

## ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ НЕГАБАРИТОВ В ПОДЗЕМНЫХ УСЛОВИЯХ РУДНИКОВ КОМПАНИИ «ДЕ БИРС»

Обоснована необходимость применения невзрывных способов разрушения негабаритов кимберлитовых пород в подземных условиях рудников компании «Де Бирс». Рассмотрены преимущества гидравлических молотов в качестве исполнительных органов устройств для разрушения негабаритов на подвижной базе. Выбрано и обосновано оптимальное соотношение массы поршня-ударника и рабочего инструмента для исполнительного органа устройства для разрушения негабарита.

The article is devoted to the necessity of expansion of non-blasting methods' utilization for breaking the kimberlitic oversize in underground conditions of De Beers' mines. The advantages of hydraulic hammers as executive device of mobile rock breaker are shown. The optimal ratio between weights of hammer piston and operating tool is chosen and substantiated.

Одним из широко применяемых способов разработки кимберлитовых трубок является блоковое обрушение. Использование такой технологии при разработке алмазосодержащих пород сопряжено с выходом негабаритных кусков и решением задач по их вторичному дроблению в подземных условиях.

Так, на алмазном руднике Финч компании «Де Бирс» в ЮАР негабаритные куски кимберлита разрушают на пункте выпуска руды взрывными способами, а при поступлении негабарита на дробилку – с помощью стационарного гидромолота. Использование взрывных способов разрушения негабарита требует соблюдения специальных мер безопасности и вызывает простои оборудования. Вторичное дробление на решетке приемного бункера дробилки также вызывает простои технологической цепочки. Ситуация усугубляется стесненностью подземных выработок и требует адаптации технических средств для механизации невзрывных способов разрушения негабаритов в подземных условиях. Учитывая тот факт, что негабаритные куски могут появляться в разных местах обрабатываемого блока, наиболее рационально применение для их разрушения мобильных устройств.

По воздействию энергии на породу невзрывные способы можно разделить на две большие группы. В первой группе используется воздействие на породу через стенки шпуров, в результате чего в ней возникают растягивающие напряжения, что ведет к снижению энергозатрат на разрушение [2]. Однако разработка устройств для их реализации требует задействования как минимум двух типов оборудования – для получения шпура и собственно силового воздействия. Это ведет к усложнению конструкции таких устройств, снижению их надежности, увеличению времени разрушения негабарита.

Ко второй группе относятся способы, оказывающие воздействие непосредственно на поверхность разрушаемого куска или массива. Большинство таких способов (электрические, магнитные, тепловые, термодинамические и др.) проходят лабораторные исследования и не нашли практического применения на горных предприятиях. К этой же группе следует отнести механический способ дробления негабаритных кусков падающим грузом, использование машин ударного действия (молотов) [2]. Долгое время из-за несовершенства конструкции, недолговечности инструмента и отсутствия подходящих манипуляторных

установок и базовых машин они не находили широкого применения. Однако за последние десятилетия ситуация изменилась и эти технические трудности были преодолены. В настоящее время на горных предприятиях и в строительстве повсеместно используется широкий типоразмерный ряд таких устройств.

Механический удар является перспективным способом для разрушения пород повышенной крепости ( $\sigma_{сж} \geq 60$  МПа), так как по энергоемкости разрушения (17-25 Дж/см<sup>3</sup>) уступает только взрыву (6 Дж/см<sup>3</sup>), обеспечивает высокую концентрацию нагрузки на локальном участке и экономически целесообразную производительность [3]. Активное развитие гидропривода обеспечивает создание мощного и компактного ударного устройства, поэтому представляется возможным создать высокоэффективные ударно-скалывающие исполнительные органы технологических машин, в частности, для дробления негабарита в подземных условиях на подвижной базе.

