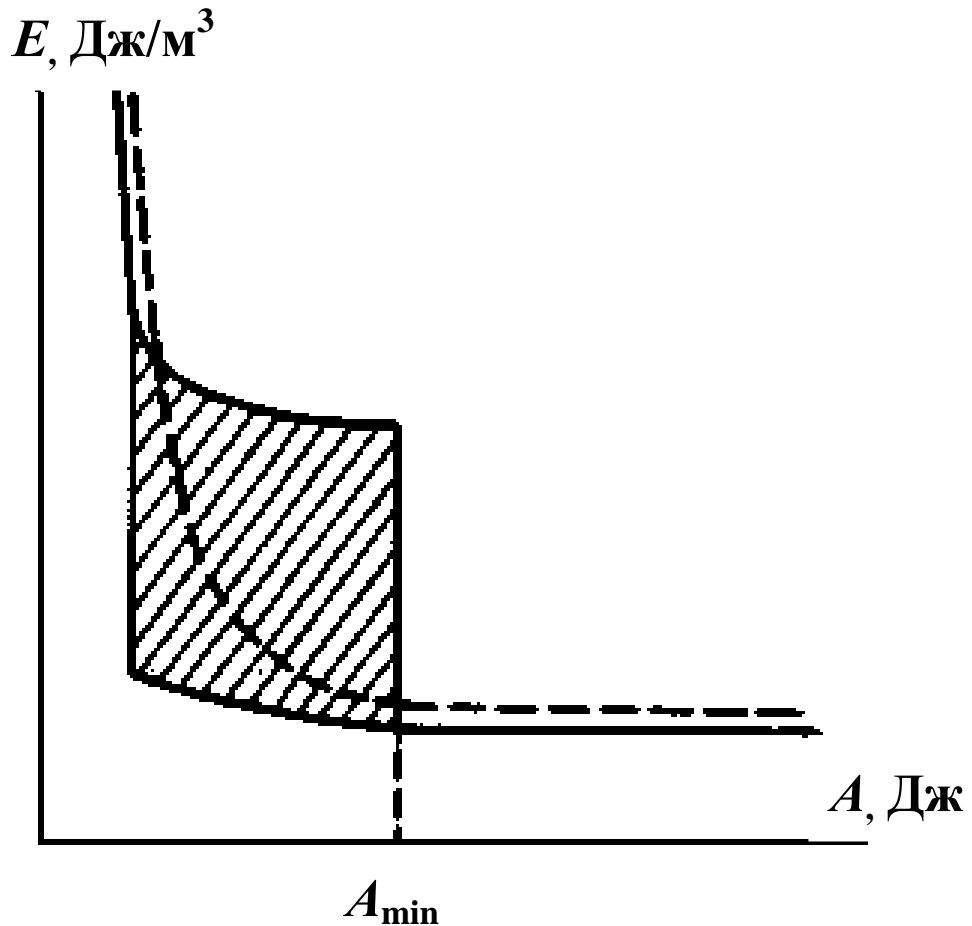


Рис. 1.4. Зависимость энергоемкости процесса разрушения негабарита от энергии удара

На кривой можно, выделить участок, где энергоемкость начинает быстро возрастать с уменьшением энергии удара. Величина минимальной (по условиям энергоемкости) работы удара выбирается именно с учетом этого участка.

Материалы, полученные в экспериментах [35], проведенных в области поверхностного и объемного разрушения, позволяют утверждать, что подобное представление о течении процесса не является достаточно точным. В зависимости от физико-механических констант конкретного образца, в определенном диапазоне энергий единичного удара наблюдается неустойчивое течение процесса (см. рис. 1.4), заштрихованная зона, в которой может наблюдаться поверхностное (верхняя кривая, ограничивающая зону) и объемное (нижняя кривая) разрушение, приводящее к значительному разбросу данных по энергоемкости.

Таким, образом, результаты [35], полученные при дроблении серией ударов, показали, что общий ход закономерности остается прежним с той лишь разницей,

что существует некоторая переходная область неустойчивых значений энергоемкости. Из данных рис. 1.4 следует, что для энергетически эффективного течения процесса значение минимально допустимой энергии удара не может быть выбрано в произвольной точке переходного участка кривой, а должно быть выше или равно порогу A_{\min} , характеризующему границу переходной области. При энергиях меньше A_{\min} , в силу не идентичности условий нанесения каждого удара процесс разрушения может проходить как по нижней, так и по верхней ветвям, а последнее приведет к резкому возрастанию энергоемкости дробления.

Таким образом, экспериментальными работами установлено, что при дроблении образца; несколькими ударами в некотором диапазоне живой силы бояка зависимость $E=E(A)$ распадается на две ветви – верхнюю, соответствующую поверхностному разрушению, и нижнюю, соответствующую объемному разрушению. Этот диапазон энергий единичного удара назван *переходной зоной*. Правая граница переходной зоны при увеличении массы ударника смещается в сторону меньших энергий и в противоположную сторону – при возрастании скорости. При дроблении в рациональном режиме масса и энергия бояка должны быть не ниже некоторых критических величин, обеспечивающих работу за правой границей переходной зоны.

Получаемые различными авторами на базе этих гипотез соответствующие формулы решают, как правило, частные задачи. При этом, как отмечают большинство исследователей [6, 34, 80, 88, 127÷129], они являются приближенными и не учитывают целого ряда факторов. Кроме того, во всех рассмотренных нами формулах не учитывается такой важнейший показатель, как энергия единичного удара, отсутствует единый подход к определению степени измельчения материала, выбору показателя прочностных свойств пород, никак не учитывается форма контактной поверхности ударного инструмента, его конструктивное исполнение, за исключением формулы, предложенной Ж. А. Алиевым [4, 27, 28].

1.3. Анализ конструкций инструмента для ударного разрушения

Как показано выше, энергоемкость процесса разрушения как объемного, так и поверхностного зависит от формы контактной поверхности инструмента. Рассмотрим формы инструментов, которые широко применяются при работе гидро- и пневмомолотов (рис. 1.5).

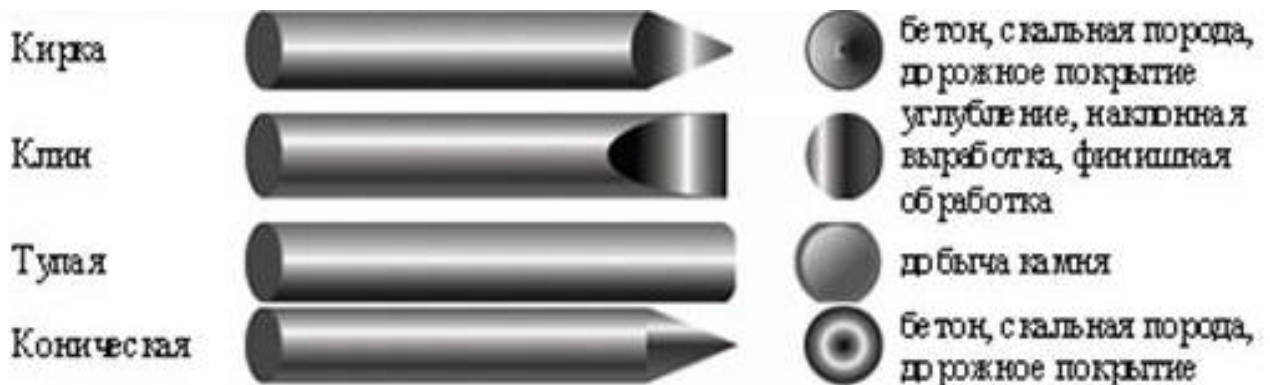


Рис. 1.5. Виды инструментов применяемых в современных установках ударного действия

Сменный инструмент гидромолота [46] не является самой дорогой деталью, но в значительной мере определяет его эксплуатационную надежность и производительность. Форма рабочего конца инструмента определяет его назначение и влияет на производительность гидромолота.

Сменный инструмент предназначен для разрушения прочных материалов, уплотнения насыпных грунтов, забивки в грунт столбиков, стоек и т. п. (рис. 1.6). Среди инструмента для разрушения материалов различают пику, зубило, клин.

Наиболее универсальным инструментом является пика, которая оканчивается либо круглым конусом, либо пирамидой с несколькими гранями, либо плоским торцом (тупая пика). Последнее время изготовители чаще предлагают четырехгранную пирамиду, а не круглый конус. При внедрении в породу в зоне ребер пирамиды в обрабатываемом материале создаются повышенные напряжения, способствующие образованию трещин.

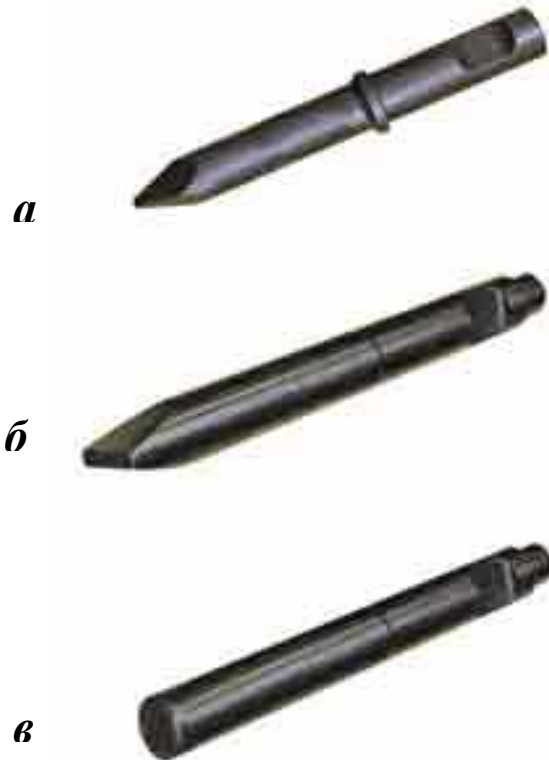


Рис. 1.6. Сменный инструмент:
a – острая пика для универсального применения; *б* – плоское долото для применения на скальных породах и работ по сносу; *в* – тупое долото для применения на скальных породах и разбивке негабарита

Однако предпосылкой выбора для изготовителей пирамидальной формы пики является не столько ожидаемое повышение производительности гидромолота, сколько снижение трудоемкости изготовления. Если пике придать форму трехгранной пирамиды, то эффект образования трещин в разрушаемом материале еще усиливается. Оказалось, что выполнить грани пирамиды на цилиндрическом стержне проще с помощью специальной пилы, чем точить круглый конус на токарном станке. Кроме того, при отпиливании граней пирамиды образуется меньше металлической стружки, чем при точении конуса. Интересы потребителей и производителей в данном случае совпадают. Однако преимущества граненой пики перед конической по мере износа ребер и вершины пирамиды постепенно утрачиваются, конец пики приобретает форму, похожую на сферу. Тем не менее, инструмент в виде пики рекомендуется для разрушения бетонных конструкций и дорожных покрытий, каменной или кирпичной кладки.

Для дробления негабаритов горных пород, значительное количество которых образуется при добыче полезных ископаемых буровзрывным способом, наи-

более подходящим инструментом считается пика с плоским концом [46]. Такой инструмент удобнее устанавливать на разрушаемый негабарит, так как он меньше соскальзывает при прижатии молота к объекту работы. Но со временем и такой инструмент принимает на конце сферическую форму. В 1980-х годах в НИИ горнохимического сырья (ГИГХС, Московской области) испытывали инструмент для дробления негабаритов горных пород с рабочим концом, на котором была выполнена не выпуклая, а вогнутая сфера. Во время испытаний было отмечено, что вероятность соскальзывания при установке на точку у такого инструмента гораздо меньше, а эффективность разрушения негабарита не хуже, чем у плоского инструмента. Но широкого распространения инструмент с вогнутой сферой на рабочем конце не получил, вероятно, по технологическим причинам. Изготавливать инструмент с плоским торцом проще, а по мере износа весь инструмент принимает форму, близкую к выпуклой сфере, утрачивая первоначальные преимущества.

Инструмент в виде клина предпочтительнее применять в тех случаях, когда желательно, чтобы трещины в обрабатываемом материале распространялись в стороны от лезвия клина, например, при устройстве траншей. Изготавливается инструмент, у которого лезвие клина расположено как поперек оси рабочего оборудования, так и вдоль оси. Клиновый инструмент с углом заострения более 30° обычно называют *зубилом*. При рыхлении вязких пород или, например, мерзлых грунтов наибольшая производительность при прочих равных условиях достигается в случае применения клина с углом заострения $20 \div 30^\circ$. Для других видов материалов оптимальная величина угла заострения может отличаться. Для эффективного рыхления мерзлых грунтов, известняков и др. подобных пород рекомендуется сначала организовать забой, а затем, отступая от открытой стенки забоя, забивать инструмент на максимально возможную глубину до образования в грунте трещин. Трещины в грунте образуются легче, если инструмент забит в грунт на некоторую глубину, а его поперечное сечение достаточно велико. Если же диаметр рабочей части инструмента мал, то в грунте образуются лишь отверстия без образования трещин. Установлено, что инструмент забить в грунт тем легче, чем меньше его масса по сравнению с массой бойка. В случае образования трещин от-

коловшиеся от массива куски грунта можно откинуть в сторону забоя, используя гидроцилиндры рабочего оборудования экскаватора [46].

Исходя из выше сказанного, инструменты в виде пирамиды (четырехгранной, трехгранной) или пики с плоским концом в основном применяется для разрушения и приобретает в процессе эксплуатации форму полусферы. Тогда, соответственно, клиновой инструмент с различным углом заострения, который применяется при устройстве траншей, при рыхлении вязких пород или, например, мерзлых грунтов по мере его износа будет принимать форму, образованную криволинейной поверхностью напоминающую эллиптическую.

Из практики известно, что инструменты клиновидной формы наиболее эффективны при разрушении негабаритных кусков крепких скальных горных пород, но, тем не менее, не применяются при ведении таких работ. Это объясняется тем, что они быстро затупляются, неравномерно изнашиваются, а также наблюдается выкрашивание лезвия вплоть до преждевременного разрушения самого инструмента.

В связи с этим появляются предпосылки создать такой инструмент для разрушения скальных пород, который бы сочетал в себе, с одной стороны, преимущества плоского, а в дальнейшем – сферического инструмента, а с другой – преимущества клиновидной формы инструмента и, соответственно, возможность управления процессом разрушения, т. е. задавать направление раскола негабарита.

Обычно инструмент эксплуатируется и после того, как его контактная поверхность примет закругленную форму. Рабочая часть инструмента на всей длине (за исключением своего конца) выполнена в виде цилиндра [46]. Но, при этом, рабочую часть целесообразно выполнять в виде эллипса, поперечное сечение которого уменьшается в направлении к рабочему концу, т. е. к острию.

Во-первых, при заглублении конусной части эллипса в обрабатываемую породу возникают большие радиальные силы, способствующие возникновению трещин в разрушаемом материале. Во-вторых, эллиптический инструмент легче извлекать из отверстия в грунте, чем цилиндрический. В-третьих, масса конического инструмента меньше, чем масса цилиндрического такой же длины. И, нако-

нец, при нагружении эллиптического инструмента изгибающим моментом напряжения в его рабочей части по ее длине более равномерны. А это значит, что при равных нагрузках конец конического инструмента в результате изгиба при равных напряжениях может отклониться на большую величину без поломки, т. е. вероятность того, что произойдет его разрушение при изгибе, уменьшается.

На прочность и долговечность инструмента [46] помимо различных конструктивных особенностей существенно влияют как механические свойства материала, из которого он изготовлен, так и правильная его термообработка. Материал инструмента должен иметь большой коэффициент ударной вязкости, а его твердость, получаемая в результате термообработки, должна быть, возможно, более высокой. Плотность энергии, т. е. величина энергии удара, отнесенная к площади поперечного сечения, должна быть ниже, чем коэффициент ударной вязкости. Также применяемая сталь должна обладать хорошей прокаливаемостью, чтобы высокая твердость обеспечивалась по всему поперечному сечению. Поэтому для изготовления прочного, износостойкого инструмента применяют высоколегированные стали, содержащие хром, никель, марганец, ванадий.

Исследованиями в области влияния формы контактных поверхностей различных видов инструментов на энергоемкость процесса разрушения занимались Ж. А. Алиев [4], С. А. Брылов, Ш. Б. Багдасаров, А. А. Вихляев, В. В. Каменев, А. И. Федулов [35], Л. А. Шрейнер [74, 117, 118], Р. И. Эйгелес [57, 119], в Уральском государственном горном университете (УГГУ) – В. И. Саитов, А. И. Афанасьев, И. В. Чупров [116].

Установлено, что как инструменты с невыраженным концентратором напряжения (сферический и крестообразный), обеспечивающие максимальные усилия разрушения и минимальное время соударения, так и инструмент с ярко выраженным концентратором напряжения (конусная пика), обеспечивающий большее время взаимодействия при минимальном усилии разрушения, не являются эффективными в исследованном диапазоне изменений энергии удара. При применении долотчатой пики усилие разрушения меньше, чем у инструментов с большей площадью контакта. Коэффициент передачи энергии существенно зависит от

формы и геометрии инструмента. Наибольшее значение этого коэффициента при нанесении удара конусной и долотчатой пикой составляет $0,85 \div 0,90$. Резко снижается коэффициент передачи энергии у затупленных инструментов. Для крестообразной формы инструмента он составляет $0,62$, сферической – $0,6$. Однако другие [4, 74 и др.] эксперименты показали, что, если энергоемкость разрушения пикой принять за 1, то для двустороннего клина она составит около $0,8$, а для плоского штампа – $4,0$.

При применении сферического инструмента характерным является относительное увеличение производительности дробления трещиноватых пород на $15 \div 25$ %. Разрушение в этом случае происходит по естественным трещинам, тогда как при применении долотчатого инструмента происходит направленное разрушение негабарита. При применении конусного инструмента с наиболее выраженным концентратором напряжения происходят значительные местные разрушения без раскола негабарита, что снижает эффективность его применения.

Специальные исследования по определению оптимального угла заточки долотчатого инструмента при изменении его от 65° до 120° показали, что эффективность разрушения негабаритов при этом изменялась незначительно.

С. А. Брылов и В. Б. Багдасаров [35] по результатам своих опытов также утверждают, что при внедрении прессом в цементные кубики инденторов различной формы наименее энергоемким оказался долотчатый пуансон с углом клина 90° .

В проведенных экспериментальных исследованиях энергоемкости разрушения прочных и твердомерзлых грунтов, проводимыми Д. П. Лобановым и др. [69], выявлено влияние угла заострения инструмента клиновидной формы.

Обработаны результаты экспериментальных исследований при проведении испытания штангового дизель-молота ДМ-150, адаптированного для разрушения негабаритов в карьере Пудлинговского щебеночного завода (п. Пудлинговский) [29, 30, 107]. Энергия единичного удара составляла 2 кДж, частота ударов – 90 уд/мин, в качестве разрушающего инструмента использовался клин с углом заострения $15\text{--}20^\circ$. Первая партия негабарита была представлена в виде известнякового материала объемом $0,5 \div 5,0$ м³; куски негабарита дробились в навале горной массы.

Коэффициент крепости негабарита составлял $5 \div 7$ по шкале М. М. Протодяконова. Дробимая масса негабарита по своей структуре состояла из прослоек и отдельных включений кварцита. В кусках негабарита большого объема $3 \div 5 \text{ м}^3$ наблюдалась трещиноватость. Характер трещин по геометрическим размерам представлял различную направленность.

Основная масса дробимого материала (до 70 %) – это негабарит с длиной ребра от 0,5 до 1,5 м, неоднородным строением, т. е. с наличием прослоек кварцита $10 \div 20$ см. Вторая партия негабарита известняка не имела включений и представляла однородную и вязкую массу.

В результате статистической обработки результатов эксперимента, которая проводилась общепринятыми методами статистического анализа [91], была установлена зависимость суммарной энергии разрушения от объема негабарита и получено соответствующее регрессионное уравнение [107]:

$$E = 102,6V^{1,48},$$

где E – суммарная энергия разрушения негабарита, кДж;

V – объем негабарита, м^3 .

При $R^2 = 0,69$ корреляционное отношение равно $R = 0,83$, что свидетельствует о наличии устойчивой связи между суммарной энергией разрушения и объемом негабарита.

Исходя из регрессионного анализа, адекватность полученного уравнения по критерию Фишера ($0,00012 < 0,05$) подтвердилась с уровнем надежности выводов 95 %.

Из полученной (рис. 1.7) зависимости видно, что с ростом объема разрушаемого негабарита куска породы нелинейно возрастает энергоемкость разрушения.

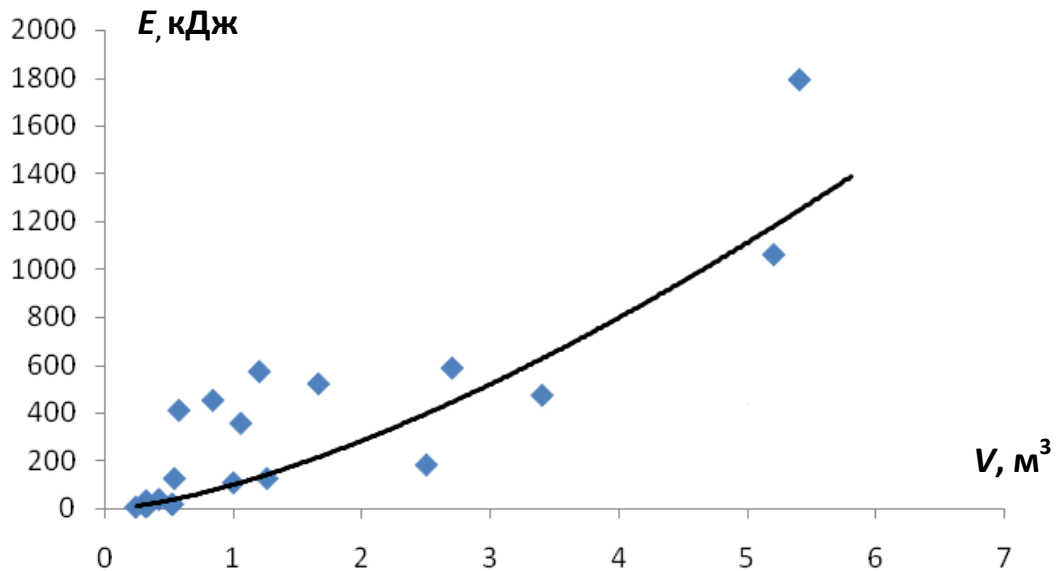


Рис. 1.7 Зависимость суммарной энергии разрушения от объема негабарита

Результаты испытаний позволили выявить конструктивные недостатки машины: недостаточную устойчивость направляющей и относительно низкую прочность и эффективность рабочего инструмента, а затем внести изменения в её конструкцию.

Результатом исследований, проводимые И. В. Чупровым [116], стали следующие регрессионные уравнения для образцов из гранита:

- для клинового рабочего инструмента

$$E_{уд} = -13 + 1720/E_1 ;$$

- конического рабочего инструмента

$$E_{уд} = -11 + 2377/E_1 ;$$

- сферического рабочего инструмента

$$E_{уд} = -51 + 7153/E_1 .$$

где $E_{уд}$ – удельная энергия разрушения образца, Дж/см²;

E_1 – энергия единичного удара, Дж.

Эти исследования показали, что величина удельной энергии разрушения, при которой начинаются развиваться внутренние повреждения куска, имеют наименьшее значение для клинового инструмента и находятся для гранита в пределах $5 \div 7$ кДж/м²; для сферического и конического – $10 \div 15$ кДж/м².

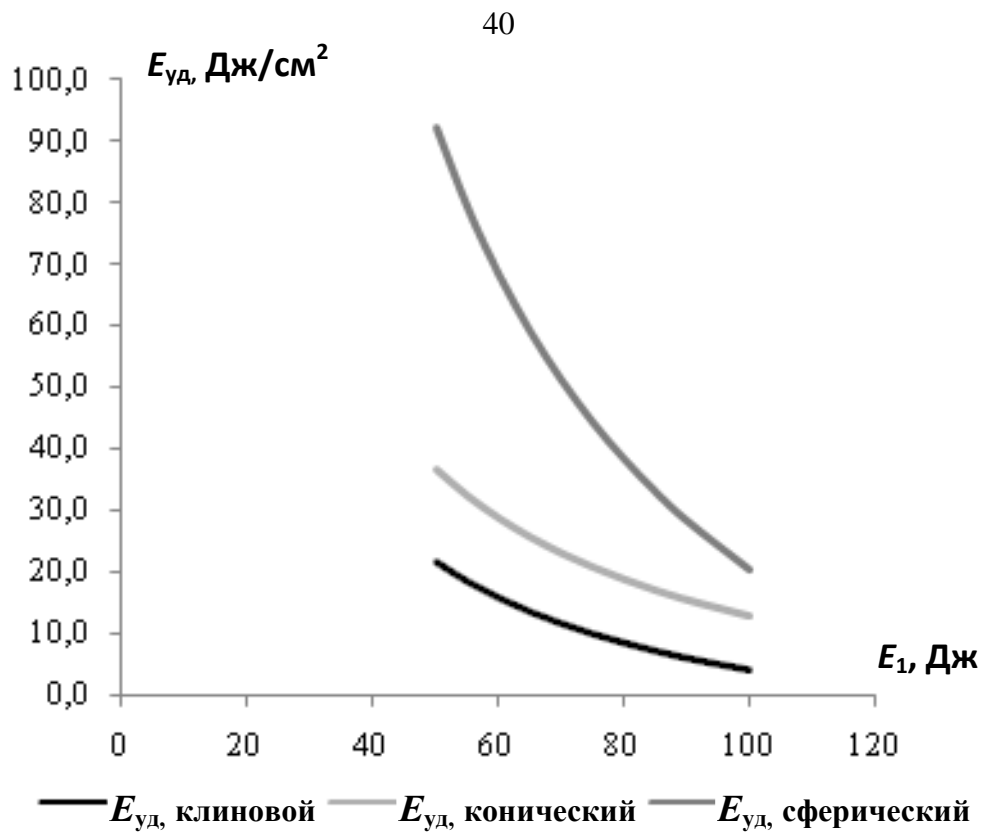


Рис. 1.8. Зависимость удельной энергии разрушения гранита от энергии единичного удара клиновым, коническим и сферическим рабочими инструментами

Удельная энергия, при которой происходит разрушение куска за один удар, в два три раза выше указанных величин и для клинового инструмента равна $15 \div 20$ кДж/м², для сферического и конического в пределах $30 \div 40$ кДж/м². Из рис. 1.8 видно, что клиновой рабочий инструмент обеспечивает минимальную удельную энергию разрушения горной породы, если опорой является плоскость, а кусок имеет плоскую правильную форму и разрушается в перпендикулярной плоскости.