Основными трудностями при создании машин ударного действия на подвижной базе являются стесненность выработок, необходимость соблюдения приемлемого для здоровья работников уровня шума и некоторые другие. Гидравлические молоты имеют ряд преимуществ перед другими типами молотов. Они маневренны, малозумны, легко совместимы с гидроприводом базовых шасси. Мировые производители гидравлических молотов идут по пути дальнейшего увеличения их производительности (энергии единичного удара) при одновременном уменьшении их размеров.

На руднике Финч (ЮАР) в настоящее время негабаритные куски крепких пород разрушают на пункте выпуска руды взрывными способами, а при поступлении негабарита на дробилку – с помощью стационарного гидромолота. Это в первую очередь обусловлено тем, что обычно максимально допустимые габариты рудных кусков для грузо-доставочных машин больше, чем соответствующие размеры для подземных дробилок. Из-за этого часто возникает необ-

ходимость дробления негабаритов в зоне подземной дробилки с использованием стационарного гидромолота и остановки производственного цикла. Имеются данные, что указанные простои в месяц составляют порядка 6-10 рабочих часов. За это время только прямые потери в виде непоставленной руды составили около 300 тыс. дол. США. Стоит также учесть потери из-за простоя оборудования и т.п. Полностью отказаться от применения стационарного гидромолота на практике вряд ли возможно, но снижение частоты его использования резко повышает эффективность производства. Разумной альтернативой во многих случаях стало бы внедрение гидромолота на передвижной базе. Данный способ вкуче с эмульсионным взрыванием труднодоступных негабаритных кусков позволяет практически отказаться от использования традиционных буровзрывных способов.

Для создания эффективно работающей машины необходимо, чтобы каждый элемент системы (базовая машина, манипулятор, гидросистема, гидромолот и т.д.) отвечал специальным требованиям, определяемым условиями работы. Основным требованием к гидромолотам является увеличение их производительности (энергии единичного удара) при одновременном уменьшении их размеров.

В гидромолотах определяющее значение для передачи энергии, затрачиваемой на разрушение горной породы, и ее части, возвращающейся с поршнем-бойком, имеют соотношение масс бойка и рабочего инструмента, а также коэффициент восстановления соударяющихся тел. Количественную сторону этого процесса характеризует КПД. Наиболее нагруженной деталью ударного механизма является рабочий инструмент, масса которого в конечном итоге определяется количеством энергии, передаваемой им на негабарит. Для проведения расчетов, связанных с выбором оптимальной массы ударного механизма, удобно задаваться массой рабочего инструмента  $M$  и, исходя из ее численного значения, определять массу бойка  $m$ . Для этого необходимо вывести зависимость меж-

ду кинетической энергией, передаваемой на негабарит, и массой поршня-бойка. В соответствии с теоремой Карно энергия, теряемая системой при абсолютно неупругом ударе, равна кинетической энергии системы, движущейся с потерей скорости:

$$T_a^* = T_1 - T_2 = \frac{m}{2} \left( \Delta u^2 - \frac{\Delta v^2}{\xi} \right), \quad (1)$$

где  $T_1, T_2$  – кинетическая энергия бойка соответственно до и после удара;  $u, v$  – скорость соответственно бойка и рабочего инструмента;  $\Delta u$  – потери скорости бойка,  $\Delta u = u_1 - u_2$ ;  $u_1, u_2$  – скорость бойка соответственно до и после удара;  $\Delta v$  – потери скорости рабочего инструмента,  $\Delta v = v_1 - v_2$ ;  $v_1, v_2$  – скорость рабочего инструмента соответственно до и после удара;  $\xi$  – безразмерная величина,  $\xi = m/M$  [1].