Однако в экспериментальных работах отсутствует связь с прочностными свойствами горной породы и работоспособностью ударного инструмента, которая может характеризоваться уровнем контактных напряжений в рабочей части инструмента.

1.4. Цель и задачи исследования

Снижение затрат на разрушение негабаритов при ведении горных работ является актуальной задачей. Одним из путей решения данной задачи является исследование влияния на энергоемкость разрушения формы инструмента при дроблении негабаритов горной массы установками ударного действия. Кроме того, необходимо исследование напряженно-деформированного состояния рабочей части инструмента, так как оно определяет его работоспособность.

Отсюда следует цель работы: повышение эффективности работы машин для разрушения негабаритов за счет использования ударного инструмента с рациональной формой и конструктивными параметрами, обеспечивающими снижение энергетических затрат на разрушение.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Определить рациональную форму и геометрические параметры рабочей части ударника для дробления негабаритов горных пород.
2. Исследовать напряженно-деформированное состояние ударника для дробления негабаритов горных пород при динамическом нагружении.
3. Установить взаимосвязь удельной энергии разрушения отдельного куска породы с энергией единичного удара.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕЙ ЧАСТИ ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ ПРИ РАСЧЕТЕ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

2.1. Аналитическое определение контактных напряжений рабочего инструмента эллипсоидного типа

Прочность горной породы является основным показателем, который определяет конструктивные параметры рабочего инструмента и энергоемкость процесса разрушения [10, 14, 41, 63, 64, 65, 75, 79, 87].

Соотношения основных прочностных характеристик для большинства горных пород находятся в следующих пределах $\sigma_{сж}/\sigma_{сдв} = 4\div 8$, $\sigma_{сж}/\sigma_{раст} = 5\div 15$; где $\sigma_{сж}$, $\sigma_{сдв}$, $\sigma_{раст}$ – прочность соответственно на сжатие, сдвиг, растяжения [106]. Отсюда следует важный вывод, что наиболее эффективными будут те машины, у которых при взаимодействии рабочих органов с массивом горной породы в нем (массиве) возникают напряжения сдвига или растяжения.

В настоящее время, как это показано в первой главе, известны следующие формы ударных инструментов: клин (двусторонний), долото, конус, (пика), плоская, сфера. Однако наиболее эффективной формой ударного инструмента при разрушении горных пород, особенно крепких (крепость по шкале М. М. Протодьяконова 10 и выше), с точки зрения энергоемкости процесса разрушения и износостойкости инструмента, является сферическая форма [56, 116]. Рабочий инструмент такой формы имеет достаточно высокий коэффициент передачи энергии негабариту.

С другой стороны, многие исследователи отмечают, что наиболее эффективным при направленном расколе негабаритных кусков горной породы является инструмент клиновидной или долотообразной формы.

Можно предположить, что еще более эффективной, как по энергоемкости и износостойкости инструмента, так и по направленности удара и управления процессом разрушения, может стать форма инструмента, контактная поверхность которого будет эллиптической формы, т. е. некоторой промежуточной между клиновидной и сферической.

Предполагается, что определенное соотношение длины, ширины (большого и малого диаметров эллипса) и высоты данного инструмента позволит сочетать в себе основные достоинства сферической и клиновидной форм ударных инструментов [7]. Следует отметить, что расчетов на статическую и усталостную прочность рабочего инструмента эллиптической формы в известной литературе нет.

Практика эксплуатации различных по форме рабочих инструментов показывает, что потеря работоспособности происходит из-за относительно больших контактных напряжений, которые возникают на площадке контакта его с горной породой. При превышении этими напряжениями предела текучести, выносливости или прочности может произойти питтинг, расклепывание, а также износ поверхности контакта.

В основе расчетов на контактную прочность лежит формула Герца [19, 44, 111]. Она достаточно точно определяет контактные напряжения при взаимодействии тел с постоянными радиусами кривизны.

$$\sigma_{\text{н}} = A[P \cdot E_{\text{пр}}^2 \cdot \rho^{-2}]^{0,333} \quad (2.1)$$

где ρ – приведенный радиус кривизны рабочего инструмента, м;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материала рабочего инструмента и горной породы, Па;

P – сила давления тел, Н;

A – коэффициент пропорциональности.

Формула (2.1) применима для расчета контактных напряжений при взаимодействии: шар-шар; цилиндр-шар; цилиндр-цилиндр (оси цилиндров перпендикулярны); шар-плоскость.

Модуль упругости горной породы является случайной величиной [65], имеющей коэффициент вариации до 30 %. Для предлагаемого рабочего инструмента радиусы кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях не равны друг другу. Следовательно, осуществить точное решение уравнения Герца и аналитически определить контактные напряжения с необходимой степенью точности затруднительно. В данной работе предложено приближенное решение данной

проблемы, основанное на законе сохранения энергии: работа внешней силы равна потенциальной энергии деформации.

Согласно этому закону определим площадь контакта рабочего инструмента с ровной поверхностью куска горной породы. Объем эллипсоида контактных давлений ($2 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot \sigma_{H\max} / 3$) равен силе давления (P) [111].

$$\sigma_{H\max} = 1,5 \cdot P / \pi \cdot a \cdot b, \quad (2.2)$$

где a и b – полуоси эллипса площадки контакта рабочего инструмента с горизонтальной плоскостью, м (см. рис. 2.1).

На рис. 2.1 приведено сечение рабочего инструмента в двух плоскостях: $OA = R$; $OA_1 = r$.

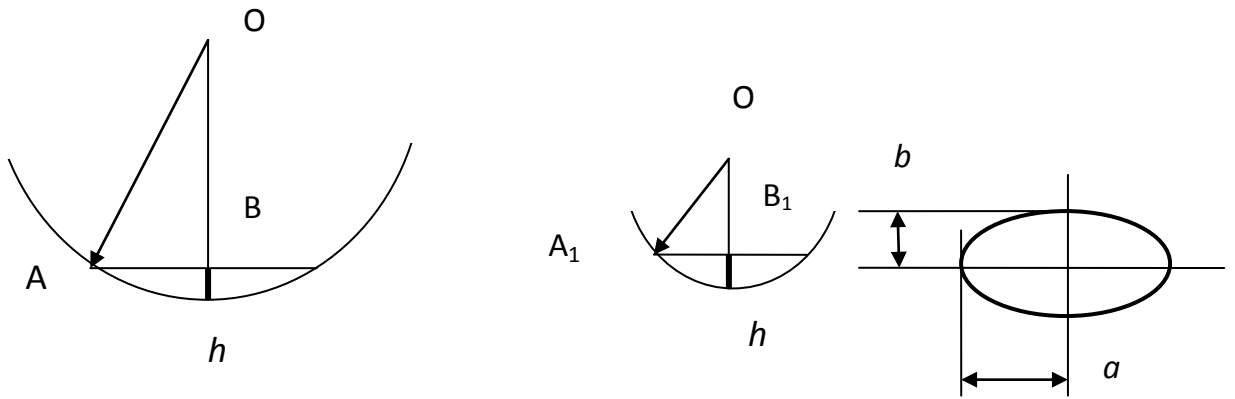


Рис. 2.1. Профиль сечения рабочего инструмента в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

Площадка контакта рабочего инструмента в проекции на горизонтальную плоскость имеет форму эллипса с полуосями: $AB = a$ и $A_1B_1 = b$. Из прямоугольных треугольников OAB и OA_1B_1 можно определить a , b и, соответственно, площадь эллипса, m^2 .

$$F_3 = \pi \cdot a \cdot b = \pi [4 \cdot R \cdot r \cdot h^2 - 2(R+r)h^3 + h^4]^{0,5}, \quad (2.3)$$

где h – величина заглубления рабочего инструмента, м.

Так как величина заглубления рабочего инструмента в горную породу на два-три порядка меньше радиусов, то вторым и третьим членом уравнения (2.3) можно пренебречь. Следовательно, уравнение (2.3) можно преобразовать к виду

$$F_3 \approx 2 \cdot \pi \cdot h \cdot (R \cdot r)^{0,5}. \quad (2.4)$$

Из формулы Герца следует [19, 44], что радиус площадки при контакте шара с плоскостью равен

$$a = A[P \cdot E_{\text{пр}}^{-1} \cdot \rho]^{0,333}. \quad (2.5)$$

С другой стороны, согласно рис. 2.1, этот радиус равен

$$a = [R^2 - (R-h)^2]^{0,5}. \quad (2.6)$$

Учитывая соотношение радиуса и величины заглабления, уравнение (2.5) можно преобразовать к виду

$$a \approx (2 \cdot R \cdot h)^{0,5}. \quad (2.7)$$

Определим величину заглабления из уравнения (2.7) и подставим её в уравнение (2.4.) После преобразований получим

$$h = (2 \cdot R)^{-1} A^2 [P^2 E_{\text{пр}}^{-2} \rho^2]^{0,333}. \quad (2.8)$$

В работе [44] приведена формула Герца для определения сближения (в нашем случае заглабления) при статическом сжатии двух тел

$$h = kP^{2/3}, \quad (2.9)$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Приравняв уравнения (2.7) и (2.8), получим величину коэффициента пропорциональности

$$k = (2)^{-1} \cdot A^2 [E_{\text{пр}}^{-2} \cdot \rho^{-1}]^{0,333}. \quad (2.10)$$

Используя уравнение, приведенное в [111], а также уравнения (2.4) и (2.10), получим зависимость величины площади контакта рабочего инструмента эллиптической формы

$$F_{\text{э}} = 3,76(R \cdot r)^{0,5} [P^2 \cdot E_{\text{пр}}^{-2} \cdot r^{-1}]^{0,333}. \quad (2.11)$$

Если подставить в уравнение (2.10) $r = R$, что соответствует контакту сферы с плоскостью, то получится уравнение

$$F_{\text{сф}} = 3,76 \cdot [P^2 \cdot E_{\text{пр}}^{-2} \cdot R^2]^{0,333}. \quad (2.12)$$

Это уравнение получится, если решить совместно уравнения (2.27) – (2.29), приведенные в [44]. Это подтверждает известный факт, что сфера является частным случаем эллипсоида.

Используя результаты работы [44] и формулу (2.11), получим уравнение для определения максимальных контактных напряжений в эллипсоиде

$$\sigma_{H\max} = 0,4(R \cdot r)^{-0,5} (P E_{\text{пр}}^2 \cdot r)^{0,333}. \quad (2.13)$$

Если подставить в уравнение (2.11) $r = R$, что соответствует контакту сферы с плоскостью, то получится известное [44] уравнение

$$\sigma_{H\max.\text{сф}} = 0,4 (P E_{\text{пр}}^2 \cdot R^{-2})^{0,333}. \quad (2.14)$$

Таким образом, уравнение (2.13) не противоречит теории Герца и позволяет определять контактные напряжения в эллипсоиде.

2.2. Определение контактных напряжений методом конечных элементов и общая характеристика модели

Осуществить экспериментальным методом проверку адекватности формул (2.11) и (2.13) практически невозможно. Это объясняется тем, что использовать тензометрию для замера контактных напряжений невозможно из-за относительно больших размеров тензодатчика. Минимальная длина активной части проволочных или фольговых тензодатчиков равна 5 мм. Последний будет замерять среднее по его длине напряжения, что существенно искажает общую картину распределения напряжений. Кроме того, установка тензодатчиков предполагает подготовку площадки, что существенно изменяет форму рабочей части инструмента.

Наиболее целесообразным и экономичным при проверке адекватности моделей будет апробированный метод конечных элементов [1, 22÷24, 33, 37, 43, 48÷50, 59, 66, 76, 89, 93, 97, 113]. Он предполагает использование современных ЭВМ. Кроме того, моделирование и анализ позволяют избежать дорогостоящих и длительных циклов разработки типа «проектирование – изготовление – испытание», поэтому в последнее время *CAE* – системы (англ. *Comp* – его масса *uter* – *Aided Engineering*) получили широкое распространение как в России, так и во всём мире. Самыми используемыми из них являются *ANSYS*, *FlowVision*, *Phoenics*, *Comsol Multiphysics (FemLab)* и др.

В данной работе предпочтение отдано компании *ANSYS. Inc* [15÷18, 54, 58, 77, 115, 130] с её программным продуктом *ANSYS* в связи с большой функциональностью, наличием отдельных компонентов, возможностью широкой интеграции с *CAD*-системами (англ. *Computer-Aided Design*) и широкому распространению

нию. *ANSYS* – это многофункциональный программный комплекс конечно-элементных расчётов. Программный комплекс *ANSYS* позволяет существенно ускорить процесс моделирования.

ANSYS – универсальная программная система конечно-элементного (МКЭ) анализа, существующая и развивающаяся на протяжении последних 30 лет, является довольно популярной у специалистов в сфере автоматических инженерных расчётов (*CAE, Computer-Aided Engineering*) и КЭ решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твёрдого тела и механики конструкций (включая нестационарные геометрически и физически нелинейные задачи контактного взаимодействия элементов конструкций), задач механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена, электродинамики, акустики, а также механики связанных полей. Моделирование и анализ в некоторых областях промышленности позволяет избежать дорогостоящих и длительных циклов разработки типа «проектирование – изготовление – испытания» [15].

Программная система КЭ анализа *ANSYS* разрабатывается американской компанией *ANSYS Inc.*. Компания также выпустила другие системы КЭ моделирования, в том числе *DesignSpace, AI Solutions (NASTRAN, ICFEM CFD)*; предназначенные для использования в более специфических отраслях производства.

Предлагаемые фирмой *ANSYS Inc.* средства численного моделирования и анализа совместимы с некоторыми другими пакетами, работают на различных ОС. Программная система *ANSYS* сопрягается с известными *CAD*-системами *Unigraphics, CATIA, Pro/ENGINEER, SolidEdge, SolidWorks, Autodesk Inventor* некоторыми др.

Программная система *ANSYS* является довольно известной *CAE*-системой, которая используется на таких известных предприятиях, как *ABB, BMW, Boeing, Caterpillar, Daimler-Chrysler, Exxon, FIAT, Ford, БелАЗ, General Electric, Lockheed Martin, MeyerWerft, Mitsubishi, Siemens, Alfa Laval, Shell, Volkswagen-Audi* и др., а также применяется на многих ведущих предприятиях промышленности РФ, например, на ГУП НИИМосстрой и т. д. [17].

Программный комплекс *ANSYS* позволяет, задавая различные параметры данного инструмента, получить качественную и количественную картину напряженно-деформированного состояния инструмента эллиптической, сферической и клиновидной форм, а затем выбрать из них наиболее рациональную.

После предварительных испытаний было принято, что контактная часть ударника представляет собой эллипсоид, трехмерная модель которого представлена на (рис. 2.2).

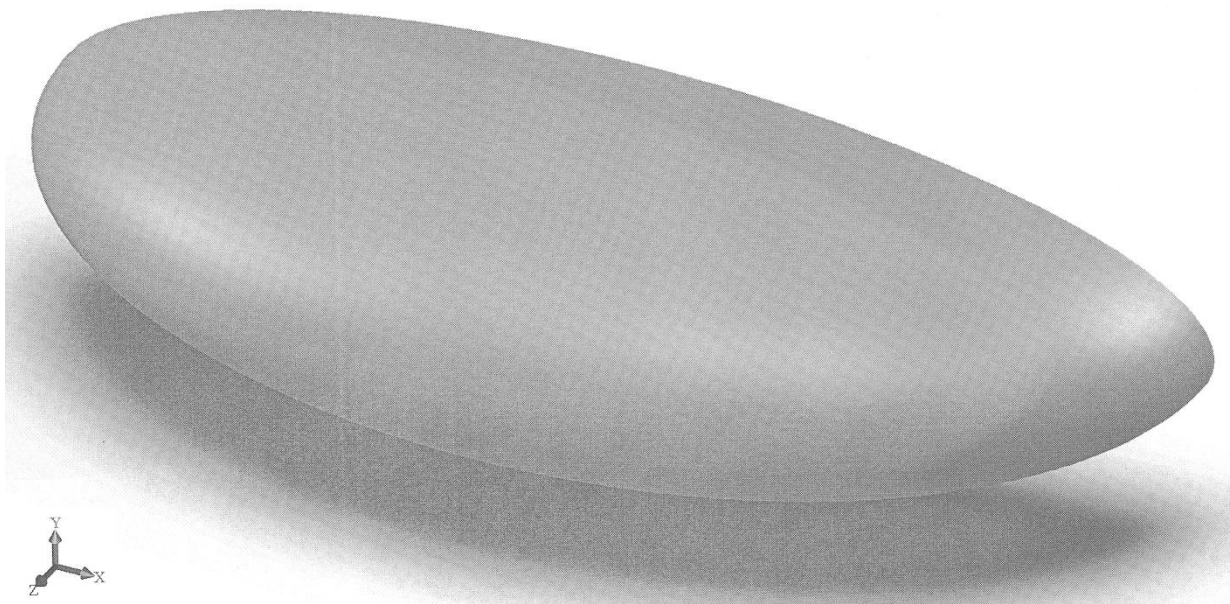


Рис. 2.2. Трехмерная модель эллиптической формы

Большая ось эллипсоида имеет постоянный радиус кривизны, равный 220 мм. Размеры малой оси подлежали определению на основании наибольшей эффективности контактного взаимодействия при дроблении негабарита. В процессе расчета размеры малой оси принимались в 2, 4, 6, 8, 10 раз меньше большей оси.

На первом этапе рассматривалась статическая задача теории упругости [110], решение которой осуществлялось численным методом конечных элементов с использованием программного комплекса *ANSYS*.

Согласно принципу виртуальной работы, очень малое (виртуальное) изменение внутренней энергии деформаций должно компенсироваться таким же изменением внешней работы приложенных к телу нагрузок, т. е. [97]

$$\delta U = \delta V, \quad (2.15)$$

где $U = U_1 + U_2$ – энергия деформации (внутренняя работа), (U_1 – энергия, связанная с общим деформационным перемещением; U_2 – энергия, связанная с реакцией упругого основания);

$V = V_1 + V_2 + V_3$ – внешняя работа, (V_1 – работа инерционных сил, V_2 – работа сил поверхностного давления, V_3 – работа узловых сил);

δ – символ виртуального приращения.

Виртуальная энергия деформаций определяется выражением

$$\delta U_1 = \int_{vol} \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} d(vol), \quad (2.16)$$

где $\{\varepsilon\}$ – вектор деформаций;

$\{\sigma\}$ – вектор напряжений;

vol – объем элемента.

В предположении линейности поведения материала и малых (линейных) изменений геометрии уравнение (2.16) приводится к виду

$$\delta U_1 = \int_{vol} (\{\delta \varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} - \{\delta \varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon^{th}\}) d(vol). \quad (2.17)$$

Деформации связаны с перемещениями узлов соотношением [54]

$$\{\varepsilon\} = [B] \{u\}, \quad (2.18)$$

где $[B]$ – матрица деформаций-перемещений, обусловленная функциями формы элемента;

$\{u\}$ – вектор узловых перемещений.

В дальнейшем предполагается, что используется глобальная декартова система координат. Из уравнения (2.17), с учетом соотношения (2.18) и при условии, что вектор $\{u\}$ не меняется по объему элемента, следует

$$\delta U_1 = \{\delta u\}^T \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol) \{u\} - \{\delta u\}^T \int_{vol} [B]^T [D] \{\varepsilon^{th}\} d(vol). \quad (2.19)$$

Еще одна форма виртуальной энергии деформаций имеет место в том случае, когда поверхность тела перемещается относительно приложенной к ней нагрузки, например, в виде реакции упругого основания. Это может быть записано таким образом:

$$\delta U_2 = \int_{areaf} (\{\delta w_n\}^T \{\sigma\} d(areaf)), \quad (2.20)$$

где $\{w_n\}$ – вектор перемещения по нормали к поверхности;

$\{\sigma\}$ – напряжение на поверхности;

$area_f$ – площадь, по которой распределена реакция основания.

Как правило, векторы $\{w_n\}$ и $\{\sigma\}$ имеют только один, отличный от нуля, компонент. Нормальное перемещение точки связано с узловыми перемещениями выражением [54, 76]

$$\{w_n\} = [N_n] \{u\}, \quad (2.21)$$

где $[N_n]$ – матрица функций формы для перемещения элемента по нормали к поверхности.

Вектор напряжения $\{\sigma\}$ записывается следующим образом:

$$\{\sigma\} = k \{w_n\}, \quad (2.22)$$

где k – жесткость основания в единицах (сила)/(длина) на единицу площади.

Из уравнений (2.21) и (2.22) при условии, что величина k – постоянна в пределах площади, получим соотношение

$$\delta U_2 = \{\delta u\}^{Tk} \int_{area_f} [N_n]^T [N_n] d(area_f) \{u\}. \quad (2.23)$$

Теперь обратимся к рассмотрению внешней виртуальной работы. Сперва учтем инерционные нагрузки

$$\delta V_1 = - \int_{vol} \{\delta w\}^T \{F^a\}/vol d(vol), \quad (2.24)$$

где $\{w\}$ – вектор перемещения общей точки;

$\{F^a\}$ – вектор сил ускорения.

В соответствии со вторым законом Ньютона можно записать такое выражение:

$$\{F^a\}/vol = \rho \partial^2 \{w\} / \partial t^2, \quad (2.25)$$

где ρ – плотность;

t – время.

Перемещения в пределах элемента связаны с узловыми перемещениями следующим соотношением:

$$\{w\} = [N] \{u\}, \quad (2.26)$$

где $[N]$ – матрица функций форм элемента. Из уравнений (2.24), (2.25) и (2.26) при условии, что плотность ρ постоянна по объему, следует

$$\delta V_1 = - \{\delta u\}^T \rho \int_{vol} [N]^T [N] d(vol) \partial^2 \{w\} / \partial t^2. \quad (2.27)$$

Работа вектора сил давления определяется формулой

$$\delta V_2 = \int_{area_p} \delta \{w_n\}^T \{P\} d(area_p), \quad (2.28)$$

где $\{P\}$ – вектор приложенного давления (в нормальном направлении содержит только один отличный от нуля компонент);

$area_p$ – площадь, по которой распределено давление.

Из уравнений (2.27) и (2.28) следует выражение

$$\delta V_2 = \{\delta u\}^T \rho \int_{vol} \{N_n\}^T \{P\} d(area_p). \quad (2.29)$$

Давление считается приложенным по нормали к наружной поверхности каждого элемента.

Работа узловых сил $\{F_e\}^{nd}$, приложенных к элементу, может быть вычислена согласно соотношению

$$\delta V_3 = \{\delta u\}^T \{F_e\}^{nd}. \quad (2.30)$$

При анализе напряжений все материальные свойства элементов определяются при средней для каждого элемента температуре. Итак, в конечном итоге следует выражение

$$([K_e] + [K_e]^f) \{u\} - \{F_e\}^{th} = [M_e] \{u''\} + \{F_e\}^{pr} + \{F_e\}^{nd}. \quad (2.31)$$

где $[K_e] = \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol)$ – матрица жесткости элемента;

$[K_e]^f = k \int_{area_f} [N_n]^T [N_n] d(area_f)$ – матрица жесткости основания;

$\{F_e\}^{th} = \int_{vol} [B]^T [D] \{\varepsilon^{th}\} d(vol)$ – вектор тепловых нагрузок для элемента;

$[M_e] = \rho \int_{vol} \{N\}^T \{N\} d(vol)$ – матрица масс элемента;

$\{u''\} = \partial^2 \{u\} / \partial t^2$ – вектор ускорения (аналогичен силе тяжести);

$\{F_e\}^{pr} = \int_{area_p} \{N_n\}^T \{P\} d(area_p)$ – вектор сил давления.

Уравнение (2.31) представляет собой уравнение равновесия, полученное для одного конечного элемента.

Приведенные выше матрицы и векторы нагрузок рассматривались как наиболее полные. Возможны и другие формулировки уравнений равновесия.

В точках интегрирования элемента деформации и напряжения вычисляются с помощью уравнений (2.15) и (2.19):

$$\{\varepsilon^{el}\} = [B] \{u\} - \{\varepsilon^{th}\}, \quad (2.32)$$

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^{el}\}, \quad (2.33)$$

где $\{\varepsilon^{el}\}$ – деформации, вызывающие напряжения (выходная величина *EPEL*);
 $[B]$ – матрица дифференциальных коэффициентов в точке интегрирования;
 $\{u\}$ – вектор узловых перемещений;
 $\{\varepsilon^{th}\}$ – вектор температурных деформаций;
 $\{\sigma\}$ – вектор напряжений (выходная величина *S*);
 $[D]$ – матрица упругих характеристик материала, соответствующая рассматриваемому типу напряженного состояния.

Расчетная модель с сеткой конечных элементов представлена на рис. 2.3. На рис. 2.4. приведены модели ударников с различными соотношениями размеров осей его эллипсоидной части.

При формировании расчетной модели полагалось, что материал инструмента упругий, изотропный с модулем упругости при растяжении 210 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,3. Негабарит – упругий изотропный материал. Выборочное среднее значение модуля упругости при растяжении равно 41 ГПа, а коэффициент Пуассона – 0,1. Необходимо отметить, что инструмент необходимо изготавливать из высокопрочной стали с хорошими пластическими свойствами.

В расчете использованы четырехузловые тетраэдральные конечные элементы со средним размером 40 мм. В зоне контактного взаимодействия размеры элементов уменьшались в 20 раз.

При теоретическом описании контактного взаимодействия полагалось, что площадка контакта имеет эллиптическую форму, а распределение контактных давлений соответствует эллипсоиду.

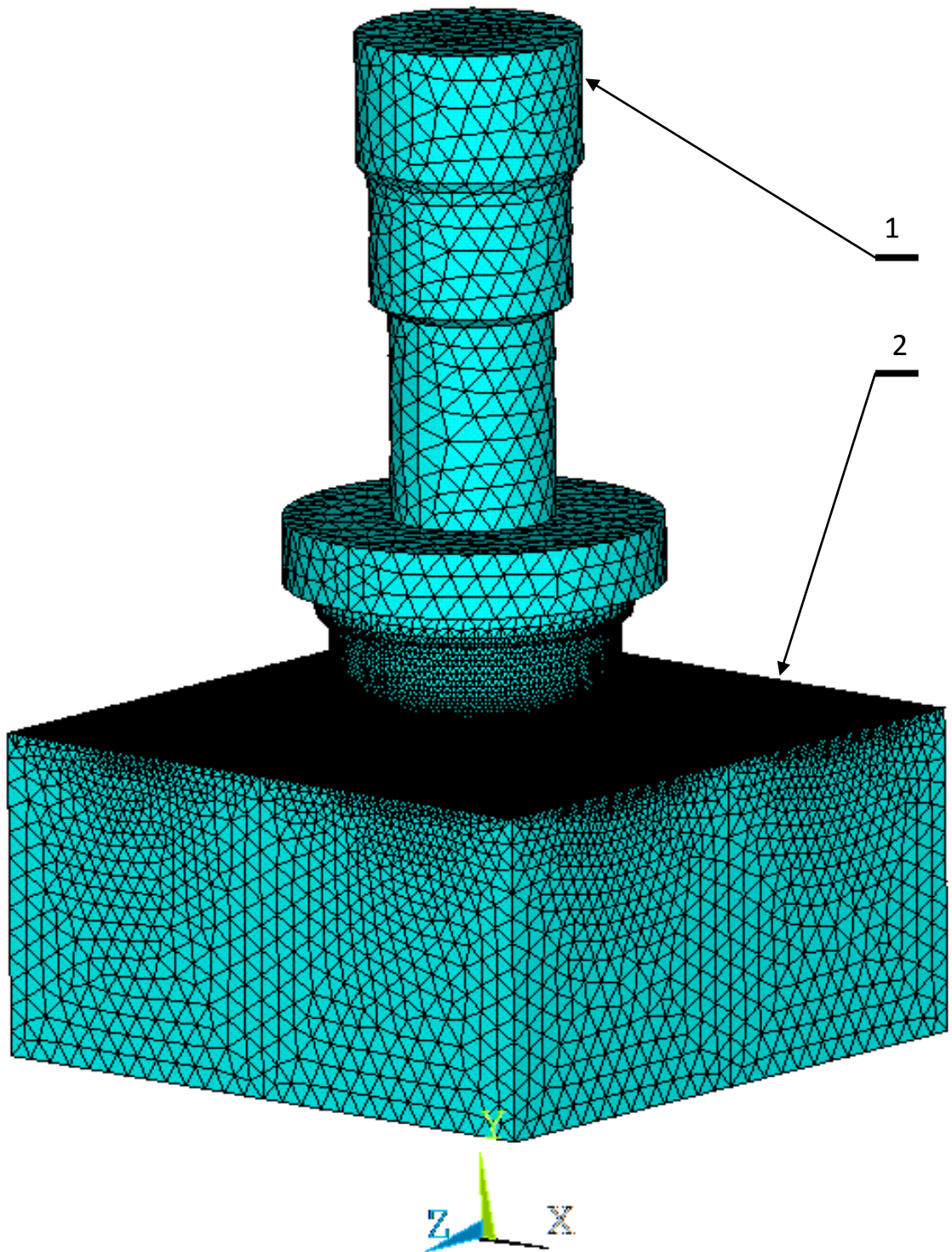


Рис. 2.3. Расчетная модель с сеткой конечных элементов:
1 – рабочий инструмент; 2 – негабаритный блок горной породы

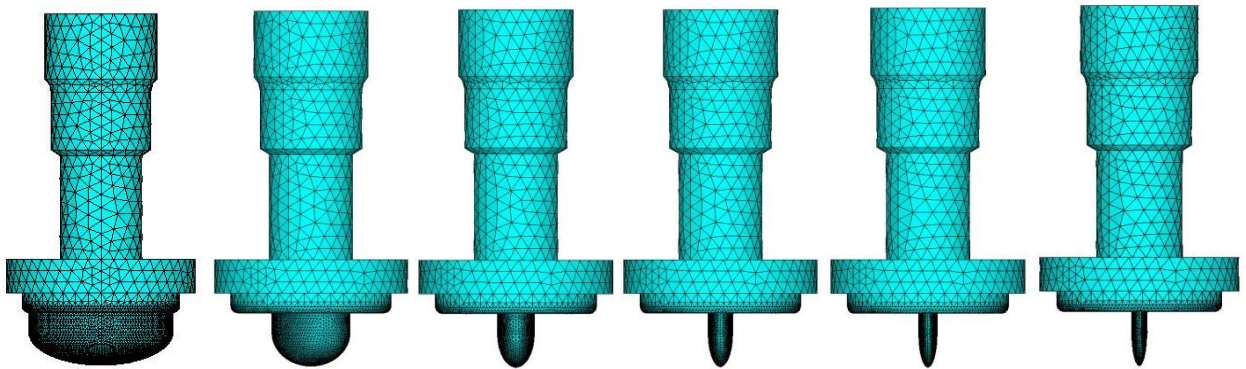


Рис. 2.4. Рабочий инструмент с различными параметрами ударной части (кратность малой оси 1, 2, 4, 6, 8, 10 соответственно)

Граничные условия были приняты следующими:

- прямоугольный параллелепипед, имитирующий негабарит, имел ограничения перемещений по всем направлениям в узлах, принадлежащих нижней грани;
- узлы, принадлежащие центральной оси инструмента, имели возможность перемещений только вдоль вертикальной оси;
- узлы, принадлежащие верхней свободной поверхности инструмента, нагружались равномерно распределенной силой, действующей по вертикали и имитирующей рабочее усилие.

В процессе расчета оценивались либо величина площадки контакта и максимальное контактное давление при действии известной силы; либо величина силы, необходимой для обеспечения определенной величины контактного давления.

2.3. Результаты расчета инструмента на статическую прочность

На рис. 2.5. приведен график изменения площади эллиптической площадки контакта при действии на ударник постоянной единичной силы. Зависимость имеет нелинейный характер и показывает, что уменьшение радиуса кривизны одной из осей с 220 до 22 мм приводит к существенному уменьшению площади контакта при статическом нагружении, что не противоречит классической теории контактного взаимодействия.

Из рис. 2.5 видно, что размеры площадей контакта рабочей части инструмента, определенные по теории Герца и методу конечных элементов, имеют отличие не более 12 %. Такое отличие приемлемо для инженерных расчетов.

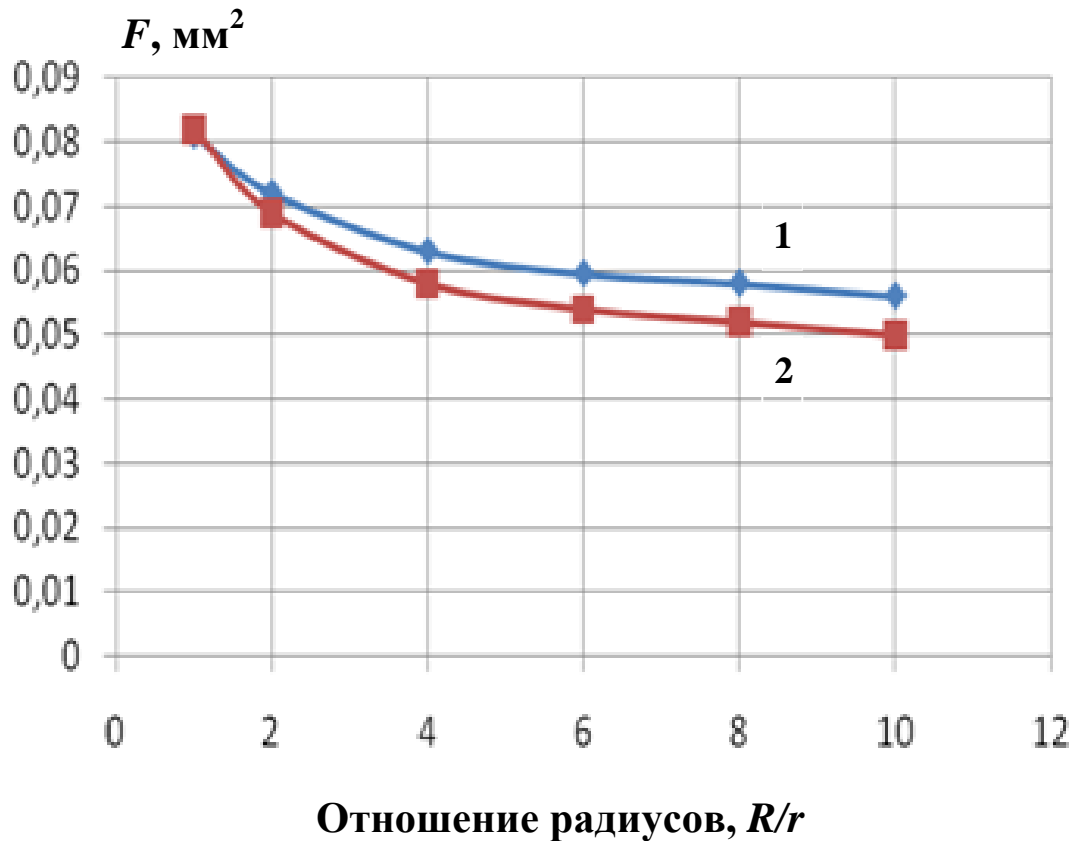


Рис. 2.5. Зависимость площади контакта при действии постоянной единичной силы от соотношения радиусов ударной части:
1 — по теории Герца; 2 — по методу конечных элементов

На рис. 2.6. приведена зависимость величины максимальных контактных напряжений в зависимости от размеров ударной части при действии постоянной силы такой величины, которая для наиболее «острого» ударника обеспечивает максимальные контактные напряжения, равные пределу прочности разрушаемого материала (200 МПа).

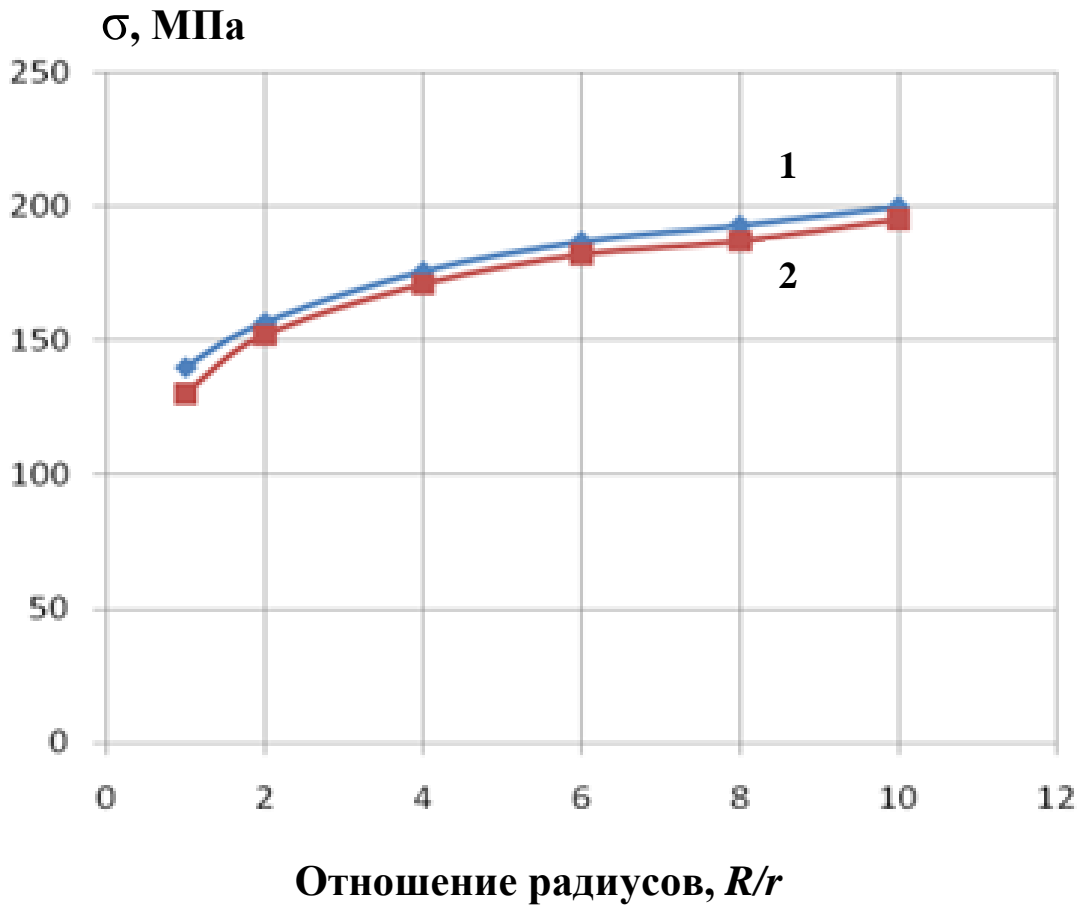


Рис. 2.6. Зависимость величины максимальных контактных напряжений (МПа) от размеров ударной части при постоянной силе взаимодействия:
1 – по теории Герца; 2 – по методу конечных элементов

Полученные результаты на данной конкретной расчетной модели свидетельствуют о том, что можно сравнивать параметры ударной части при постоянной силе воздействия и при обеспечении постоянного уровня максимальных контактных напряжений. Если эти характеристики привести к одному уровню и совместить на одном графике (рис. 2.7 и 2.8), то появляется возможность выбора размеров осей эллипсоида. Таким образом, на основании численного решения задачи теории упругости о контактном взаимодействии стальной эллипсоидной ударной части инструмента с плоской гранью параллелепипеда, имитирующего негабарит, установлено, что отношение размера большой оси к размеру малой оси должно составлять 3,5.

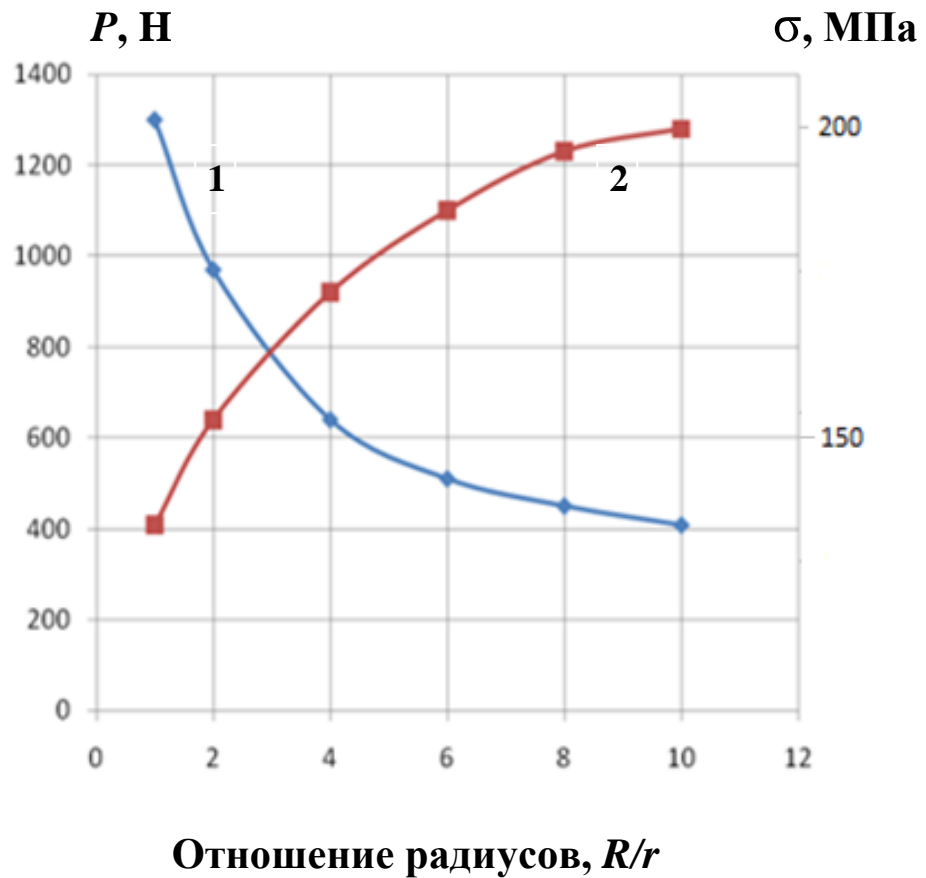


Рис. 2.7. Совмещенные графики для определения отношения размеров осей эллипсоида, полученные по теории Герца: 1 – сила давления P при $\sigma = \text{const}$; 2 – контактные напряжения σ при $P = \text{const}$

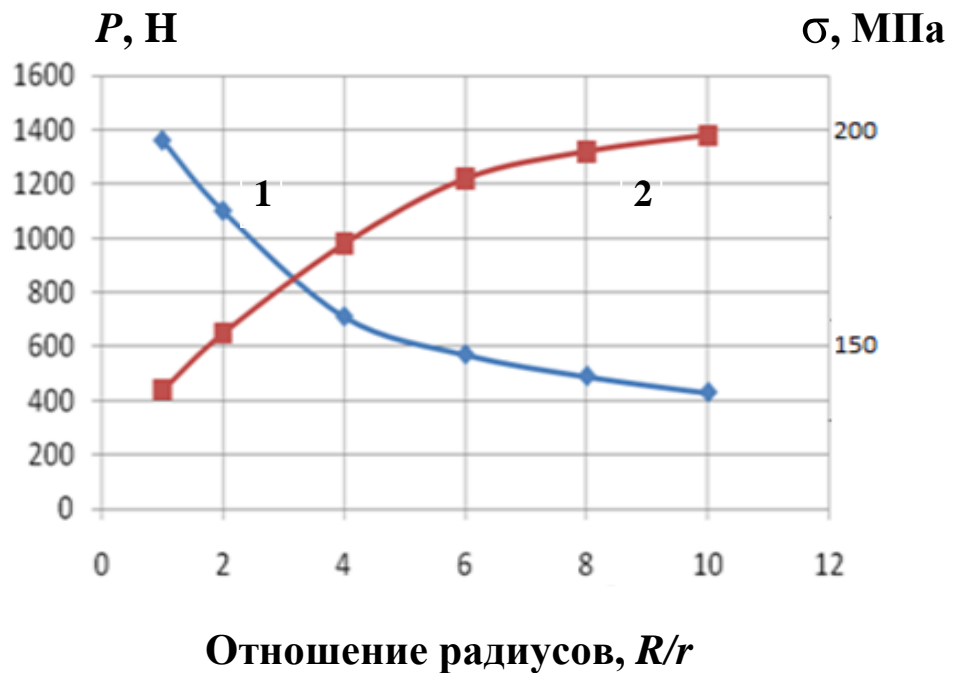


Рис. 2.8. Совмещенные графики для определения отношения размеров осей эллипсоида, полученные по методу конечных элементов: 1 – сила давления P при $\sigma = \text{const}$; 2 – контактные напряжения σ при $P = \text{const}$

Приведенные выше результаты расчетов рационального отношения радиусов справедливы для гранита с модулем упругости 41 ГПа и прочностью на сжатие 200 МПа. Для других горных пород рациональные значения отношения радиусов будут другими. На рис. 2.9 приведены совмещенные графики для определения отношения размеров осей эллипсоида полученные по теории Герца для железистого кварцита с модулем упругости $E_{\text{гп}}=48$ ГПа и прочностью на сжатие $\sigma = 280$ МПа [92].

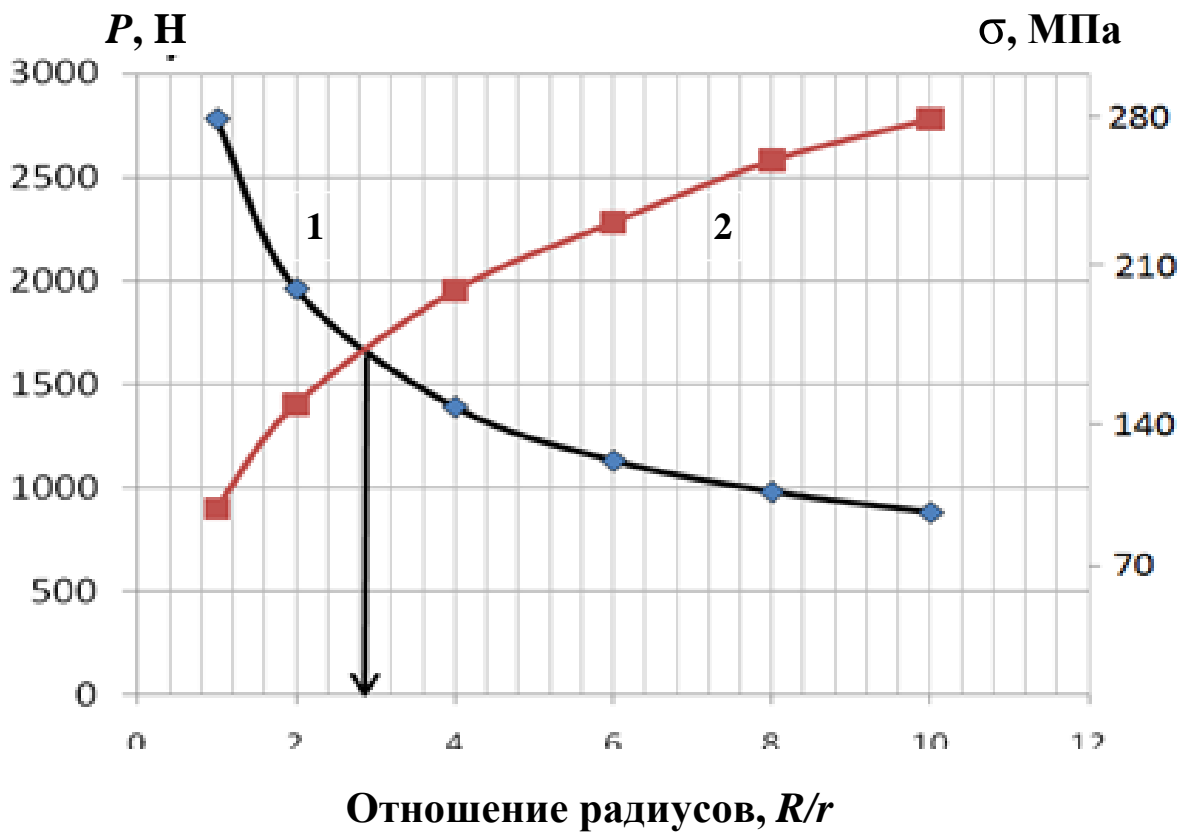


Рис. 2.9 Совмещенные графики для определения отношения размеров осей эллипсоида: 1 – сила давления P при $\sigma = \text{const}$; 2 – контактные напряжения σ при $P = \text{const}$

На рис. 2.10 приведены совмещенные графики для определения отношения размеров осей эллипсоида полученные по теории Герца для серого мрамора с модулем упругости $E_{\text{гп}} = 20$ ГПа и прочностью на сжатие $\sigma = 100$ МПа [92].

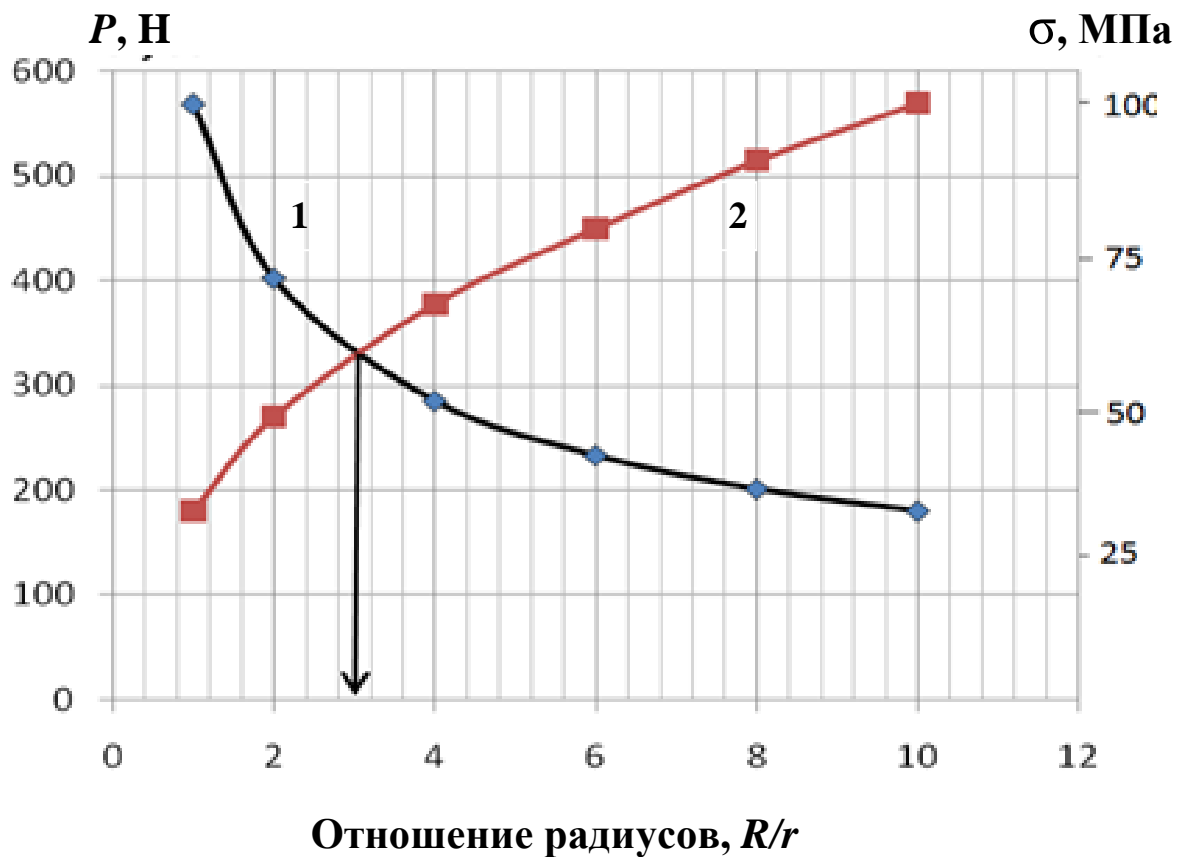


Рис. 2.10 Совмещенные графики для определения отношения размеров осей эллипсоида: 1 – сила давления P при $\sigma = \text{const}$; 2 – контактные напряжения σ при $P = \text{const}$

Из рис. 2.7 – 2.10 видно, что для горных пород, имеющих существенное различие в модулях упругости и прочности, рациональное соотношение радиусов оказывается в диапазоне $2,5 \div 3,5$. При проектировании рабочего инструмента это необходимо учитывать.