При коэффициенте восстановления  $k$ , равном нулю,  $u_2 = v_2$ . Если коэффициент восстановления  $k \neq 0$ , то энергия, теряемая системой тел при ударе, определяется из выражения

$$T_1 - T_2 = \frac{1-k}{1+k} T_0^* \quad (2)$$

и составляет часть кинетической энергии, соответствующую потере скорости, с учетом коэффициента восстановления. При абсолютно упругом ударе  $T_1 - T_2 = 0$ . При  $k = 0$  имеет место соотношение  $T_1 - T_2 = T_0^*$ , т.е. кинетическая энергия системы тел вся или частично переходит в другие виды энергии и расходуется на деформацию тел. Примем, что при работе ударных машин инструмент всегда имеет скорость  $v_1 = 0$ , а скорость бойка  $u_1$  может быть всегда определена. Поэтому целесообразно кинетическую энергию выразить через начальную скорость бойка и рабочего инструмента:

$$T_0^* = \frac{m(1+k)^2}{2(1+\xi)} (u_1 + v_1)^2. \quad (3)$$

В связи с этим формула (2) для определения значения кинетической энергии в об-

щем случае удара системы тел при  $k \neq 0$  примет следующий вид:

$$T_1 - T_2 = \frac{m(1-k)^2}{2(1+\xi)} (u_1 + v_1)^2. \quad (4)$$

Для случая, когда инструмент неподвижен, т.е.  $v_1 = 0$ , имеем:

$$T_1 - T_2 = \frac{m(1-k)^2}{2(1+\xi)} u_1^2. \quad (5)$$

Таким образом, из формулы (5) определяем зависимости между массой поршня-бойка и передаваемой им кинетической энергией до и после удара:

$$T_1 = \frac{m u_1^2}{2}; \quad T_2 = \frac{\xi + k^2}{\xi + 1} T_1.$$

Рассмотрим два случая соударения бойка и рабочего инструмента. Первый случай аналогичен ковке металла, когда теряемая кинетическая энергия является полезной. Тогда коэффициент полезного действия определяется из отношения

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{1-k^2}{1+\xi}. \quad (6)$$

Из формулы (6) следует, что максимальный КПД будет иметь место при  $\xi \rightarrow 0$ , т.е. при  $M \gg m$ . Практический интерес представляет второй случай, когда отношение масс  $\xi \rightarrow \infty$ , что имеет место при конструировании машин ударного действия, применяемых в проходческих комбайнах, динамических стругах, машин для дробления негабарита и т.д. Коэффициент полезного действия определяем из выражения

$$\eta = \frac{T_2}{T_1} = \frac{k^2 + \xi}{1 + \xi}, \quad (7)$$

где значения  $T_1, T_2$  взяты из выражения (5). Заметим, что полезным будет запас кинетической энергии в системе «боек – рабочий инструмент», оставшийся после соударения тел и идущий в дальнейшем на разрушение горной породы. При этом часть энергии переходит в тепло и тратится на остаточную деформацию соударяющихся поверхностей.

Из формулы (7) следует, что

$$\lim_{\xi \rightarrow 0} \eta = \lim_{\xi \rightarrow 0} \frac{k^2 + \xi}{1 + \xi} = k^2; \quad \lim_{\xi \rightarrow \infty} \eta = \lim_{\xi \rightarrow \infty} \frac{k^2 + \xi}{1 + \xi} = 1.$$

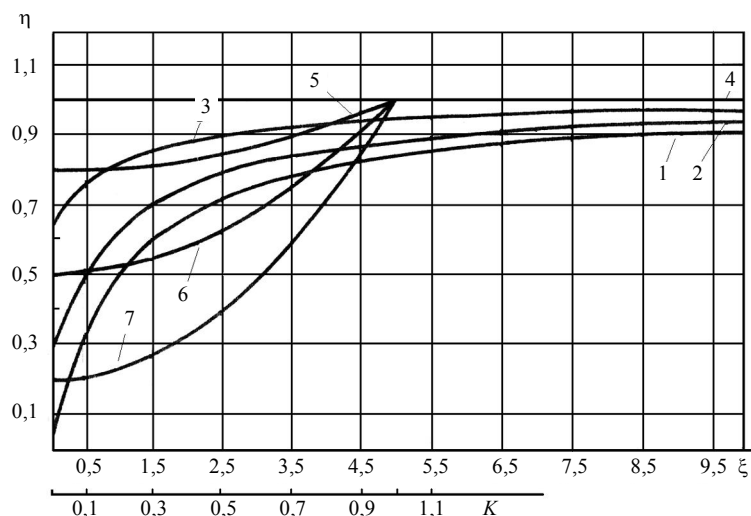
Таким образом, при изменении  $\xi$  в промежутке  $[0, \infty]$  КПД меняется в промежутке  $[k, 1]$ . Если  $\xi \rightarrow \infty$ , то или масса бойка бесконечно мала по сравнению с массой инструмента, или масса инструмента бесконечно велика по сравнению с массой бойка, т.е.  $m \ll M$ . Тогда  $\eta = 1$ , если  $k = 1$ .