Рассмотрим напряженное состояние в инструменте при действии сил, обуславливающих максимальные контактные напряжения, равные 200 МПа. В табл. 2.1 приведены значения сил в зависимости от величины коэффициента, характеризующего отношение осей эллипсоида полученные согласно теории Герца (F_H) и метода конечных элементов (F_K).

Таблица 2.1

Значения сил в зависимости от соотношения радиусов эллипсоида

Коэффициент отношения размеров осей	1	2	3,5	4	6	8	10
Величина осевой силы, F_H , Н	1280	960	695	640	520	450	408
Величина осевой силы, F_K , Н	1350	1000	720	660	540	480	420

Оценим параметры напряженного состояния для выбранного варианта конструкции с соотношением осей, равным 3,5, при действии осевой расчетной силы 720 Н. На рис. 2.11 приведено распределение интенсивности напряжений в инструменте за исключением его ударной части. Показано, что уровень максимальных статических эквивалентных напряжений не превышает 1,2 МПа.

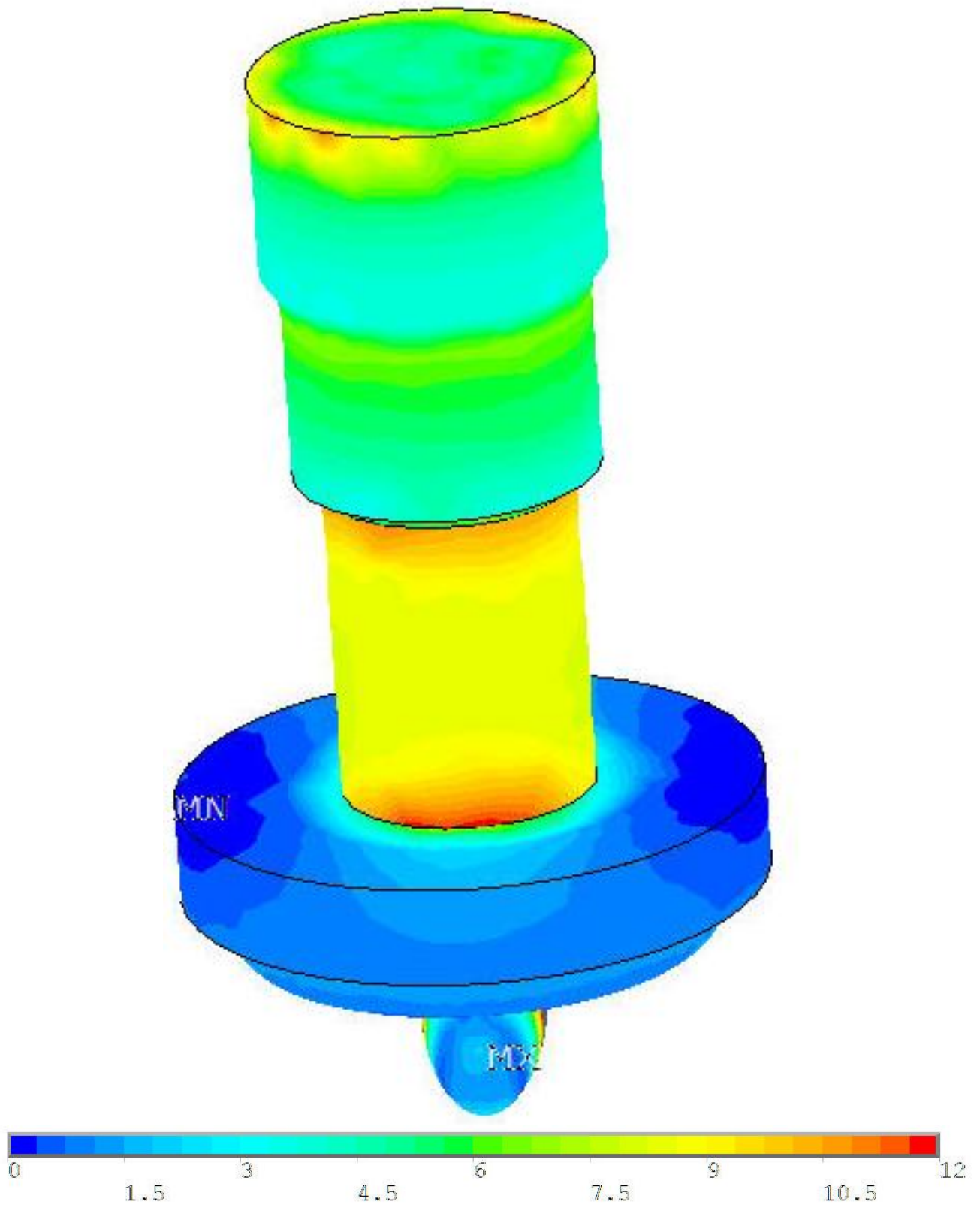


Рис. 2.11. Распределение интенсивности напряжений (МПа·Е-01) в инструменте с соотношением осей, равным 3,5

При оценке параметров напряженного состояния для конструкции инструмента с соотношением осей, равным 2 (рис. 2.12.), при действии осевой расчетной

силы 960 Н распределение интенсивности напряжений в инструменте за исключением его ударной части показывает, что уровень максимальных статических эквивалентных напряжений не превышает 2,5 МПа.

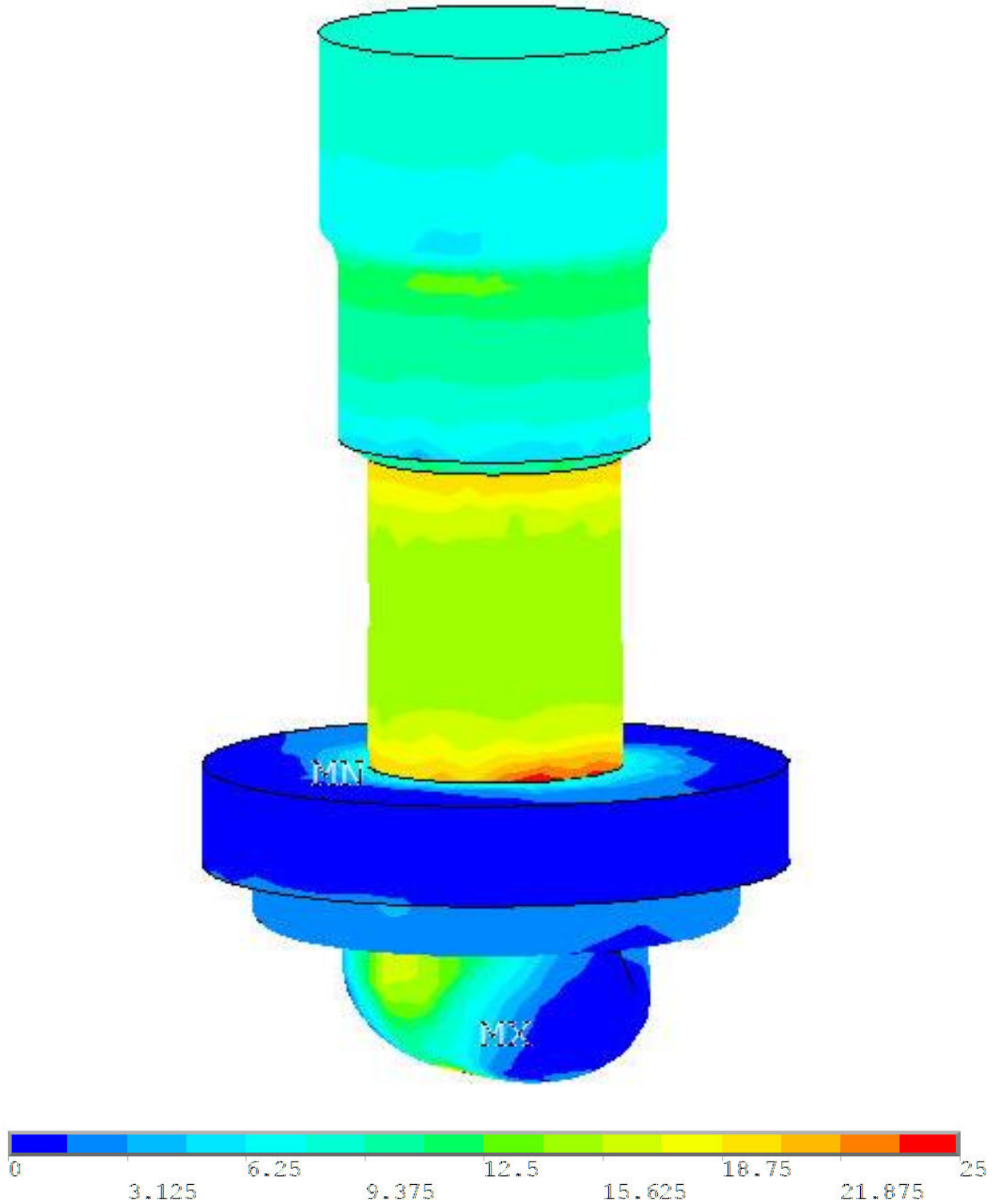


Рис. 2.12. Распределение интенсивности напряжений (МПа·Е-01) в инструменте с соотношением осей, равным 2

А при оценке параметров напряженного состояния для конструкции инструмента с соотношением осей, равным 6 (рис. 2.13), при действии осевой расчетной силы 540 Н распределение интенсивности напряжений в инструменте, за исключением его ударной части, показывает, что уровень максимальных статических эквивалентных напряжений не превышает 4,0 МПа.

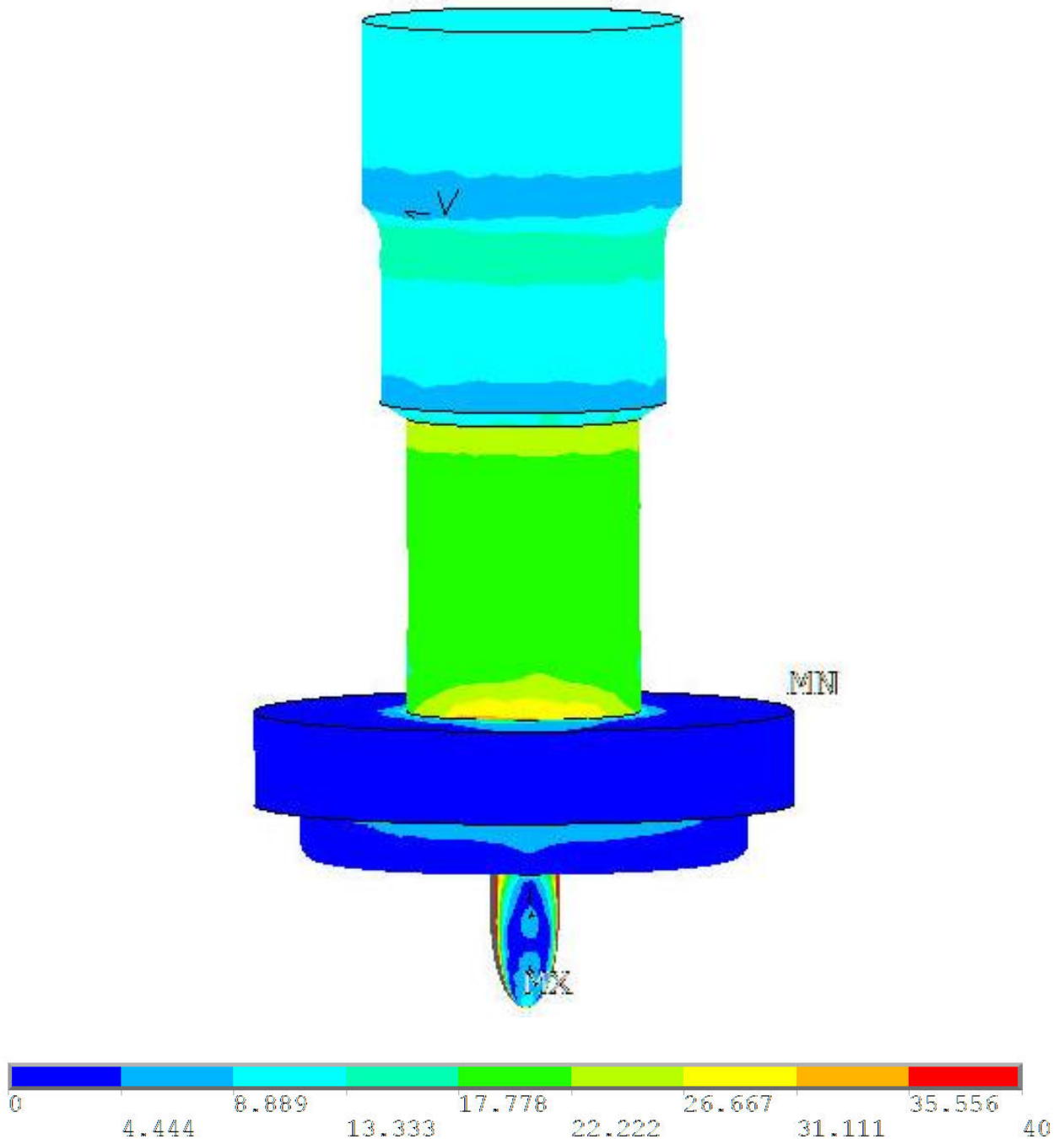


Рис. 2.13. Распределение интенсивности напряжений (МПа·Е-01) в инструменте с соотношением осей, равным 6

В результате расчета на статическую прочность ударников с различным соотношением радиусов кривизны ударной части были получены поля распределения интенсивности напряжений при действии расчетных нагрузок.

Показано, что уровень напряжений при соотношении радиусов кривизны 1:2 и 1:3,5 практически эквивалентен и не превосходит в основной части конструкции 2,5 МПа (за исключением непосредственно области контакта, где напряжения составляют 200 МПа). Увеличение соотношения радиусов кривизны до 1:6 приводит к заострению ударной части и повышению общего уровня напряжений до 4,0 МПа. Соответственно, дальнейшее заострение ударной части до соотношения радиусов кривизны 1:10 приведет к еще большему увеличению напряжений и к уменьшению долговечности конструкции при циклическом нагружении.

Таким образом, принятое соотношение размеров 1:3,5 действительно является рациональным.

Распределение напряжений в пределах ударной части характеризуют рис. 2.14. и 2.15. Для повышения наглядности общая шкала напряжений разбита на два диапазона – от 0 до 25 МПа (рис. 2.14), и от 25 до 200 МПа (рис. 2.15).

Таким образом, наибольший уровень напряжений, не превышающий 200 МПа, локализуется в зоне ударного взаимодействия инструмента и негабарита. В остальной части ударника напряжения не превышают 25 МПа.

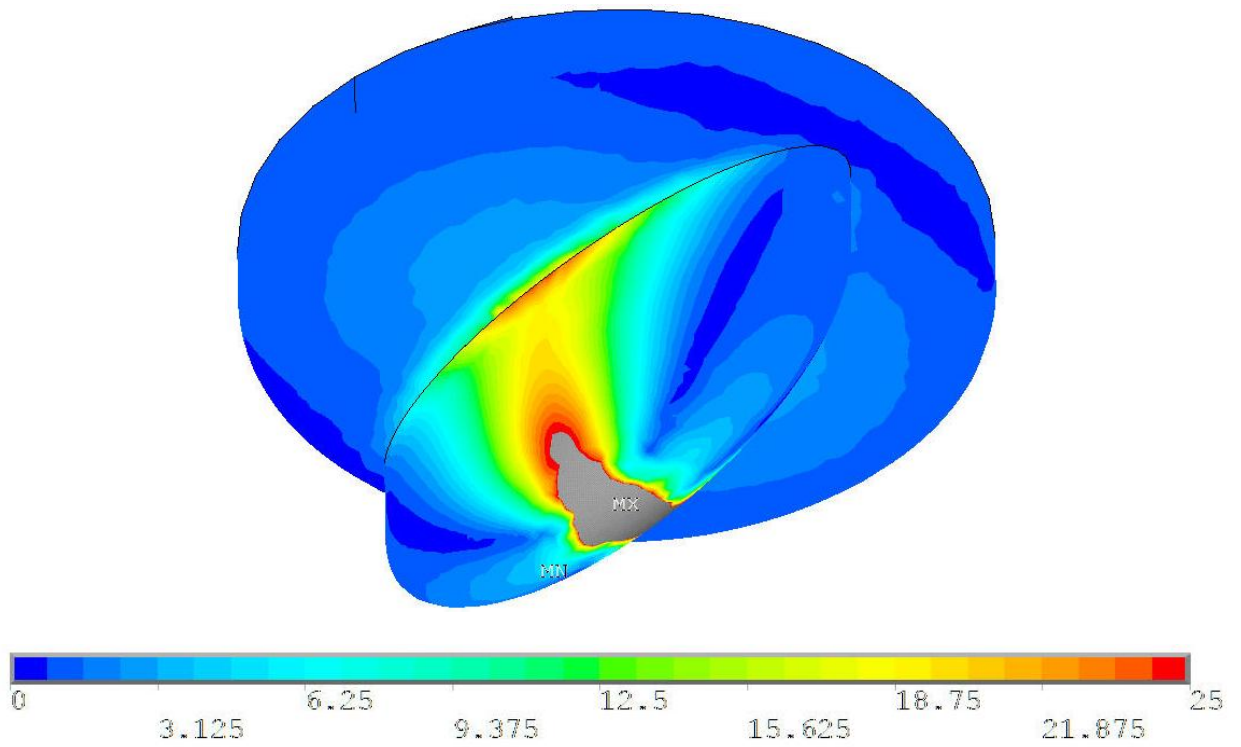


Рис. 2.14. Распределение интенсивности напряжений (от 0 до 25 МПа) в ударной части инструмента

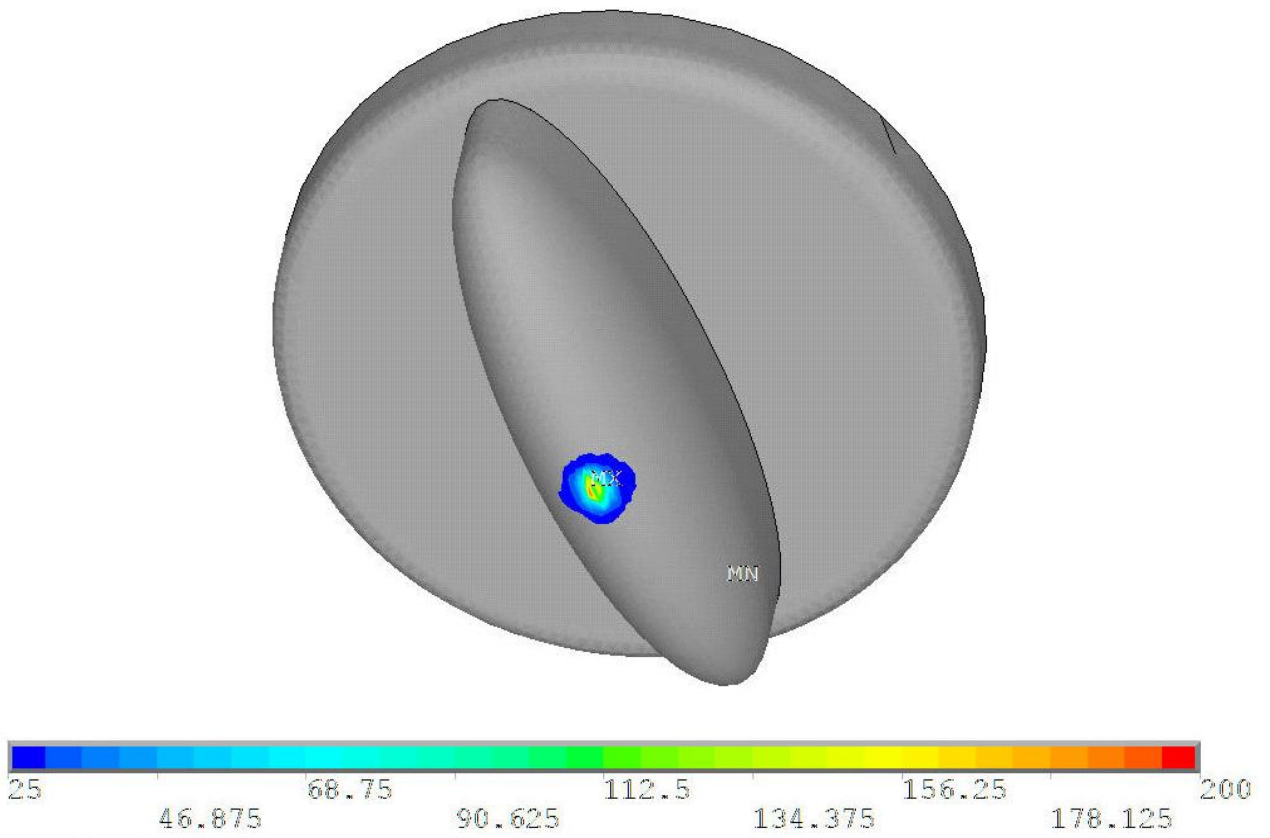


Рис. 2.15. Распределение интенсивности напряжений (от 25 до 200 МПа) в ударной части инструмента

Следовательно, полученные значения статических напряжений в инструменте, с точки зрения условий статической прочности, являются небольшими, и это условие выполняется. Однако необходимо учитывать, что в реальных условиях имеет место ударное циклическое нагружение. Таким образом, дальнейшая оценка прочности должна быть с учетом динамического характера взаимодействия.

2.4. Выводы

На основании теории Герца определена зависимость контактных напряжений в рабочем инструменте, имеющем различные радиусы кривизны в рабочей части. Адекватность формулы для определения контактных напряжений проверена с помощью метода конечных элементов. Расхождение результатов не превышает 12 %.

В результате численного решения задачи теории упругости о контактном взаимодействии стальной эллипсоидной ударной части инструмента с плоской гранью параллелепипеда, имитирующего негабарит из гранита, установлено, что отношение размера большой оси к размеру малой оси должно составлять 3,5. Для горных пород, имеющих отличный от гранита модуль упругости и прочность, отношение размеров осей эллипсоида лежит в диапазоне от 2 до 3,5.

Наибольший уровень напряжений, не превышающий 200 МПа, локализуется в зоне ударного взаимодействия инструмента и негабарита. В остальной части инструмента напряжения существенно ниже.

Полученные значения статических напряжений в инструменте являются относительно небольшими, и условие прочности выполняется. Однако необходимо учитывать, что в реальных условиях имеет место ударное циклическое нагружение. Таким образом, дальнейшая оценка прочности должна быть проведена с учетом динамического характера взаимодействия.

3. НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ УДАРНИКА ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Повышение надежности и эффективности бурового инструмента и инструмента для разрушения является актуальной научно-производственной задачей. Решению этой задачи посвящены исследования, проводимые на протяжении более чем 30 лет на кафедре эксплуатации горного оборудования УГГУ [31].

В результате разработаны математическая и численная модели напряженно-деформированного состояния (НДС) армирующих вставок, определяющие связь технологических параметров их изготовления и упрочнения с напряжениями в поверхностном слое и структурных элементах материала. На этой основе определены граничные условия упругопластического состояния и допустимые режимы упрочнения и обработки твердосплавных вставок, в пределах которых достигается оптимальный эффект объемного и поверхностного упрочнения.

Работоспособность инструментов ударного действия при контактом взаимодействии и протекании деградиационных процессов усталостного характера в значительной степени зависит от напряженно-деформированного состояния (НДС) поверхностного слоя пар трения, формируемого при изготовлении, и динамики его изменения в процессе работы. Поэтому использование НДС в качестве критерия предельного состояния контактируемых поверхностей позволит решать широкий спектр прикладных задач с выходом на диагностические признаки предельного состояния контактных поверхностей.

В работе [32] излагается методика, учитывающая дифференциацию физико-механических свойств материала твердых тел, испытывающих НДС. Однако, данная методика не позволяет вести анализ НДС сложных форм твердых тел с учетом их динамического нагружения.

Поэтому, решение динамической задачи теории упругости в нашем случае, осуществлено численным методом конечных элементов с использованием программного комплекса *ANSYS/LS-DYNA* [18, 54, 55, 131, 132].

LS-DYNA – многоцелевая программа конечно-элементного анализа. С 1996 г. решатель *LS-DYNA* встроен в пакет программ *ANSYS*, где используется для решения задач динамического анализа.

Программа предназначена для решения трёхмерных динамических нелинейных задач механики деформируемого твёрдого тела, механики жидкости и газа, теплопереноса, а также связанных задач. *LS-DYNA* нашла широкое применение в таких отраслях науки и техники, как автомобилестроение (симуляция краш-тестов), военно-промышленный комплекс (симуляция взрывов боеприпасов и их воздействие на окружающие предметы), авиа- и ракетостроение (проектирование реактивных двигателей и сопел) и т. д.

В *LS-DYNA* реализованы явный и неявный метод конечных элементов с возможностью построения лагранжевой, эйлеровой и гибридной сетки, многокомпонентная гидродинамика, бессеточный метод сглаженных частиц, бессеточный метод, основанный на методе Галеркина [112]. Программа имеет встроенные процедуры автоматической перестройки и сглаживания конечно-элементной сетки при вырождении элементов, высокоэффективные алгоритмы решения контактных задач, широкий набор моделей материалов, возможности пользовательского программирования.

Принято, что контактная часть ударника представляет собой эллипсоид, большая ось которого имеет постоянный радиус кривизны, равный 220 мм. Размеры малой оси, как установлено расчетом на статическую прочность, с учетом эффективности контактного воздействия при дроблении камня в 3,5 раза меньше.

3.1. Общая характеристика расчетной модели

Анализ распределения параметров напряженно-деформированного состояния во времени предназначен для нахождения динамической реакции системы при действии некоторых нагрузок, зависящих от времени. Расчет во временной шкале означает, что эффекты инерции и демпфирования являются важными. Если эти эффекты не учитываются, то достаточно статического анализа.

Основное уравнение движения имеет вид

$$[M](\ddot{u}) + [C](\dot{u}) + [K](u) = (F(t)), \quad (3.1)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[C]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; (\ddot{u}) – вектор ускорений узлов; (\dot{u}) – вектор скоростей узлов; (u) – вектор перемещений узлов; $(F(t))$ – вектор нагрузки.

В некоторый данный момент времени t это уравнение может интерпретироваться как набор «статических» уравнений равновесия с учетом сил инерции и сил демпфирования. *ANSYS* использует метод Ньюмарка в процедуре интегрирования по времени [132]. Приращение по времени задается временными шагами.

Используя предположения Ньюмарка, определяющее уравнение движения (3.1) может быть приведено к виду:

$$\begin{aligned} & (a_0 [M] + a_1 [C] + [K]) \{u_t\} = \{F(t)\} + \\ & + [M] (a_0 \{u_{t-\Delta t}\} + a_2 \{\dot{u}_{t-\Delta t}\} + a_3 \{\ddot{u}_{t-\Delta t}\}) + \\ & + [C] (a_1 \{u_{t-\Delta t}\} + a_4 \{\dot{u}_{t-\Delta t}\} + a_5 \{\ddot{u}_{t-\Delta t}\}), \end{aligned} \quad (3.2)$$

где $a_0 \div a_5$ – константы интегрирования, являются функциями от γ и Δt (γ – числовое демпфирование, изменяемое командой *TINTP*).

При наличии геометрических (в зоне контакта) и физических нелинейностей уравнение может быть решено итерационно за один временной шаг (число итераций равновесия задается командой *NEQIT*, значение по умолчанию – 25).

$$\begin{aligned} & (a_0 [M] + a_1 [C] + [K^i_t]) \{\Delta u^{i+1}_t\} = \{F_t\} - \{F^{nr i}_t\} + \\ & + [M] (a_0 \{u_{t-\Delta t}\} - \{u^i_t\} + a_2 \{\dot{u}_{t-\Delta t}\} + a_3 \{\ddot{u}_{t-\Delta t}\}) + \\ & + [C] (a_1 \{u_{t-\Delta t}\} - \{u^i_t\}) + a_4 \{\dot{u}_{t-\Delta t}\} + a_5 \{\ddot{u}_{t-\Delta t}\}), \end{aligned} \quad (3.3)$$

где $a_0 \div a_5$ – функции размера шага времени и параметры интегрирования Ньюмарка.

Критерий сходимости вычислительного процесса идентичен используемому в статическом анализе.

На рис. 3.1. приведена модель рассматриваемого ударника (отношение осей эллипсоида 3,5) с сеткой конечных элементов.

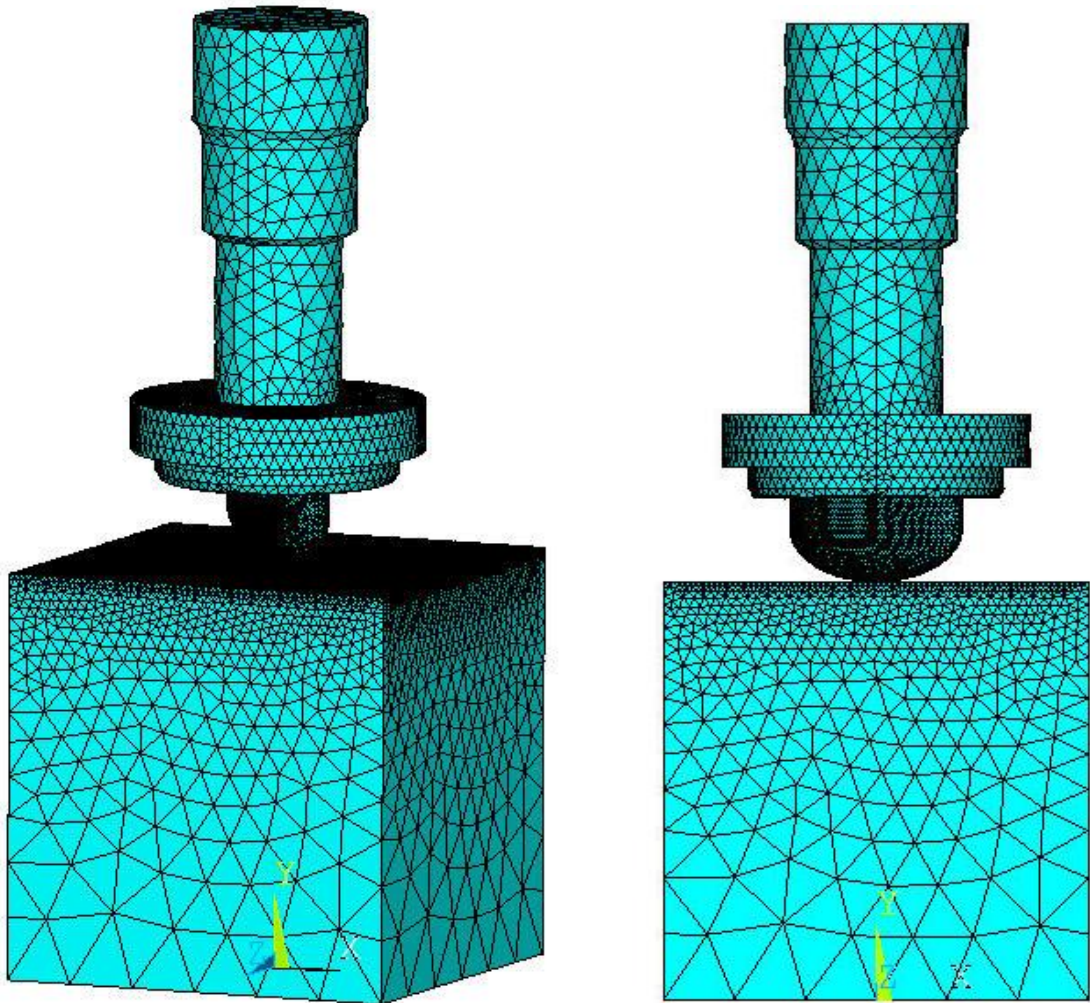


Рис. 3.1. Расчетная модель с сеткой конечных элементов

При формировании расчетной модели полагалось, что материал инструмента изотропный пластичный с модулем упругости при растяжении 210 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,3. Негабаритный блок представлял собой трехмерный массив изотропного хрупкого материала с модулем упругости 41 ГПа, коэффициентом Пуассона 0,1 и пределом прочности 200 МПа.

В расчете использованы четырехузловые тетраэдральные конечные элементы *Solid 164*, предназначенные для расчета динамических процессов в модуле *LS-DYNA*, со средним размером 50 мм. В зоне контактного взаимодействия размеры элементов уменьшались в 25 раз.

При теоретическом описании контактного взаимодействия полагалось, что площадка контакта имеет эллиптическую форму, а распределение контактных давлений соответствует эллипсоиду.

Граничные условия были приняты следующими:

- прямоугольный параллелепипед, имитирующий каменный блок, имел ограничения перемещений по всем направлениям в узлах, принадлежащих нижней грани;
- узлы, принадлежащие центральной оси инструмента, имели возможность перемещений только вдоль вертикальной оси;
- узлы, принадлежащие верхней свободной поверхности инструмента, нагружались равномерно распределенной силой, действующей по вертикали и переменной во времени (импульс, соответствующий по форме и длительности рабочим параметрам дизель-молота).

Форма импульса давления представлена на рис. 3.2 [94]. Время ударного цикла соответствовало частоте работы дизель-молота УР2-500: 42 удара в минуту.

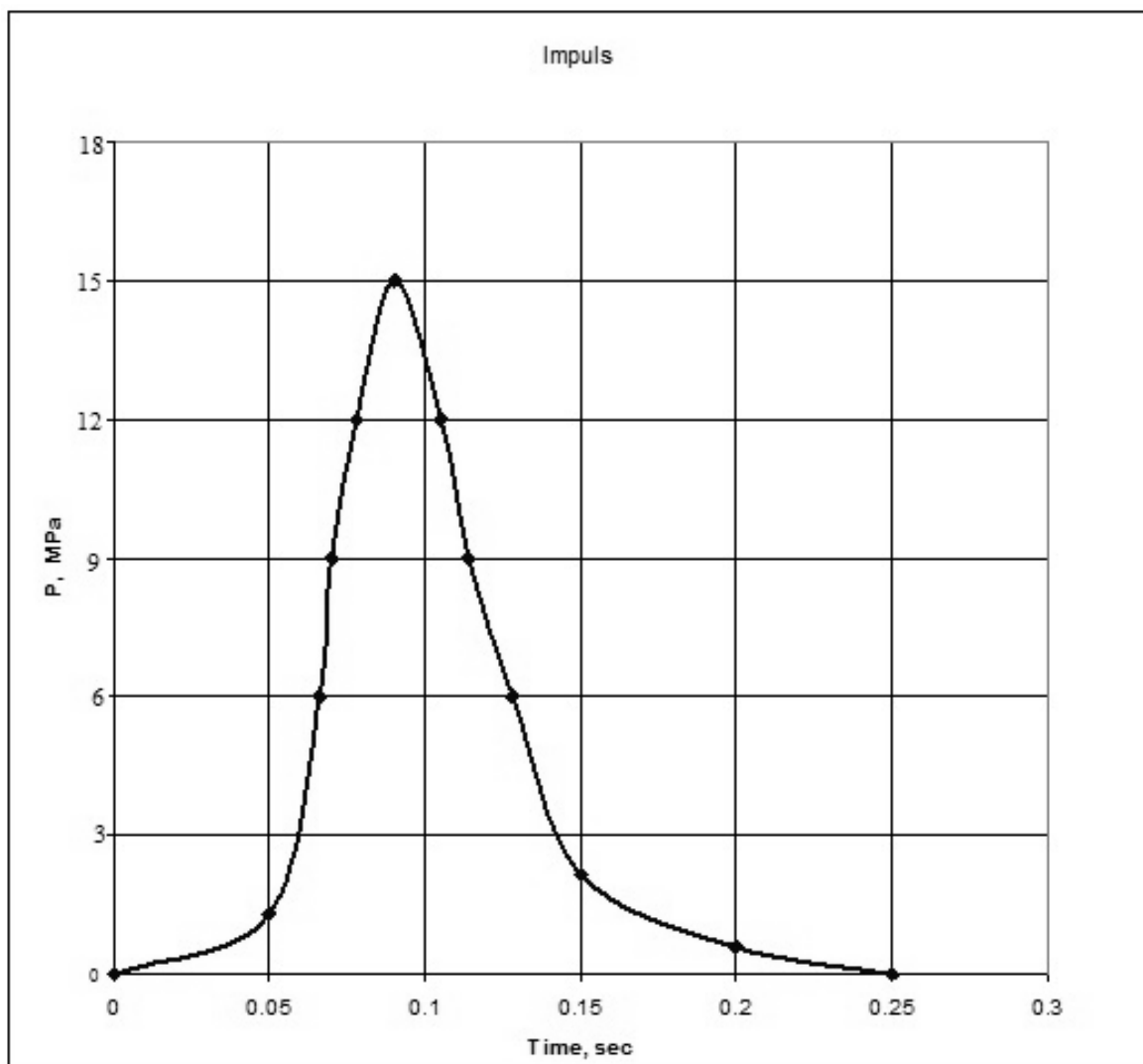


Рис. 3.2. Форма импульса давления

3.2. Результаты расчета на прочность при динамическом нагружении

Рассмотрим напряженное состояние в инструменте в момент достижения на контактной поверхности максимальных контактных напряжений, равных 200 МПа. На рис. 3.3 показано распределение интенсивности напряжений (Па) в осевом сечении ударника (1/4 по центральной оси), достигнутое к моменту времени 0,094 с. Показано, что динамическое воздействие инструмента приводит к появлению центральной расклинивающей волны напряжений, направленных в глубь модели каменного негабарита и имеющих максимальное значение равное пределу прочности материала.

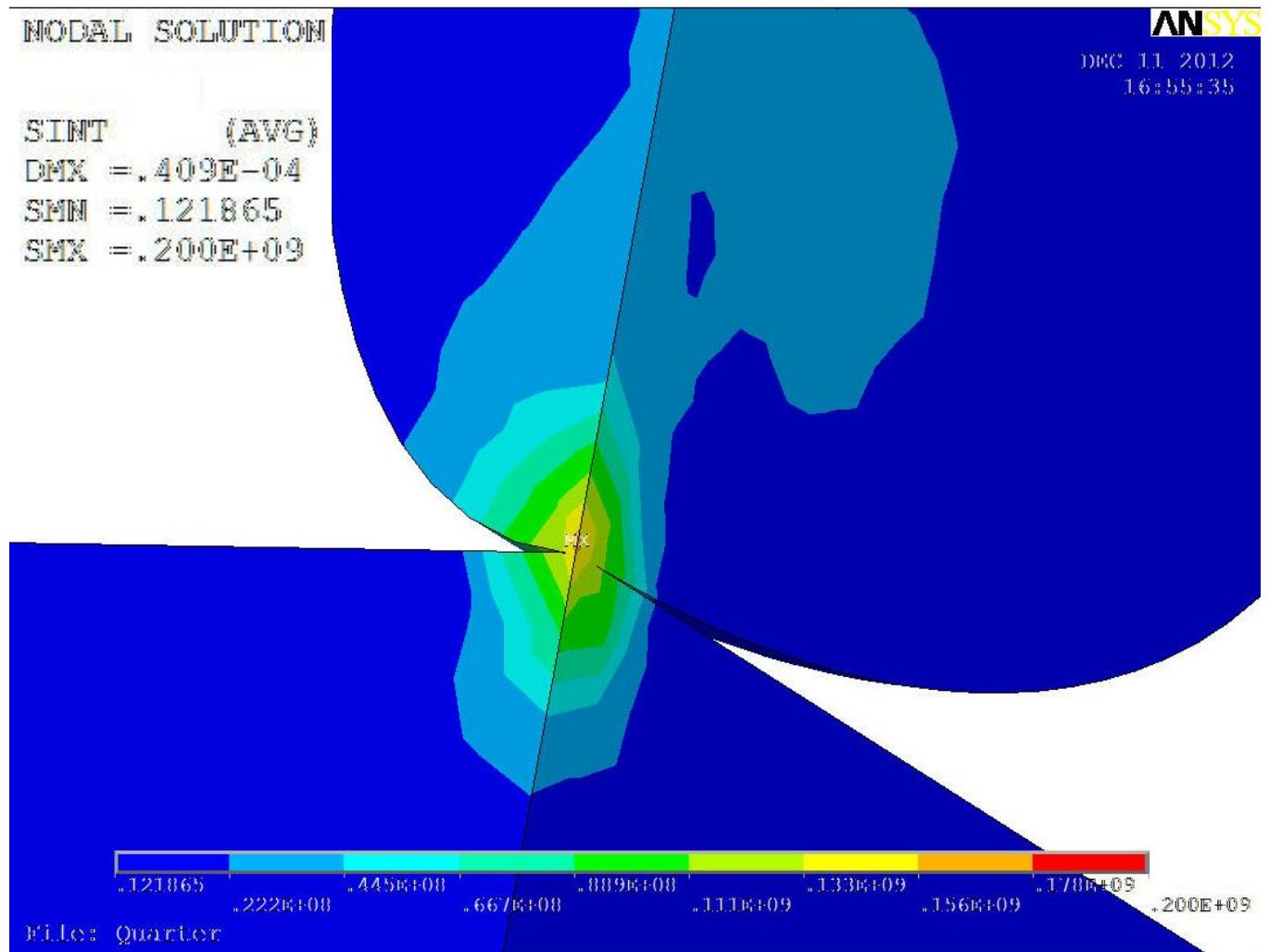


Рис. 3.3. Распределение интенсивности напряжений (Па) в центральной области контакта ($t = 0,094$ с)

Изменение интенсивности напряжений (МПа) в центральной области контакта с течением времени при первом ударном воздействии показано на рис. 3.4.

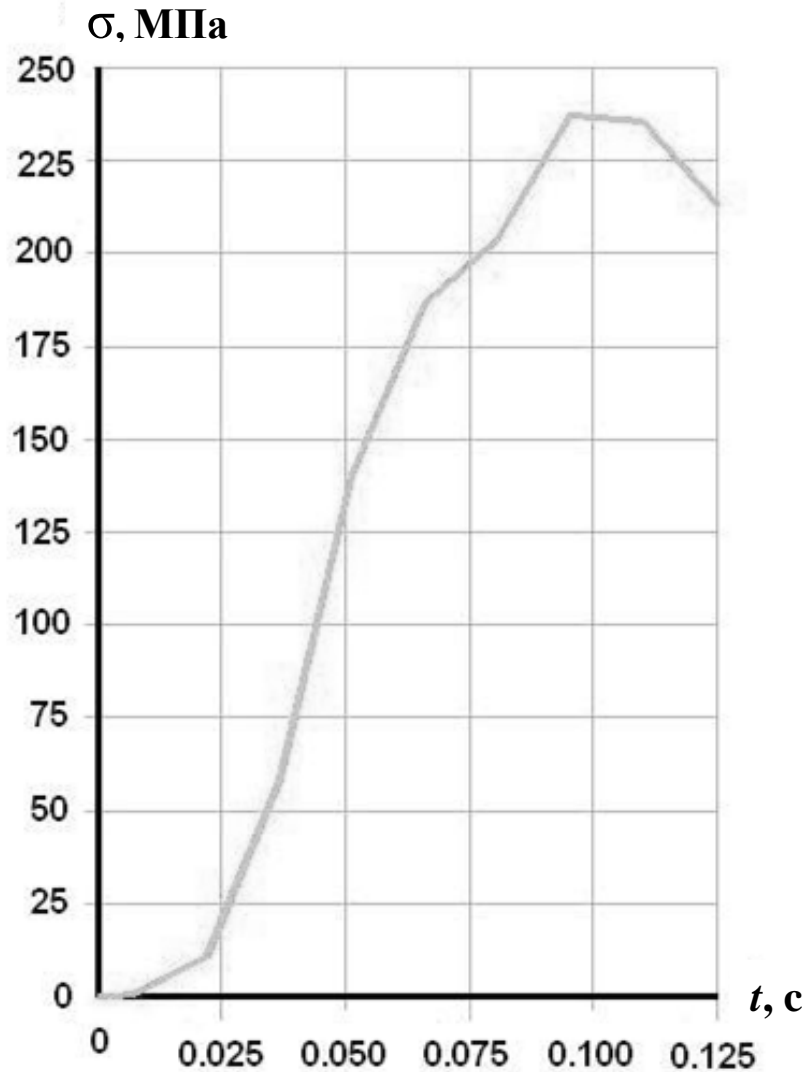


Рис. 3.4. Изменение интенсивности напряжений (МПа) в центральной области контакта с течением времени

Изменение интенсивности напряжений (МПа) внутри эллипсоидной части ударника, но вне центральной области контакта с течением времени при первом ударном воздействии показано на рис. 3.5. Показано, что максимальный уровень напряжений не превышает 32 МПа. Характерно наличие колебания напряжений за счет отражения деформационных волн.

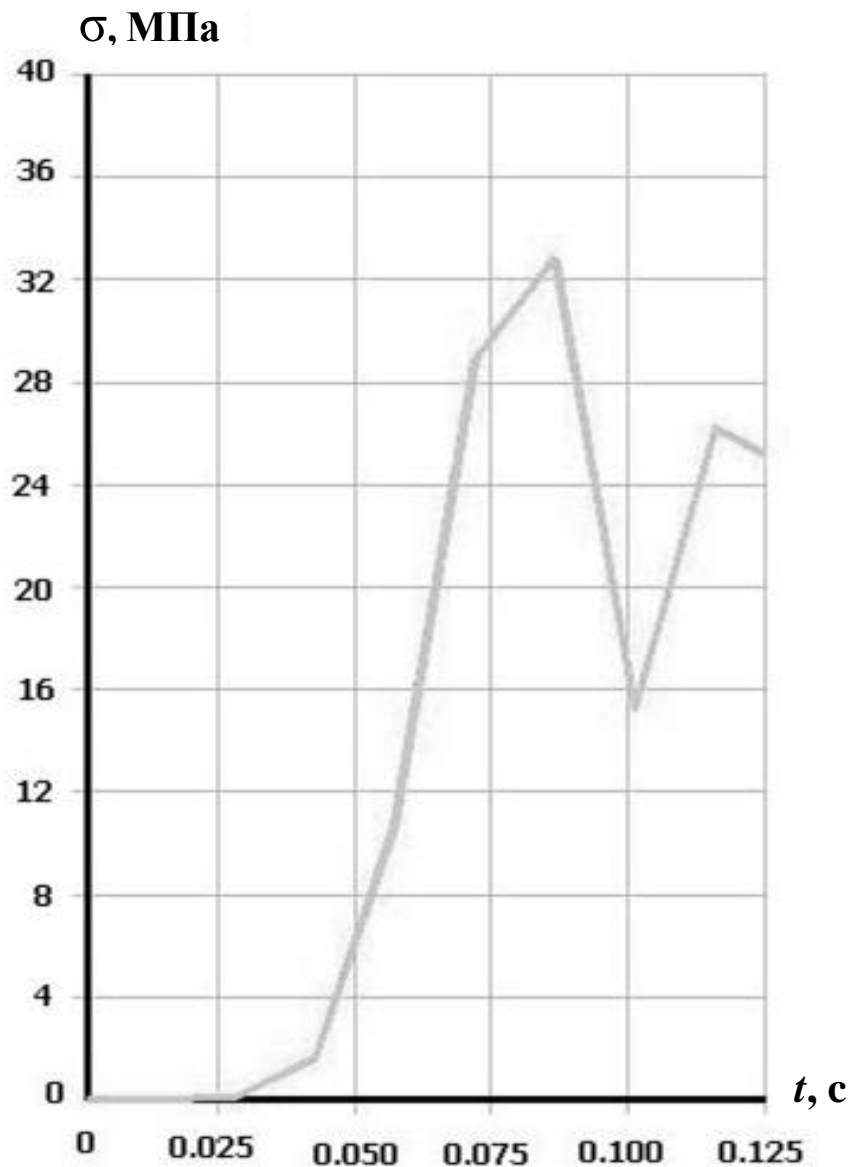


Рис. 3.5. Изменение интенсивности напряжений (МПа) внутри эллипсоидной части ударника с течением времени

Общий характер волнового процесса нагружения ударника характеризуют рис. 3.6–3.11. На них показано изменение поля интенсивности напряжений через равные промежутки времени, равные 0,015 с.

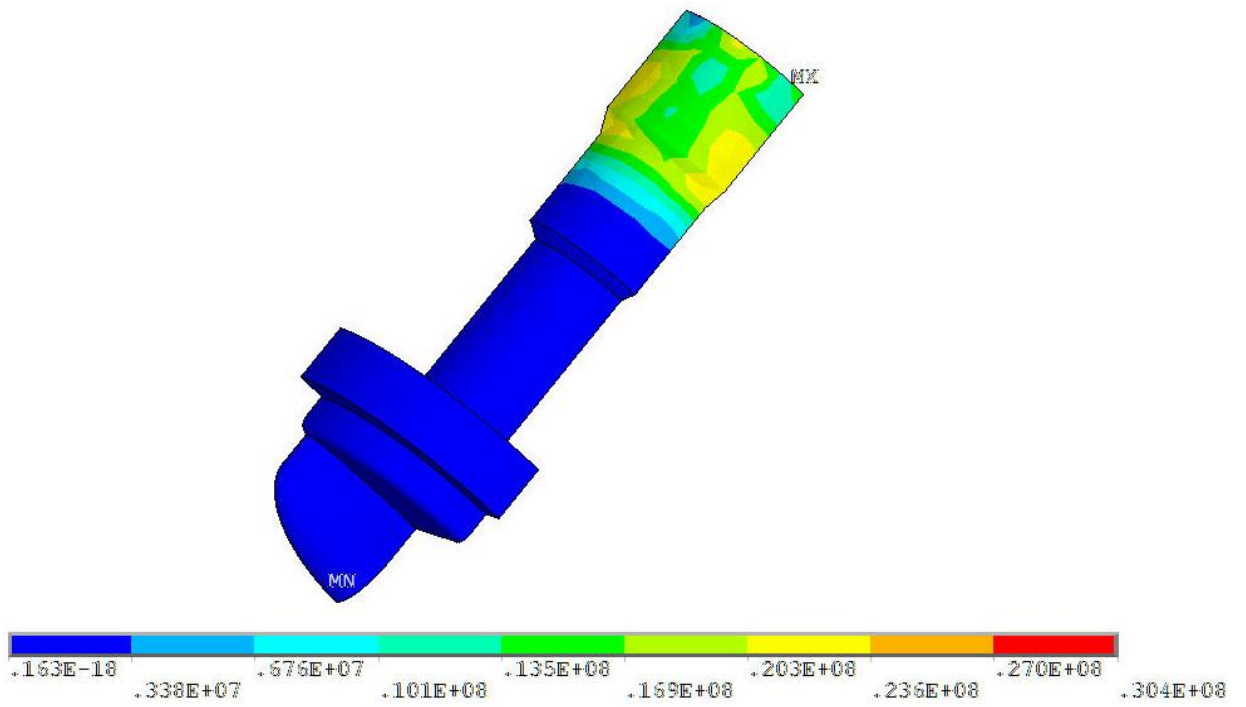


Рис. 3.6. Распределение интенсивности напряжений (Па) в момент времени 0,015 с

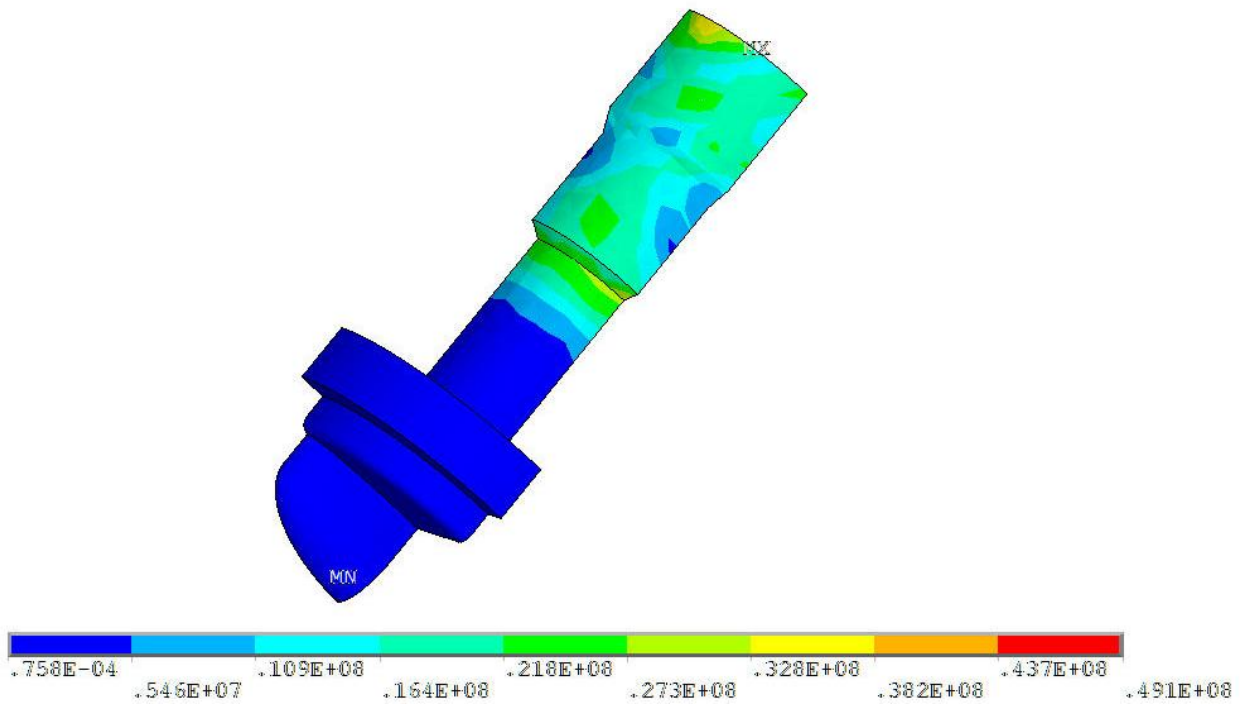


Рис. 3.7. Распределение интенсивности напряжений (Па) в момент времени 0,030 с

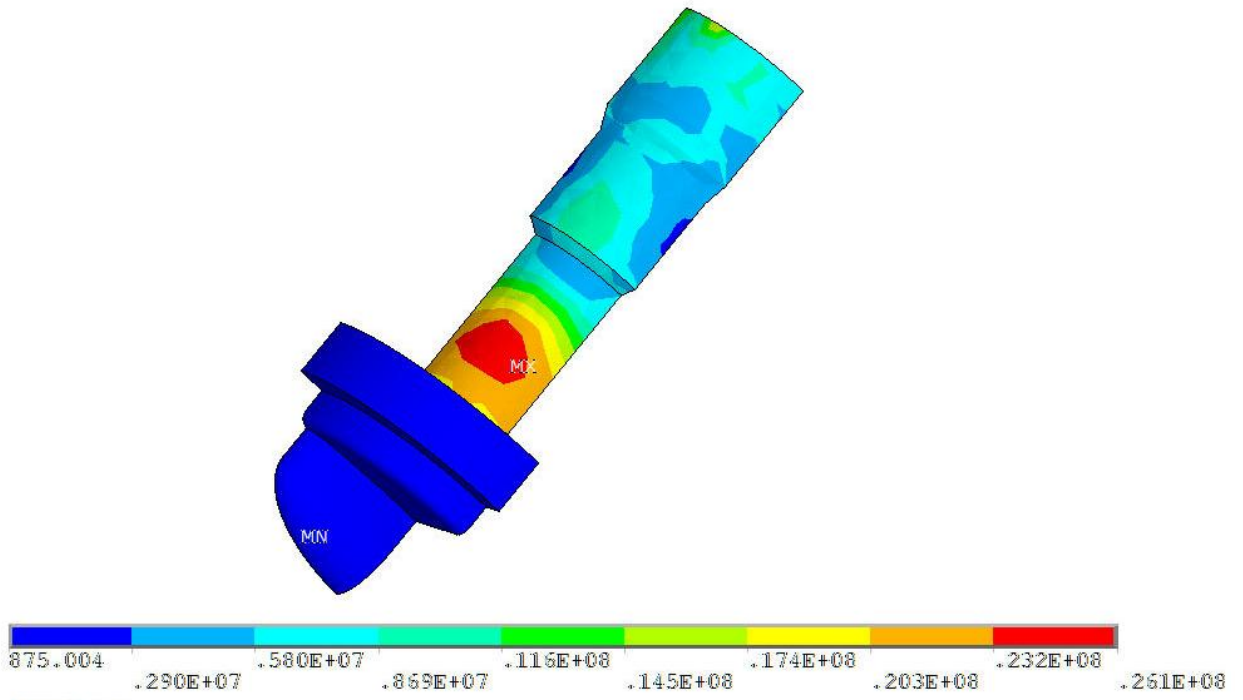


Рис. 3.8. Распределение интенсивности напряжений (Па) в момент времени 0,045 с

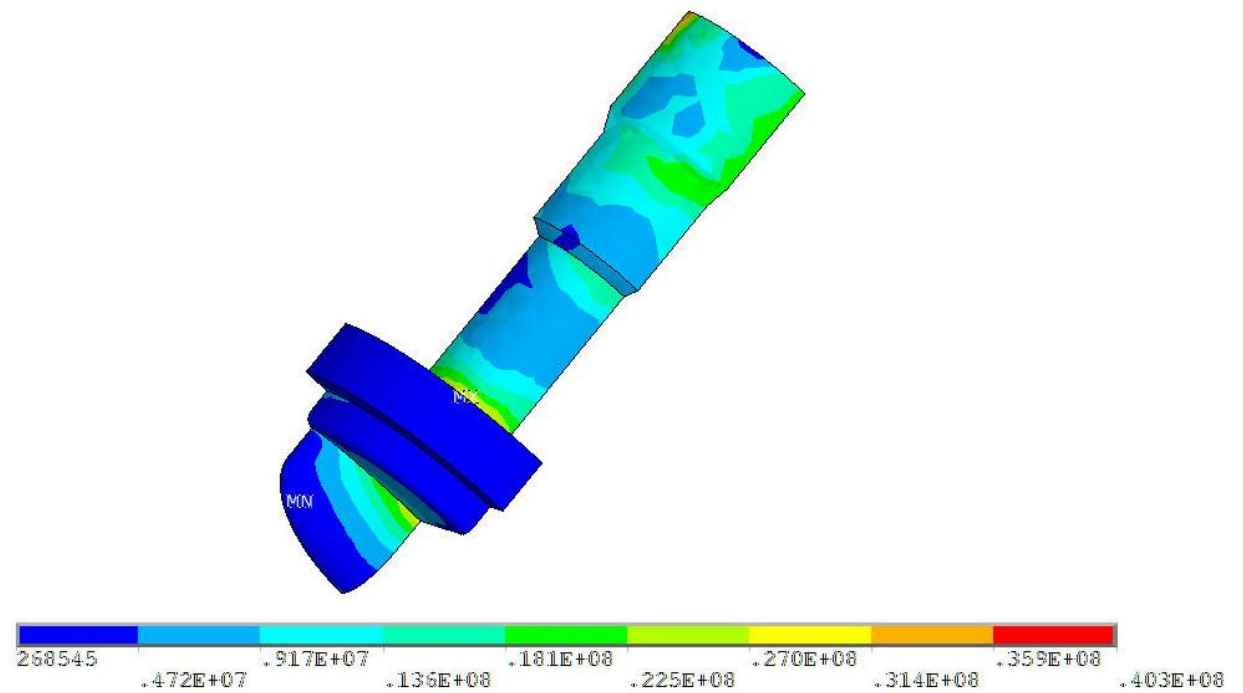


Рис. 3.9. Распределение интенсивности напряжений (Па) в момент времени 0,060 с

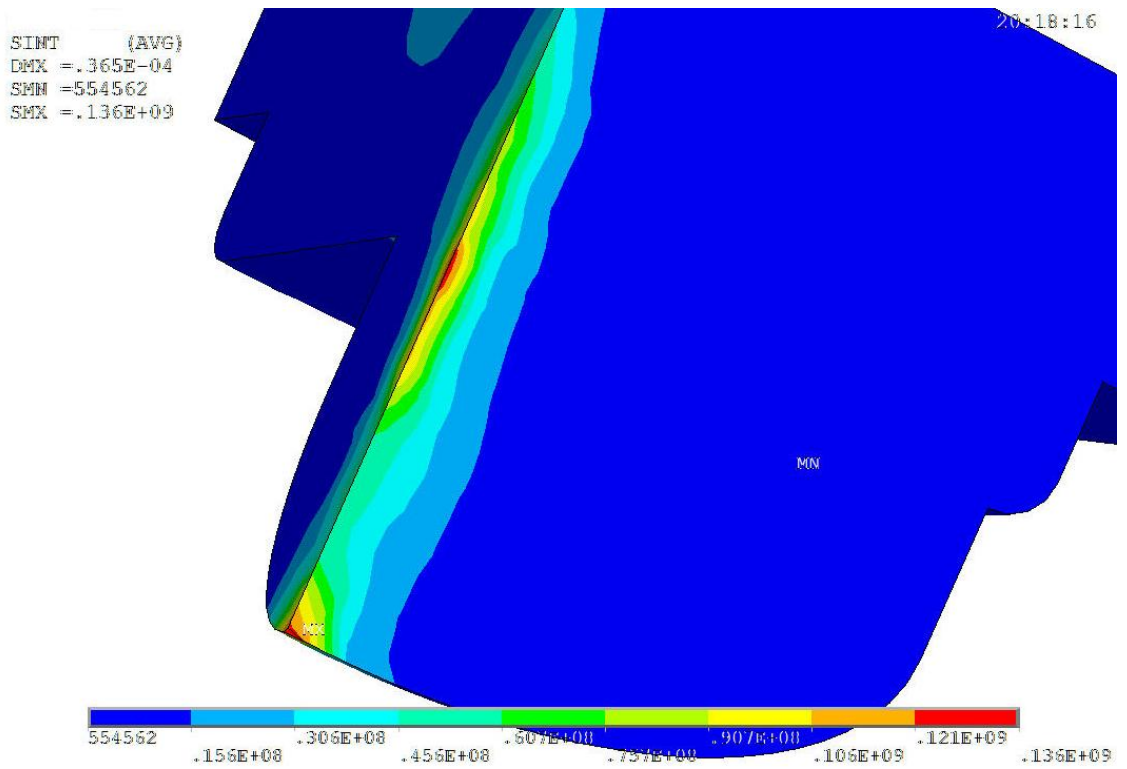


Рис. 3.10. Распределение интенсивности напряжений (Па) в момент времени 0,075 с

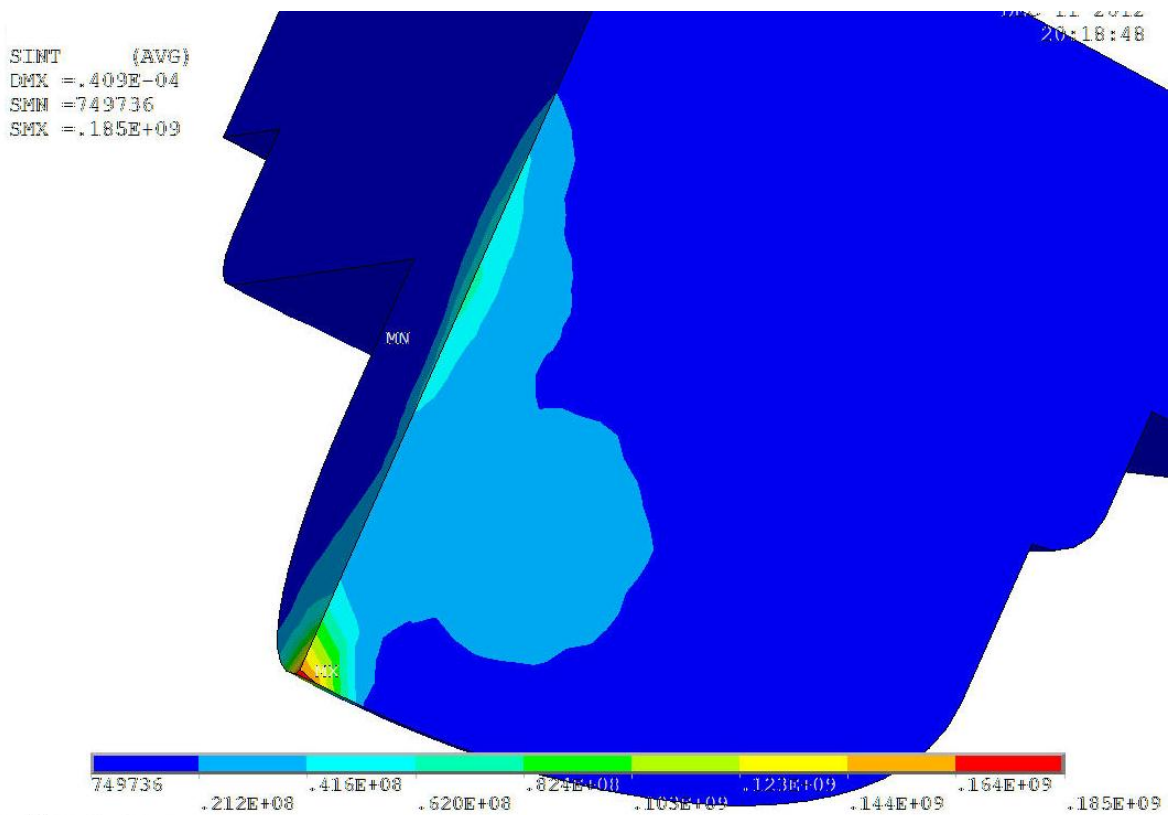


Рис. 3.11. Распределение интенсивности напряжений (Па) в момент времени 0,090 с

Установлено, что до $t = 0,060$ с максимальные напряжения не превышают 50 МПа и распределяются по всему сечению ударника. При повышении интенсивности контактного воздействия ударника на негабарит напряжения с $t = 0,075$ с превышают 100 МПа и локализуются по высоте эллипсоидной ударной части вблизи центральной оси.

Таким образом, можно выделить три характерные области нагружения: область вблизи контактной поверхности со сжимающими напряжениями 200÷240 МПа; область вблизи центральной оси эллипсоидной части ударника с интенсивностью напряжений до 100 МПа; остальная часть конструкции с интенсивностью напряжений не выше 50 МПа.

Учитывая циклический характер нагружения ударника, можно предположить, что его разрушение начнется с выкрашивания контактной поверхности. Известно, что повышение стойкости инструмента в таких условиях должно обеспечиваться сочетанием достаточно твердой поверхности и вязкой пластичной сердцевины. Это можно обеспечить применением для ударного эллипсоида стали с равномерной твердостью в центральной части инструмента HB240÷270. При изготовлении рабочего инструмента из стали 45X и объемной закалке твердость поверхности составляет 45÷55HRC, а объемная твердость 425÷480HB [51, 62].

Известно, что предел контактной выносливости материала при пульсирующем цикле нагружения пропорционален средней твердости поверхности [44, 51]:

$$\sigma_{HO} = 18\text{HRC} + 150 \approx 18 \cdot 50 + 150 = 1050 \text{ МПа.}$$

Этому пределу контактной выносливости соответствует базовое число циклов:

$$N_{HO} = (60 \div 80)10^6$$

Поскольку напряжения в зоне контакта ударника и негабарита не превосходят 255 МПа, работоспособность конструкции определяется областью неограниченной долговечности с минимальным предельным числом циклов нагружения, равным базовому числу циклов.

Приняв частоту нагружения при работе установки ударного действия 42 удара в минуту, получаем оценочную долговечность инструмента 28000 часов.

3.3. Выводы

При решении динамической задачи теории упругости, осуществленной численным методом конечных элементов с использованием программного комплекса *ANSYS/LS-DYNA*, было установлено, что до $t = 0,060$ с максимальные напряжения не превышают 50 МПа и распределяются по всему сечению ударника. При повышении интенсивности контактного воздействия ударника на негабарит напряжения с $t = 0,075$ с превышают 100 МПа и локализуются по высоте эллипсоидной ударной части вблизи центральной оси.

Таким образом, можно выделить три характерные области нагружения:

- область вблизи контактной поверхности со сжимающими напряжениями 200÷240 МПа;
- область вблизи центральной оси эллипсоидной части ударника с интенсивностью напряжений до 100 МПа;
- остальная часть конструкции с интенсивностью напряжений не выше 50 МПа.

Учитывая циклический характер нагружения ударника, можно предположить, что его разрушение начнется с выкрашивания контактной поверхности. Известно, что повышение стойкости инструмента в таких условиях должно обеспечиваться сочетанием достаточно твердой поверхности и сердцевины. Это можно обеспечить применением для ударного эллипсоида стали с равномерной твердостью по объему HB425÷480. В этом случае стойкость материала до контактного разрушения будет не ниже $70 \cdot 10^6$ циклов, что соответствует 28000 часам работы.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ДРОБИМОСТИ УДАРОМ ОТДЕЛЬНЫХ КУСКОВ ГОРНЫХ ПОРОД НА ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

В предыдущих главах работы показано, что энергозатраты на разрушение негабаритов горных пород зависят от параметров ударного устройства и физико-механических свойств разрушаемого материала. Из-за сложности процесса разрушения и его стохастического характера, теоретическим путем установить связь параметров рабочего инструмента и энергоемкости разрушения горной породы практически невозможно. Следовательно, необходимы экспериментальные исследования, которые целесообразно провести в лабораторных условиях на физических моделях, так как в натуральных условиях экспериментальные исследования экономически нецелесообразны.

4.1. Стенд для исследования процесса разрушения горных пород ударом

В машинах для разрушения негабаритов передача энергии от ударника куску горной породы происходит через промежуточное звено – рабочий инструмент. Так как физико-механические свойства горной породы являются случайными величинами, то для определения величины энергии, которая необходима для разрушения куска горной породы ударом, требуется проведение относительно большого числа опытов.

Одним из основных параметров ударных машин для разрушения негабаритов горных пород, который определяет эффективность её работы, является энергия единичного удара. Установлено, что передача энергии куску горной породы зависит от формы контактной поверхности породоразрушающего (рабочего) инструмента. В связи с этим физическая модель должна иметь возможность изменения энергии удара и формы ударной части рабочего инструмента.

Схема стенда (физической модели) приведена на рис. 4.1. На схеме указаны: вертикальная направляющая труба 1 внутри полости 2 движется ударник 3. В нижней части направляющей трубы 1 устанавливается рабочий инструмент, по хвостовой части 4 которого производится центральный удар ударника 3. Подъем

ударника 3 производился при помощи троса через верхний блок. Высота подъема ударника (H), которая при постоянной массе определяет энергию удара, фиксировалось по линейке, нанесенной на трос. При испытаниях ударная часть рабочего инструмента 5 была выполнена в виде: эллипсоида $R/r=3,5$ [103], эллипсоида $R/r=10$ и сферы.

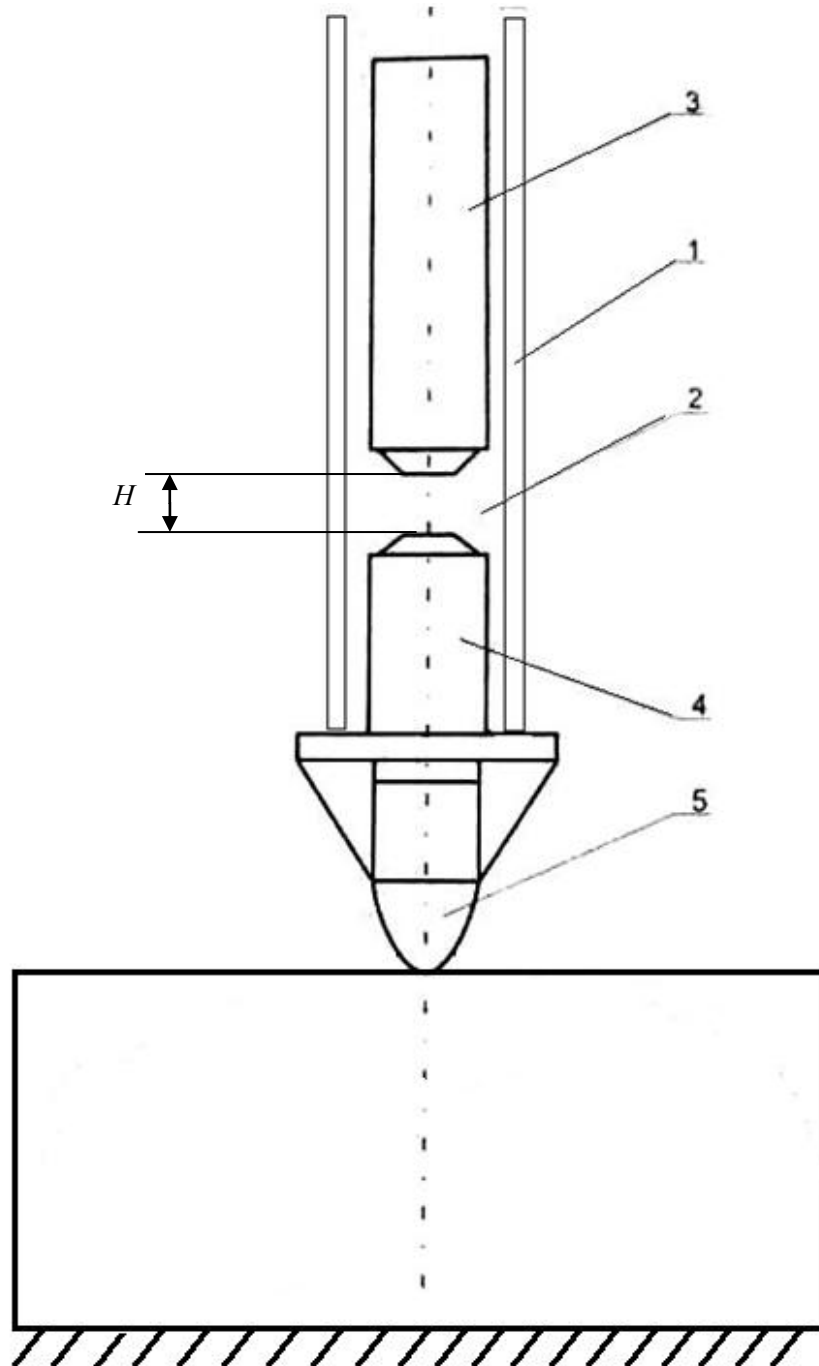


Рис. 4.1. Схема стенда для исследования процесса разрушения горных пород ударом

При проведении опытов [109] разрушению подвергались образцы, выпиленные из гранита в виде брусков толщиной и шириной $80\div 100$ мм, а длина их доходила до 300 мм. Все образцы были выпилены из плит, которые, в свою очередь, были выпилены из кусков, отделенных от массива при помощи порохового взрыва. Это, как известно, обеспечивает минимальную трещиноватость горной массы и, соответственно, стабильность результатов. Гранит, как известно, относится к крепким породам, поэтому результаты исследований можно распространить на достаточно широкий круг горных пород.

Инструмент (рис. 4.2) [103] был изготовлен из стали 45Х с последующей термообработкой – закалкой, что обеспечивало твердость $(45\div 35)$ HRC.



Рис. 4.2. Породоразрушающий инструмент эллиптической формы с соотношением радиусов кривизны, равным 3,5.

Основные задачи исследований на физической модели заключались в следующем:

- определение удельной величины энергии единичного удара, который приводит к разрушению образца;
- исследование взаимосвязи удельной суммарной энергии удара с энергией единичного удара;
- исследование влияния формы ударной части рабочего инструмента на энергию разрушения при единичном ударе.

4.2. Методика проведения исследований

Перед проведением опыта определялись размеры физико-механические характеристики образцов: модуль упругости и вес каждого образца, а затем рассчитывалась их плотность. Отсутствие трещин и модуль упругости исследуемых образцов определялись ультразвуковым методом. Для этого выпиливался образец правильной формы - параллелепипед и при помощи ультразвукового прибора измерялось время t прохождения упругой волны через исследуемый образец. При известных размерах образца l , его плотности ρ и времени прохождения упругой волны t , находился модуль упругости $E_{гп}$

$$E_{гп} = \rho \cdot l^2 \cdot t^{-2}. \quad (4.1)$$

В табл. 4.1 приведены результаты определения физико-механических свойств образцов горных пород, с которыми проводились исследования на физической модели.

Таблица 4.1.

Физико-механические свойства исследованных кусков горных пород

№ п/п	Размер кусков, $B \times L \times H$, мм	Плотность кусков, ρ , кг/м ³	Скорость упругой волны, v , м/с	Модуль упругости, $E_{гп}$, МПа	Вид горной породы
1	100·100·(80÷100)	2600	3970	41000	Гранит серый

Исследования, проведенные в УГГУ [56, 116], показали, что для крепких пород отношение массы ударника к массе рабочего инструмента должно быть больше двух. При проведении эксперимента масса рабочего инструмента была равна 6 кг, а масса ударника – 30 кг. Это обеспечивало достаточно широкий диапазон изменения величины энергии единичного удара.

Эксперименты производились в следующей последовательности: Первоначально по образцу наносился удар с максимально возможной для установки величиной энергии, которая обеспечивала разрушение образца за один цикл. Затем энергия удара уменьшалась до такого уровня, при котором разруше-

ния образца не наблюдались при числе ударов больше 100. В дальнейшем проводились опыты с промежуточными значениями энергии единичного удара. Образцы опирались на жесткую стальную плиту по всей плоскости. Удар наносился всегда в одну и ту же точку. После разрушения производились замеры величины поверхности скола образца, и рассчитывалась удельная энергия разрушения (отношение суммарной энергии удара к величине площади поверхности скола), Дж/см²:

$$E_{\text{уд}} = E_1 N_y / F_{\text{ск}}, \quad (4.2)$$

где E_1 – энергия единичного удара, Дж;

N_y – число ударов до разрушения;

$F_{\text{ск}}$ – площадь скола, см².

4.3. Результаты исследований разрушения горных пород ударом

В табл. 4.2 – 4.4 приведены результаты разрушений образцов гранита, имевших форму параллелепипеда. Ударная часть рабочего инструмента выполнена соответственно в виде эллипсоида с соотношением радиусов кривизны, равным 3, 5, 10 и сферы.

Статистическая обработка экспериментальных данных проводилась общепринятыми методами статистического анализа [91]. Число осколков после разрушения во всех опытах было равно двум. Отношение массы ударника к массе рабочего инструмента было равно 5.

Результаты ударного разрушения образцов гранита эллипсоидным рабочим инструментом с соотношением $R/r = 3,5$

№ п/п	Энергия удара, E_1 , Дж	Число ударов до разрушения, N_y	Площадь скола, $F_{ск}$, $см^2$	Удельная энергия разрушения, $E_1 N_y / F_{ск}$, Дж/см ²	Средняя удельная энергия, Дж/см ²	Расчетная по модели удельная энергия, Дж/см ²
1	117,72	52	87	70,4	86,6	80,2
2	117,72	53	87	71,7		
3	117,72	63	90	82,4		
4	117,72	59	72	96,5		
5	147,15	50	80	92,0	69,6	69,9
6	147,15	47	76	91,0		
7	147,15	28	68	60,6		
8	147,15	35	83	62,1		
9	176,58	17	78	38,5	43,8	48,1
10	176,58	28	88	56,2		
11	176,58	21	93	39,9		
12	176,58	23	70	58,0		
13	206,01	5	78	13,2	16,3	17,8
14	206,01	8	84	19,6		
15	206,01	7	73	19,8		
16	206,01	8	73	22,6		
17	206,01	5	77	13,4		
18	235,44	4	96	9,8	9,7	8,5
19	235,44	3	94	7,5		
20	235,44	3	76	9,3		
21	235,44	5	98	12,0		
22	235,44	3	78	9,1		
23	294,3	1	83	3,5	3,4	3,4
24	294,3	1	98	3,0		
25	294,3	1	72	4,1		
26	294,3	1	92	3,2		
27	294,3	1	88	3,3		

Данные табл. 4.2 показывают, что суммарная энергия разрушения нелинейно убывает с возрастанием энергии единичного удара.

На рис. 4.3 приведен график зависимости удельной энергии ($E_{уд}$) разрушения образцов гранита от энергии единичного удара эллипсоидным рабочим инструментом с соотношением $R/r = 3,5$.

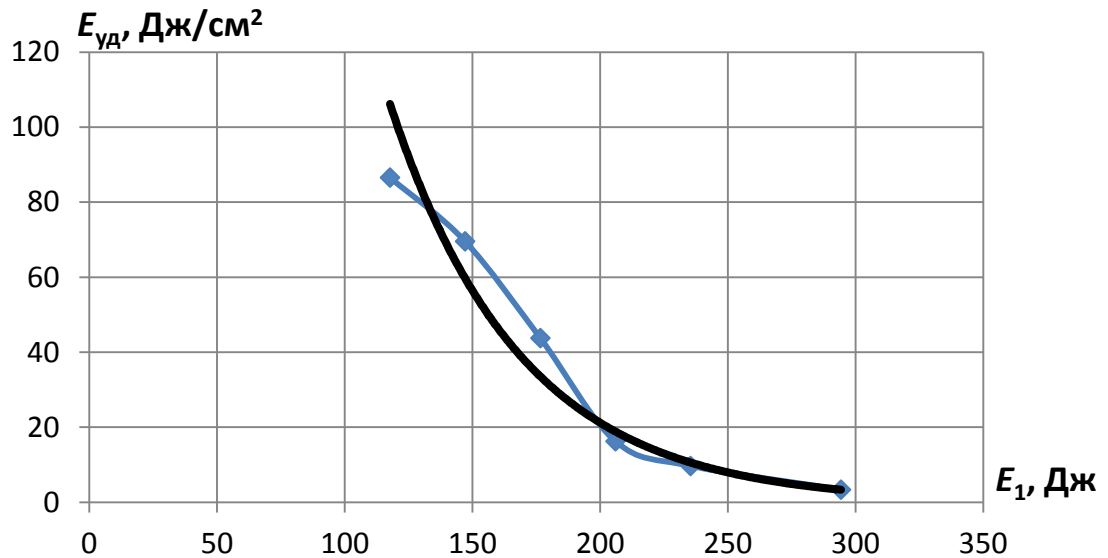


Рис. 4.3. Зависимость удельной энергии разрушения гранита от энергии единичного удара эллипсоидным рабочим инструментом с соотношением $R/r = 3,5$

В результате статистической обработки результатов эксперимента было получено регрессионное уравнение:

$$E_{уд} = 1064e^{-0,02E_1}. \quad (4.3)$$

Корреляционное отношение этой зависимости равно 0,97. При уровне надежности выводов 95 %, это свидетельствует о наличии устойчивой связи между удельной энергией разрушения и энергией единичного удара. Значимость корреляционного отношения определялась по t -критерию. С доверительной вероятностью 95 % корреляционное отношение уравнения (4.3) статистически значимо, так как расчётное значение t -критерия – $t_{расч} = 8,5 \cdot 10^{-13}$, а критическое значение – $t_{кр} = 0,05$. Проверка значимости уравнения (4.3) по критерию Фишера показала, что с надёжностью 95 %, оно адекватно описывают влияние энергии единичного удара на удельную энергию разрушения куска горной породы, так как $F_{расч} = 6,7 \cdot 10^{-9}$, а $F_{кр} = 0,05$.

Результаты ударного разрушения образцов гранита эллипсоидным рабочим инструментом с соотношением $R/r = 10$

№ п/п	Энергия удара, E_1 , Дж	Число ударов до разрушения, N_y	Площадь скола, $F_{ск}$, см ²	Удельная энергия разрушения, $E_1 N_y / F_{ск}$, Дж/см ²	Средняя удельная энергия, Дж/см ²	Расчетная по модели удельная энергия, Дж/см ²
1	117,72	41	92	52,5	52,4	54,3
2	117,72	44	75	60,9		
3	117,72	29	78	43,8		
4	147,15	18	97	27,3	33,8	33,8
5	147,15	25	93	39,6		
6	147,15	24	87	40,6		
7	147,15	22	88	36,8		
8	147,15	15	80	27,6		
9	147,15	20	93	31,6		
10	176,58	9	83	19,1	20,7	21,3
11	176,58	13	86	26,7		
12	176,58	12	90	23,7		
13	176,58	8	87	16,2		
14	176,58	10	97	18,2		
15	206,01	5	78	13,2	11,2	13,2
16	206,01	5	85	12,1		
17	206,01	3	76	8,1		
18	235,44	1	73	3,2	5,0	8,3
19	235,44	2	81	5,8		
20	235,44	2	78	6,0		
21	294,3	1	87	3,4	3,6	3,24
22	294,3	1	80	3,7		
23	294,3	1	78	3,8		

Данные табл. 4.3 показывают, что суммарная энергия разрушения нелинейно убывает с возрастанием энергии единичного удара и по абсолютной величине она меньше, чем при отношении радиусов $R/r = 3,5$.

На рис. 4.4 приведен график зависимости удельной энергии ($E_{уд}$) разрушения образцов гранита от энергии единичного удара эллипсоидным рабочим инструментом с соотношением $R/r = 10$.

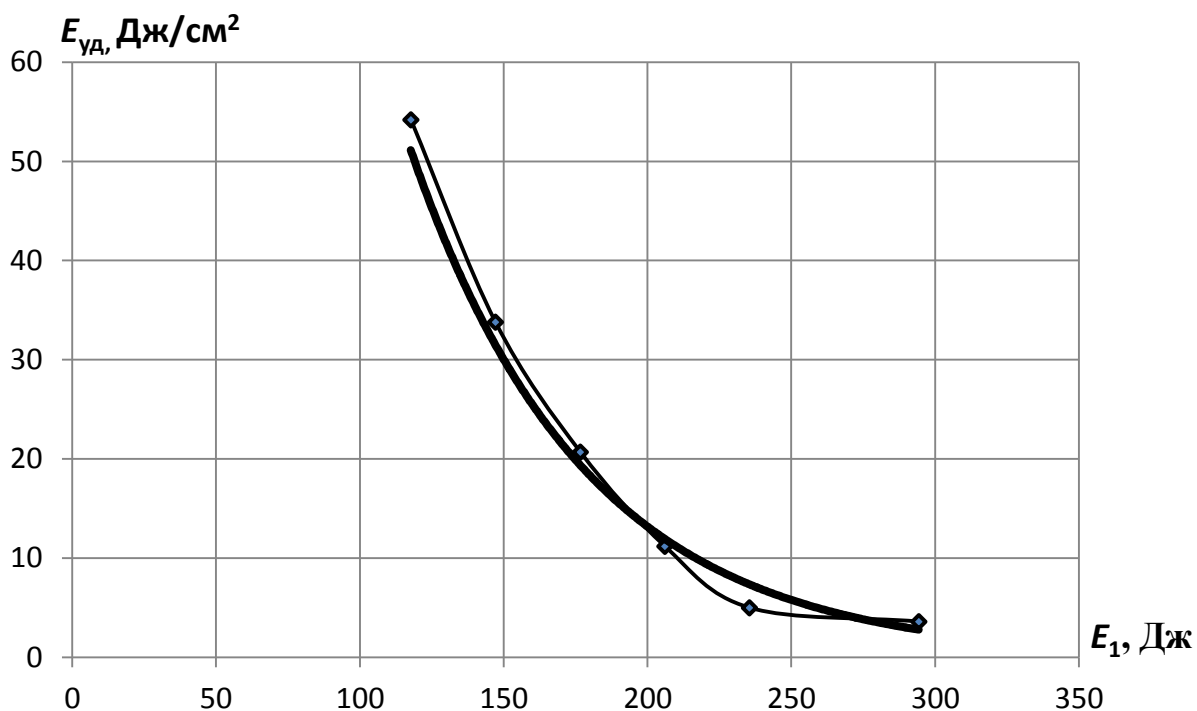


Рис. 4.4. Зависимость удельной энергии разрушения гранита от энергии единичного удара эллипсоидным рабочим инструментом с соотношением $R/r = 10$

В результате статистической обработки результатов эксперимента была получено регрессионное уравнение

$$E_{уд} = 355e^{-0,016E_1} . \quad (4.4)$$

Корреляционное отношение этой зависимости равно 0,96. Это свидетельствует при уровне надежности выводов 95 % о наличии устойчивой связи между удельной энергией разрушения и энергией единичного удара. Значимость корреляционного отношения определялась по t -критерию. С доверительной вероятностью 95 % корреляционное отношение уравнения (4.4) статистически значимо, так как расчётное значение t -критерия – $t_{расч} = 8,7 \cdot 10^{-13}$, а критическое значение – $t_{кр} = 0,05$. Проверка значимости уравнения (4.4) по критерию Фишера показала, что с надёжностью 95 %, оно адекватно описывают влияние энергии единичного удара на удельную энергию разрушения куска горной породы, так как $F_{расч} = 5,3 \cdot 10^{-9}$, а $F_{кр} = 0,05$.

**Результаты ударного разрушения образцов гранита
сферическим рабочим инструментом**

№ п/п	Энергия удара, E_1 , Дж	Число ударов до разрушения, N_y	Площадь скола, $F_{ск}$, $см^2$	Удельная энергия разрушения, $E_1 N_y / F_{ск}$, Дж/см ²	Средняя удельная энергия, Дж/см ²	Расчетная по модели удельная энергия, Дж/см ²
1	147,15	67	72	136,9	128,8	151
2	147,15	61	78	115		
3	147,15	69	81	123,5		
4	147,15	74	78	139,6		
5	176,58	50	80	92,0	69,6	75,8
6	176,58	47	76	91,0		
7	176,58	28	68	60,6		
8	176,58	35	83	62,1		
9	206,01	11	93	24,4	38,6	36,9
10	206,01	17	94	37,3		
11	206,01	14	68	42,4		
12	206,01	21	94	46,0		
13	206,01	11	80	28,3		
14	206,01	18	88	42,1		
15	206,01	21	72	60,1		
18	235,44	8	80	23,5	23,3	18,4
19	235,44	9	93	22,8		
20	235,44	9	87	24,4		
21	235,44	7	73	22,6		
22	264,9	3	85	9,3	6,7	8,8
23	264,9	1	77	6,9		
24	264,9	1	90	2,9		
25	294,3	1	73	4,0	4,9	4,4
26	294,3	1	87	3,4		
27	294,3	2	81	7,3		

На рис. 4.5 приведен график зависимости удельной энергии ($E_{уд}$) разрушения образцов гранита от энергии единичного удара сферическим рабочим инструментом.

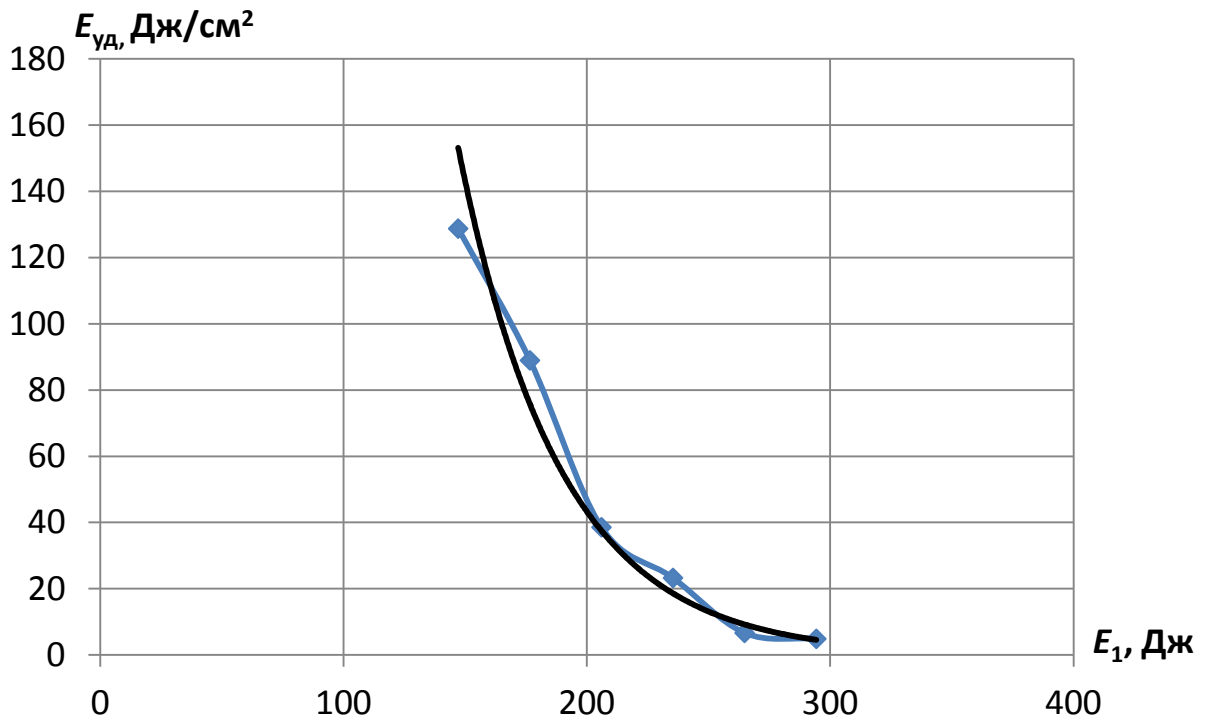


Рис. 4.5. Зависимость удельной энергии разрушения гранита от энергии единичного удара сферическим рабочим инструментом

В результате статистической обработки результатов эксперимента было получено регрессионное уравнение:

$$E_{уд} = 5147e^{-0,024E_1}. \quad (4.5)$$

Корреляционное отношение этой зависимости равно 0,97, что при уровне надежности выводов 95 % свидетельствует о наличии устойчивой связи между удельной энергией разрушения и энергией единичного удара.

Значимость корреляционного отношения определялась по t -критерию. С доверительной вероятностью 95 % корреляционное отношение уравнения (4.5) статистически значимо, так как расчётное значение t -критерия – $t_{расч} = 5 \cdot 10^{-14}$, а критическое значение – $t_{кр} = 0,05$. Проверка значимости уравнения (4.5) по критерию Фишера показала, что с надёжностью 95 %, оно адекватно описывает влияние энергии единичного удара на удельную энергию разрушения куска горной породы, так как $F_{расч} = 6,1 \cdot 10^{-10}$, а $F_{кр} = 0,05$.

Из рис. и формул 4.3 – 4.5 видно, что у эллиптического рабочего инструмента удельные затраты на разрушение меньше, чем у сферического. При увеличении

отношения радиусов кривизны рабочего инструмента от 1 до 10 рабочий инструмент «трансформируется» – из сферического в клиновой с соответствующим изменением удельной энергии разрушения горной породы.

На рис. 4.6 приведены фотографии разрушенных образцов серого гранита эллипсоидным инструментом с соотношением радиусов кривизны 3,5.



Рис. 4.6. Образцы гранита, разрушенные эллипсоидным инструментом с соотношением радиусов кривизны 3,5.

На рис. 4.6 видно, что раскалывание образцов произошло по наименьшему сечению, что свидетельствует о минимальной неоднородности этих образцов и

возможности распространения полученных результатов на другие хрупкие породы, имеющие, как исследуемые образцы, изотропную структуру.

4.4. Методика расчета параметров рабочего инструмента дизель-молота для разрушения негабаритов

Исходными данными при расчете машины для разрушения негабаритов на базе дизель-молота являются: коэффициент крепости (прочность) горной породы, удельная энергоемкость разрушения, максимальный размер негабарита, производительность в м³/час, максимальный размер куска после разрушения (степень дробления).

1. По максимальному размеру куска (d_{\max}) находится площадь разрушения (скола) – $F_{\text{ск}}$, см²:

$$F_{\text{ск}} \approx (d_{\max})^2. \quad (4.6)$$

2. По площади скола куска горной породы определяется энергия единичного удара

$$E_1 = E_{\text{уд}} \cdot F_{\text{ск}} / N_{\text{у}}, \quad (4.7)$$

где $E_{\text{уд}}$ – удельная энергия разрушения горной породы, Дж/см²;

$N_{\text{у}}$ – число ударов до разрушения;

$F_{\text{ск}}$ – площадь скола, см².

Число ударов до разрушения определяется исходя из требуемой производительности машины и рабочей частоты ударов молота. Следует иметь ввиду, что завышение энергии единичного удара и разрушение негабарита за один удар приводит к существенному снижению эффективности работы машины. Это объясняется тем, что полезное время работы будет на порядок превышать вспомогательное время, состоящее из времени установки машины, переезда от одного куска к другому, запуска дизеля и т. д. Кроме того, завышение энергии единичного удара приводит к значительному возрастанию массы и, соответственно, стоимости машины. Это, при прочих равных условиях, ухудшает экономические показатели её работы.

3. По энергии единичного удара находятся конструктивные параметры дизель-молота: диаметр цилиндра, ход, масса и т. д.

4. Диаметр хвостовой части рабочего (d_{po} , мм) инструмента находится из условия обеспечения её работоспособности [106]

$$d_{po} = (1,3E_1/[p])^{0,5}, \quad (4.8)$$

где $[p]$ – допускаемая удельная энергия, Дж/мм².

Большинство современных ударных машин работают с удельной энергией, находящейся в пределах $0,1 \div 0,4$ Дж/мм² [106], поэтому для обеспечения необходимой надежности ударного узла величину допустимой энергии можно принять равной $0,25$ Дж/мм².

5. Для обеспечения прочности ударной части рабочего инструмента её необходимо выполнить большим на $40 - 60$ % диаметром, чем хвостовик. Таким образом, максимальный радиус рабочей части можно определить из формулы

$$R = 1,5d_{po}. \quad (4.9)$$

Для определения величины минимального радиуса необходимо рассчитать рациональное отношение R/r , которое зависит от крепости горной породы и её модуля упругости.

Используя данные работ [10, 92], получена зависимость модуля упругости горной породы от крепости её по шкале Протоdjяконова, которая приведена на рис. 4.7.

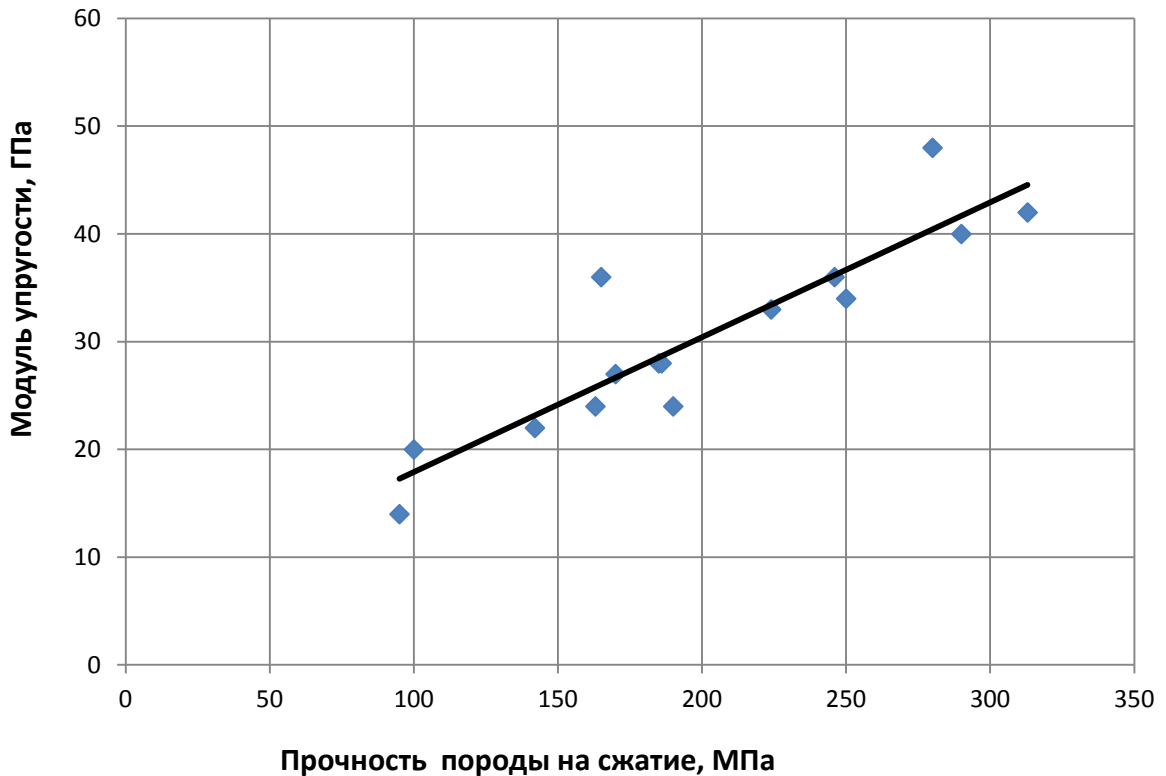


Рис. 4.7. Зависимость модуля упругости горной породы от её прочности на сжатие

Уравнение регрессии, т. е. зависимость модуля упругости (E_{gp} , ГПа) от прочности на сжатие ($\sigma_{сж}$, МПа), имеет вид:

$$E_{gp} = 0,125\sigma_{сж} + 5,4. \quad (4.10)$$

Корреляционное отношение $R = 0,9$. Это свидетельствует о наличии существенно значимой связи между исследуемыми параметрами.

Используя уравнение (2.13) и формулу $P = [\sigma_{Hmax}/0,4]^3(Rr)^{3/2}(E_{пр}^2 r)^{-1}$, полученную согласно условию равновесия рабочего инструмента, строится номограмма для определения рационального соотношения радиусов.

На рис. 4.8. приведена номограмма для определения рационального соотношения радиусов для допускаемого напряжения горной породы – $\sigma_{Hmax} = 120$ МПа.

Модуль упругости горной породы для заданного допускаемого напряжения равен (см. формулу (4.10))

$$E_{gp} = 0,125\sigma_{сж} + 5,4 = 0,125 \cdot 120 + 5,4 = 20,4 \text{ ГПа} = 20400 \text{ МПа}.$$

Приведенный модуль упругости находится из известной формулы

$$E_{\text{пр}} = 2 \cdot E_{\text{гп}} \cdot E_{\text{ст}} (E_{\text{гп}} + E_{\text{ст}})^{-1} = 2 \cdot 2,04 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot (2,04 \cdot 10^4 + 2 \cdot 10^5)^{-1} = 3,7 \cdot 10^4 \text{ МПа},$$

где $E_{\text{ст}}$ – модуль упругости стали, МПа.

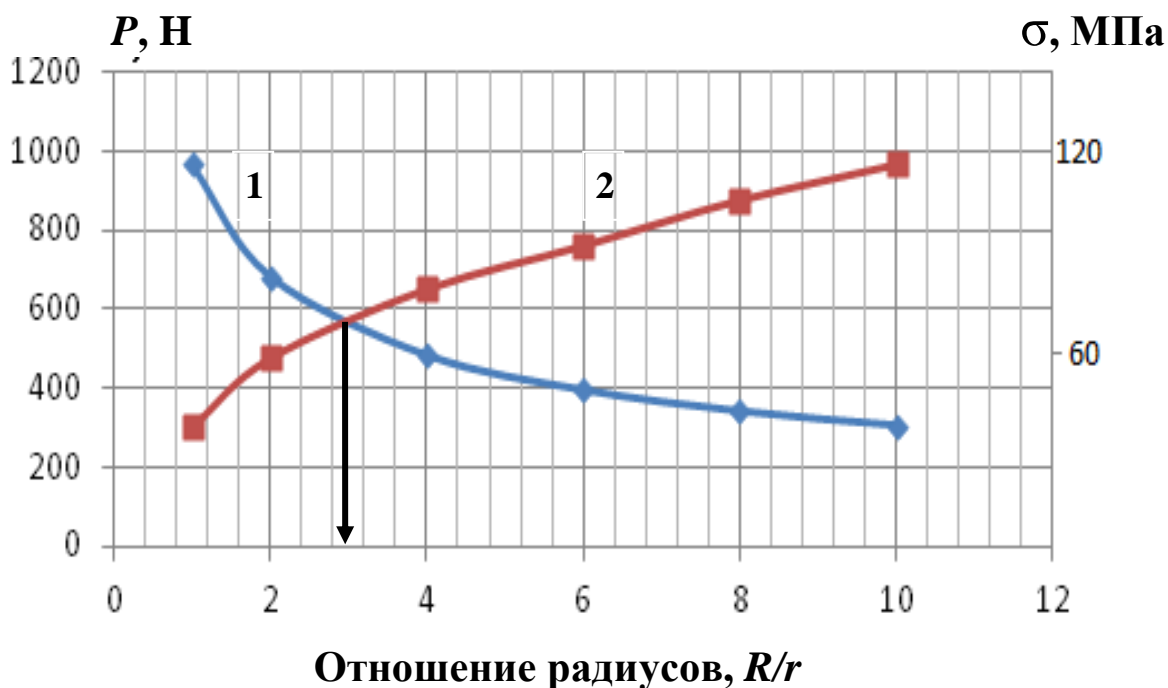


Рис. 4.8. Номограмма для определения рационального соотношения радиусов: 1 – сила давления P при $\sigma = \text{const}$; 2 – контактные напряжения σ при $P = \text{const}$

6. Рациональная величина минимального радиуса рабочего инструмента, согласно рис. 4.8 для данной горной породы, определяется из уравнения

$$r \approx 0,29R. \quad (4.11)$$

7. По известной характеристике дизель-молота, используя программный комплекс *ANSYS/LS-DYNA*, методом конечных элементов определяются максимальные контактные и сжимающие напряжения в рабочем инструменте при ударе. Если эти напряжения оказываются больше допустимых, то увеличиваются размеры ударной части, сохраняя при этом отношение R/r .

4.5. Выводы

В четвертой главе проведено исследование дробимости горных пород при воздействии механическим ударом. Поскольку в натуральных условиях проведение экспериментов по дроблению горных пород невозможно по экономическим и техническим причинам, предпочтение было отдано лабораторным исследованиям

на физической модели. Для проведения исследований был разработан и изготовлен специальный испытательный стенд.

В результате статистической обработки результатов эксперимента для образцов из гранита были получены зависимости удельной энергии разрушения от энергии единичного удара для различных видов рабочего инструмента. Доказано, что рабочий инструмент эллипсоидного типа обладает свойствами как сферического, так и клинового инструментов. Удельная энергоемкость разрушения гранита эллипсоидным инструментом на 30÷50 % меньше, чем сферическим.

Разработана методика определения параметров рабочей части эллипсоидного инструмента. По экспериментальным данным, приведенным в известных работах, установлена зависимость модуля упругости горных пород от прочности, позволяющая определить геометрические параметры рабочего инструмента для крепких горных пород.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе приведено решение актуальной задачи – исследование рабочего инструмента, направленное на совершенствование его конструкции и, следовательно, повышение эффективности работы машин для разрушения негабаритов.

1. Доказано, что напряженно-деформированное состояние (НДС) комбинированного инструмента методом конечных элементов является адекватной и информативной моделью его основных конструктивных параметров;
2. В результате численного решения задачи теории упругости о контактном взаимодействии стальной эллипсоидной ударной части инструмента с плоской гранью параллелепипеда, имитирующего негабарит из гранита, установлено, что отношение размера большой оси к размеру малой оси должно составлять 3,5. Для горных пород, имеющих отличный от гранита модуль упругости и прочность, отношение размеров осей эллипсоида лежит в диапазоне от 2 до 3,5.
3. Для гранита были получены зависимости удельной энергии разрушения от энергии единичного удара для различных видов рабочего инструмента. Доказано, что рабочий инструмент эллипсоидного типа обладает свойствами как сферического, так и клинового инструментов. Удельная энергоемкость разрушения гранита эллипсоидным инструментом на 30÷50 % меньше, чем сферическим.
4. На основании теории Герца определена зависимость контактных напряжений в рабочем инструменте, имеющем различные радиусы кривизны в рабочей части. Адекватность формулы для определения контактных напряжений проверена с помощью метода конечных элементов. Расхождение результатов не превышает 12 %.

Наибольший уровень напряжений, не превышающий 200 МПа, локализуется в зоне ударного взаимодействия инструмента и негабарита. В остальной части инструмента напряжения существенно ниже.

5. Разработана методика определения параметров рабочей части эллипсоидного инструмента. По экспериментальным данным, приведенным в известных работах, установлена зависимость модуля упругости горных пород от прочности, позволяющая определить геометрические параметры рабочего органа, обеспечивающего для данных горных пород минимальную энергоемкость.
6. Результаты работы использованы при проектировании установки для дробления негабаритов горных пород в ООО «Уральские технологии бурения» (г. Екатеринбург).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Абовский Н. П., Андреев Н. П., Деруга А. П.* Вариационные принципы теории упругости и теории оболочек. М.: Наука, 1978. 288 с.
2. *Алабужев П. М., Стахановский Б. Н., Шпигельбурд И. Я.* Введение в теорию удара. Новосибирск, Изд-во НЭТИ, 1970. 158 с.
3. *Александров Е. В.* Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский. М.: Наука, 1969. 201 с.
4. *Алиев Ж. А.* Исследование разрушения негабаритов с целью создания навесного гидропневматического бутобоя: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Караганда, 1971. 22 с.
5. *Алимов О. Д.* Исследование процессов разрушения горных пород при бурении шпуров. Томск: Изд-во Томского гос. ун-та, 1960. 89 с.
6. *Андреев С. Е.* О законах дробления // Горный журнал. 1962. № 4. С. 66-70.
7. *Афанасьев А. И., Федосеев А. П.* Контактные напряжения в эллиптическом рабочем инструменте машины для разрушения негабаритов // Фундаментальные исследования, 2014. № 9 (часть 3). С. 497-500. URL: www.rae.ru/fs/?section=content&op=show_article&article_id=10004142.
8. *Афанасьев А. И., Чернышов А. А.* Энергоэффективность машин ударного действия // Горные машины и автоматика. 2002. № 9. С. 37-39.
9. *Барон Л. И., Веселов Г. М., Коняшин Ю. Г.* Экспериментальные исследования процессов разрушения горных пород ударом. М.: Изд-во АН СССР, 1962. 217 с.
10. *Барон Л. И., Глатман Л. Б.* Контактная прочность горных пород. М.: Недра, 1966. 228 с.
11. *Барон Л. И., Коняшин Ю. Г.* Научные основы рациональных режимов разрушения горных пород механическими способами при динамическом приложении нагрузок. М.: Изд-во ИГД АН СССР, 1966. 56 с.

12. *Барон Л. И., Кунтыш М. Ф., Мохначев М. П.* Исследования влияния скорости приложения нагрузки на прочность горных пород при сжатии. М.: ИГД им. А. А. Скочинского, 1968. 129 с.
13. *Барон Л. И., Орлов Р. В., Курбатов В. И.* Определение энерго-емкости разрушения образцов горных пород ударными нагрузками // Горный журнал, 1959. № 12. С. 53-56.
14. *Барон Л. И., Хмельковский И. Е.* Разрушаемость прочност горных пород свободным ударом. М.: Наука, 1971. 168 с.
15. *Басов К. А.* ANSYS в примерах и задачах. М.: Компьютер-пресс, 2002. 224 с.
16. *Басов К. А.* ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005. 640 с.
17. *Басов К. А.* ANSYS и LMS Virtual Lab. Геометрическое моделирование. М.: ДМК Пресс, 2006. 240 с.
18. *Басов К. А.* ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, Серия «Проектирование», 2011. 640 с.
19. *Беляев Н. М.* Соппротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.
20. *Берсенева В. С.* Разрушение углей ударом. В кн.: Записки Ленинградского горного инс-та. Т. X, вып. I. Гидромеханизация горных работ. 1959. 41 с.
21. *Бидерман В. Д.* Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. 416 с.
22. *Бидерман В. Д.* Теория механических колебаний. М.: Машиностроение, 1980. 408 с.
23. *Биргер И. А.* Прочность и надежность машиностроительных конструкций. Избранные труды. Уфа, 1998. 352 с.
24. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.* Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
25. *Бобряков А. П., Покровский Г. Н., Серпентинов Б. Н.* О механизме разрушения образцов конечных размеров ударником клиновидной формы // Во-

просы механизма разрушения горных пород. Новосибирск: ин-т горного дела СОР АН СССР, 1978. С. 118-125.

26. *Борисов А. А.* Разрушение углей и горных пород ударной нагрузкой. В кн.: Расчеты, конструирование и испытания горных машин. М.: Углетехиздат, 1955. С. 5-49.

27. *Боярских Г. А., Мамонтов Н. П., Федосеев А. П.* Аналитическая оценка энергоемкости разрушения кусков горных пород малоцикловыми ударными нагрузками. Материалы международной научно-технической конференции «Научные основы и практика переработки руд и техногенного сырья». Екатеринбург: Изд-во «Форт Диалог-Исеть», 2008. С. 289-293.

28. *Боярских Г. А., Мамонтов Н. П., Федосеев А. П.* Исследование параметров формы инструмента и энергии ударного разрушения негабаритного куска породы. Материалы уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 2008. С. 166-168.

29. *Боярских Г. А., Мамонтов Н. П., Федосеев А. П.* Взаимосвязь времени разрушения с объемом горной породы. Материалы уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 2009. С. 200-201.

30. *Боярских Г. А., Мамонтов Н. П., Федосеев А. П.* Экспериментальное исследование установки с дизель-молотом ДМ-150 для разрушения негабаритов. Материалы уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 2010. С. 351–354.

31. *Боярских Г. А., Симисинов Д. И.* Ретроспективный анализ исследований и предпосылки обеспечения надежности бурового инструмента // Известия вузов. Горный журнал. 2009. № 7. С. 58-65.

32. *Боярских Г. А., Хазин М. Л., Симисинов Д. И.* Моделирование напряженно-деформированного состояния трибосопряжений горных машин // Известия вузов. Горный журнал. 2007. № 3. С. 99-104.

33. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности / пер. с англ. М.: Мир, 1987. 542 с.

34. *Виброметод разработки мерзлых грунтов* / Н. С. Шкуренко, А. В. Рахлин, М. Д. Спектор [и др.] М., Стройиздат, 1965. 183 с.
35. *Вихляев А. А., Каменев В. В., Федулов А. И.* Ударное дробление крепких материалов. Новосибирск, Наука, 1969. 159 с.
36. *Габдрахманов С. Б.* Исследование влияния скорости деформирования на сопротивляемость горных пород разрушению при ударном бурении шпуров и скважин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: 1971. 13 с.
37. *Галлагер Р.* Метод конечных элементов. Основы / пер. с англ. М.: Мир, 1984. 428 с.
38. *Геронтьев В. И., Кальницкий Я. Б., Берсенев В. С.* Некоторые итоги исследований разрушения углей в массиве ударной нагрузкой // В кн.: Вопросы разрушения и давления горных пород. М., 1955. С. 96-112.
39. *Головин Г. И., Падуков В. А.* Некоторые вопросы ударного разрушения горных пород // Известия вузов. Горный журнал. 1962. № 4. С. 85-91.
40. *Гольдсмит В.* Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. М.: Изд-во литературы по строительству, 1965. 447 с.
41. *Гофман М. С., Шабалин К. Н.* О дроблении тел свободным ударом // Горный журнал. 1964. № 3. С. 64-67.
42. *Давиденков Н. Н.* Динамическое испытание металлов. Л. М.: ОНТИ, 1936. 395 с.
43. *Демидов С. П.* Теория упругости. М.: Высшая школа, 1979. 432 с.
44. *Детали машин.* В. А. Добровольский [и др.]. М.: Машиностроение, 1972. 502 с.
45. *Динник А. Н.* Удар и сжатие упругих тел. Избр. тр. Т. I. Киев: Изд-во АН УССР, 1952, 150 с.
46. *Дмитревич Ю. В.* Сменный инструмент гидромолота // Основные средства, М., 2010. № 4.
URL:http://www.os1.ru/article/service/2010_01_A_2010_05_11-18_06_42/.
47. *Дмитревич Ю. В.* Современные отечественные и зарубежные свайные дизель-молоты. М., 1990. 17 с.

48. *Журавлев В. Н., Николаева О. И.* Машиностроительные стали: справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. 391 с.
49. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 473 с.
50. *Зенкевич О., Морган К.* Конечные элементы и аппроксимация / пер. с англ. М.: Мир, 1986. 318 с.
51. *Иванов М. Н.* Детали машин. М.: Высшая школа, 1991. 383 с.
52. *Импульсный электромагнитный привод.* Сборник научных трудов ИГД СО АН СССР / под ред. Н. П. Ряшенцева. Новосибирск, 1988. 163 с.
53. *Инженерные методы исследования ударных процессов* / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. М.: Машиностроение, 1977. 240 с.
54. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench*, часть 1: уч. пособие. В. Н. Бруяка, В. Г. Фокин [и др.]. Самара, Самар. гос. техн. ун-т, 2010. 269 с.
55. *Исследование напряженно-деформированного состояния элементов конструкции сваебойного трубчатого дизель-молота* // И. Н. Будилов, Б. И. Гурьев [и др.]. Уфа. Вестник УГАТУ. 2008. Т. 11, № 2 (29). С. 90-96.
56. *Исследование рабочего процесса электромагнитного молота.* А. И. Афанасьев, А. А. Чернышов [и др.] // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия. Материалы международного научного симпозиума. Орел, 2000. С. 289-290.
57. *К вопросу разрушения хрупкого тела.* В кн.: Совершенствование техники и технологии бурения. А. С. Гришин, Р. М. Эйгелес [и др.]. Труды ВНИИБТ, вып.1, М.: 1958. С. 131-133.
58. *Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олфеева М. А.* ANSYS в руках инженера: практ. руководство. М.: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
59. *Карзов Г. П., Марголин Б. З., Швецова В. А.* Физико-механическое моделирование процессов разрушения. СПб.: Политехника, 1993. 391 с.

60. *Кильчевский Н. А.* Теория соударений твердых тел / Н. А. Кильчевский. Академия наук украинской ССР, институт механики. Киев: Наукова думка, 1969. 246 с.
61. *Кориунов А. Н.* Разрушение подмосковного ископаемого угля при динамическом воздействии горной машины. М., Изд-во Московского горного института, 1958. 44 с.
62. *Кудрявцев В. Н.* Детали машин: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 464 с.
63. *Кутузов Б. Н.* Взрывное и механическое разрушение горных пород. М.: Недра, 1973. 312 с.
64. *Кучерявый Ф. И., Кожушко Ю. М.* Разрушение горных пород. М.: Недра, 1972. 240 с.
65. *Латышев О. Г.* Разрушение горных пород. М.: Теплотехника, 2007. 672 с.
66. *Мавлютов Р. Р.* Концентрация напряжений в элементах конструкций. М.: Наука, 1996. 240 с.
67. *Малютин Л. Г.* Ударная сила // Основные средства, 2005. № 1. URL: http://www.os1.ru/article/service/2005_01_A_2005_03_10-15_25_40/.
68. *Машина ударного действия*: а.с. № 1456554 СССР, МКИ 5E21C 3/16 / В. М. Борисов [и др.], опубл. в БИ № 5, 1989.
69. *Машины ударного действия для разрушения горных пород* / Д. П. Лобанов, В. Б. Горовиц, Е. Г. Фонберштейн [и др.]. М.: Недра, 1983. 152 с.
70. *Медведев И. Ф., Пуляев А. И.* Вращательно-ударное бурение шпуров и скважин. М., Госгортехиздат, 1962. 208 с.
71. *Медведко А. М.* О механизме разрушения горных пород при бурении // Горный журнал. 1947. № 12. С. 26-30.
72. *Механизмы и машины ударного периодического и вибрационного действия* / Материалы междунар. научного симпозиума. 22-24 ноября 2000. Орел, ОрелГТУ, 420 с.

73. *Механические и абразивные свойства горных пород* / Л. А. Шрейнер, Н. Н. Павлова, Б. В. Байдюк, В. М. Якушев. М: Гостоптехиздат, 1958. 202 с.
74. *Механические свойства горных пород при вдавливании и их практическое использование: сборник материалов / под общей редакцией проф. Л. А. Шрейнера.* М.: 1965. 273 с.
75. *Миндели Э. О.* Разрушение горных пород. М.: Недра, 1975. 600 с.
76. *Митчелл Э., Уэйт Р.* Метод конечных элементов для уравнений с частными производными / пер. с англ. М.: Мир, 1981. 216 с.
77. *Морозов Е. М., Муйземнек А. Ю., Шацкий А. С.* ANSYS в руках инженера. Механика разрушения. Изд-во «Ленанд», 2010. 456 с.
78. *Мохначев М. П., Пристаиш В. В.* Динамическая прочность горных пород. М.: Наука, 1982. 141 с.
79. *Никифоровский В. С., Шемякин Е. И.* Динамическое разрушение твердых тел. Новосибирск: Наука, 1979. 272 с.
80. *Нисневич М. Л., Ратьковский Л. П.* Обогащение нерудных строительных материалов. М.: Госстройиздат, 1963. 284 с.
81. *Оберт Л.* Хрупкое разрушение горных пород. Разрушение. Ред. Г. Либовиц. Т. 7. Разрушение неметаллов и композитных материалов, Ч. 1. Неорганические материалы М.: Мир, 1976. С. 59-128.
82. *Остроушко И. А.* Разрушение горных пород при бурении. М.: Госгеоллиздат, 1952. 254 с.
83. *Павлова Н. Н.* Разрушение горных пород при динамическом нагружении / Н. Н. Павлова, Л. А. Шрейнер. М.: Недра, 1964. 160 с.
84. *Павлова Н. Н., Шрейнер Л. А., Портнова А. Т.* Экспериментальные исследования механических свойств горных пород при динамическом вдавливании // В кн.: Вопросы деформации и разрушения горных пород при бурении. М., 1961. 111 с.
85. *Пановко Я. Г.* Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. 223 с.

86. *Покровский И. С.* Теория ударного бурения // Горный журнал. 1949. № 12. С. 10-14.
87. *Протасов Ю. И.* Разрушение горных пород. М.: Изд. МГГУ, 2001. 453 с.
88. *Пучков Я. М., Сироткин А. И.* Зависимость среднего диаметра куска взорванной горной массы от выхода негабаритной фракций. Тр. ИГД МЧМ СССР, № 45, 1974. С. 41-45.
89. *Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов.* В. И. Мяченков, В. П. Мальцев, В. П. Майборода [и др.]: справочник, М.: Машиностроение, 1989. 520 с.
90. *Рахматулин Х. А., Демьянов В. А.* Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. М.: Физматгиз, 1961. 399 с.
91. *Решение математических задач средствами Excel:* практикум / В. Я. Гельман. СПб.: Питер, 2003. 240 с.
92. *Ржевский В. В., Новик Г. Я.* Основы физики горных пород. М.: Недра, 1978. 389 с.
93. *Розин Л. А.* Метод конечных элементов в применении к упругим системам. М.: Стройиздат, 1977. 128 с.
94. *Рудой И. Б., Юдаев М. М.* Имитационное моделирование рабочего процесса штангового дизель-молота // Ползуновский вестник. 2006. № 4. С. 157-160.
95. *Самый мощный в мире молот-разрушителей будет представлен на российском рынке* // Горная промышленность. 2007. № 4. С. 48-49.
96. *Севастьянов В. С.* Стойкость инструмента и основные закономерности процесса ударного скола горных пород. М.: Изд. АН СССР, 1959. 30 с.
97. *Секулович М.* Метод конечных элементов / пер. с сербского. М.: Стройиздат, 1993. 664 с.
98. *Симкин Б. А., Кутузов Б. Н., Буткин В. Д.* Справочник по бурению на карьерах. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 224 с.

99. *Смородинов М. И., Ерофеев Л. В., Вязовикин В. Н.* Сваебойное оборудование. М.: Машиностроение, 1967. 180 с.
100. *Соколинский В. Б.* Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования). М.: Машиностроение, 1982. 184 с.
101. *Тимофеев О. В.* Исследование разрушения горных пород крупным сколом при ударном приложении нагрузки: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1957. 17 с.
102. *Ударное устройство для дробления негабарита горных пород:* а. с. № 1379456 СССР, МКИ 5E21C 3/16 / Ю. Ф. Кабачков [и др.], опубл. в БИ № 9, 1988.
103. *Устройство ударного действия:* пат. Рос. Федерации на полезную модель № 131788; опубл. 27.08.13 Бюл. № 24. 2 с.
104. *Устройство ударного действия для дробления негабаритных горных пород:* а. с. № 927994 СССР, МКИ 5E21C 3/16 / Ю. Ф. Кабачков [и др.], опубл. в БИ № 18, 1982.
105. *Устройство ударного действия для дробления негабарита горных пород:* а. с. № 1146436 СССР, МКИ 5E21C 3/16 / Кабачков Ю. Ф. [и др.], опубл. в БИ № 11, 1985.
106. *Ушаков Л. С., Котылев Ю. Е., Кравченко В. А.* Гидравлические машины ударного действия. М: Машиностроение, 2000. 416 с.
107. *Федосеев А. П.* Моделирование энергоэффективности ударного разрушения дизель-молотом негабаритов горной массы в промышленных условиях // Известия вузов. Горный журнал. 2012. № 2. С. 114-117.
108. *Федосеев А. П.* Напряженно-деформированное состояние ударника для дробления негабаритов горных пород при динамическом нагружении / Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. № 12. С. 156-159.
109. *Федосеев А. П.* Экспериментальное исследование форм инструмента для ударного разрушения отдельных кусков горных пород / Сборник трудов XII междунар. научно-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека», Технологиче-

ское оборудование для горной и нефтегазовой промышленности, 24–25 апреля 2014. С. 130-133.

110. *Федосеев А. П., Боярских Г. А.* Определение геометрических параметров рабочей части ударника для дробления негабаритов горных пород на основании расчета на статическую прочность // Известия вузов. Горный журнал. 2013. № 6. С. 114-118.

111. *Филин А. П.* Прикладная механика твердого деформируемого тела. М.: Наука, 1975. 832 с.

112. *Флетчер К.* Численные методы на основе метода Галеркина. М.: Мир, 1988. 352 с.

113. *Хечумов Р. А., Кеттлер Х., Прокофьев В. И.* Применение метода конечных элементов к расчету конструкций. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 1994. 352 с.

114. *Чехутская Н. Г.* Выбор рациональных параметров динамической системы ударного действия: автореф. дис. ... канд. техн. наук: Орел, 2004. 18 с.

115. *Чигарев А. В., Кравчук А. С., Смалюк А. Ф.* ANSYS для инженеров: справ. пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.

116. *Чупров И. В.* Исследование взаимосвязи параметров электромагнитных молотов с физико-механическими свойствами горных пород при дроблении негабаритов. автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екате-ринбург, УГГУ. 2006. 20 с.

117. *Шрейнер Л. А.* Физические основы механики горных пород. М.-Л.: Гостоптехиздат, 1950. 212 с.

118. *Шрейнер Л. А., Петрова О. П.* Зоны пластической деформации и механизм разрушения пластичных горных пород при вдавливании // В кн. «Вопросы деформации и разрушения горных пород при бурении». М., 1961. 111 с.

119. *Эйгелес Р. М.* Экспериментальные исследования процесса динамического разрушения горных пород / Р. М. Эйгелес, Ю. А. Боксерман // Труды ВНИИБТ. Разрушение горных пород. М., 1975. Вып. 33 С. 100-104.

120. *Электродинамический ударный механизм:* а. с. № 1312164 СССР, МКИ. 5E21C 3/16 / Б. Н. Стихановский; опубл. в БИ № 19, 1987.

121. *Электромагнитные молоты* // под ред. Н. П. Ряшенцева. Новосибирск, Наука, 1979. 267 с.

122. *Электромагнитный молот*: а. с. № 1435708 СССР, МКИ Е 02Д 7/06; 5Е21С 3/16 / Н. П. Ряшенцев [и др.], опубл. в БИ № 41, 1988.
123. *Электромагнитный молот*: а. с. №1458504 СССР, МКИ Е 02Д 7/06; 5Е21С 3/16 / Н. П. Ряшенцев [и др.], опубл. в БИ № 6, 1989.
124. *Электромагнитный ударный механизм*: пат. 2096610. Россия. С1 6 Е 21 С 3/16, е 02 F 5/18/ А. И. Афанасьев, В. И. Сайтов. 94044697; заявл. 19. 12.
125. *Электромагнитный ударный механизм* / А. И. Афанасьев, А. А. Чернышов [и др.]. Патент РФ № 2217592. С2 7 Е 21 С 37/18, Е 02 F 5/32; опубл. 27.11.2003 Бюл. № 33.
126. *Электроударный механизм*: а. с. №1027384 СССР, МКИ 5Е21С 3/16 / П. Г. Гаев [и др.], опубл. в БИ № 25, 1983.
127. *Ягодкин Г. П., Мохначев М. П., Кунтыш М. Ф.* Прочность, деформируемость горных пород в процессе их нагружения. М., Наука, 1971. 125 с.
128. *Ягунов А. В., Немерцалов Л. М., Пасиченко Ю. К.* Рациональный выход негабарита при отбойке горных пород открытым способом. Колыма, 1978. № 6. С. 19-21.
129. *Ярошев Д. М.* Проблемы комплексной механизации и энергетический метод. М.: Стройиздат, 1964. 187 с.
130. *ANSYS User`s Manual for version 14.0. Theory.* 231 с.
131. *LS-DYNA Keyword user`s manual. July 2006. Version 971.– Livermore Software Technology Corporation,* 2006. 451 с.
132. *LS-DYNA Theoretical manual. November 2005. Compiled by John O. Hallquist, Livermore Software Technology Corporation,* 2005. 512 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 131788

УСТРОЙСТВО УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Патентообладатель(ли): **Федосеев Алексей Петрович (RU), Юдаев Марат Магсумович (RU)**

Автор(ы): **Федосеев Алексей Петрович (RU), Боярских Геннадий Алексеевич (RU), Мамонтов Николай Прокопьевич (RU), Юдаев Марат Магсумович (RU)**

Заявка № 2012146966

Приоритет полезной модели 02 ноября 2012 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 27 августа 2013 г.

Срок действия патента истекает 02 ноября 2022 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.И. Симонов



ПРИЛОЖЕНИЕ 2

УТВЕРЖАЮ

Директор

ООО «Уральские технологии
бурения»В. А. Чуркин
2014 г.

АКТ

использования результатов диссертационной работы Федосеева Алексея Петровича «Выбор рациональных параметров ударного инструмента для дробления негабаритов»

В ООО «Уральские технологии бурения» используется методика расчета параметров рабочего инструмента дизель-молота для разрушения негабаритов;

Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов диссертационной работы составляет 11350 руб. на один породоразрушающий инструмент для одной установки.

Директор
ООО «Уральские технологии бурения»

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'В. А. Чуркин', written over the text of the director's name.

В. А. Чуркин