В случае, когда  $M \gg m$ , т.е.  $\xi \rightarrow 0$ , КПД в пределе равен единице независимо от значения коэффициента восстановления. При этом боек и рабочий инструмент после соударения продолжают двигаться вместе, реализуя общую кинетическую энергию на разрушение породы. Из этого можно сделать практический вывод о целесообразности создания составного рабочего инструмента, отдельные части которого соединяются между собой упругим звеном различной жесткости. Основная часть инструмента будет составлять с породой тело бесконечно большой массы, а хвостовик – тело малой массы, по которому боек наносит удар. Упругое звено позволит осуществить предварительное поджатие инструмента к забою, а затем нанести окончательный удар. Необходимо, чтобы выполнялось неравенство  $m \gg M$ , так как при этом вся кинетическая

энергия, запасенная бойком и инструментом, переходит в работу по разрушению горной породы, исключая затраты энергии на возврат бойка в исходное положение.

Для определения оптимального соотношения между массой бойка и рабочего инструмента построим графики изменения КПД ударной машины в зависимости от изменения массы бойка  $m$  при различных значениях коэффициента восстановления  $k$ . Полученные зависимости  $\eta_i = f(m)$  при  $k = [0 \div 1]$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$  и  $M = 10$  кг представлены на рисунке. Кроме того,  $\eta$  зависит от коэффициента восстановления  $k$  (кривые 5, 6, 7;  $\eta_j = \varphi(k)$ ,  $j = 5, 6, 7$ , соответственно, при  $\xi = 4$ ,  $\xi = 1$ ,  $\xi = 0,25$ ) [1].

При изменении  $\xi$  кривые  $\eta_j = \varphi(k)$  изменяются незначительно, а все семейство кривых при различных значениях  $\xi$  проходит через точку (1, 1) и ниже прямой 4 пересекает ось, представляющую собой график уравнения  $\eta_i = f(m) = 1$  при  $k = 1$ . Из анализа графиков следует, что КПД увеличивается с увеличением массы бойка независимо от коэффициента восстановления. Масса бойка должна быть не менее чем в три раза больше массы рабочего инструмента ( $\xi > 3$ ). Дальнейшее увеличение  $\xi$ , особенно после значений  $\xi = 5$ , дает незначительное повышение КПД [1].



Зависимость КПД от массы бойка  $m$  и коэффициента восстановления  $k$

1, 2, 3, 4 –  $M = 10$  кг;  $k$  соответственно равен 0; 0,5; 0,8; 1,0; 5 –  $\xi = 4$ ; 6 –  $\xi = 1$ ; 7 –  $\xi = 0,25$

В результате теоретических исследований взаимодействия бойка и рабочего инструмента можно сделать следующие выводы. Во-первых, в гидромолотах отношение массы бойка к массе рабочего инструмента должно быть больше трех ( $\xi > 3$ ). Во-вторых, для увеличения КПД ударных машин для дробления негабарита необходимо, чтобы инструмент состоял из двух частей, соединенных между собой упругой средой определенной жесткости, которая соответствует крепости разрушаемого материала.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 977751 СССР. Устройство ударного действия / И.П.Сорокин, А.Я.Рогов, Ю.С.Буслаев, М.С.Лукашин. Бюл. изобр. 1982. № 44.
2. Корсаков П.Ф. Конструктивные схемы рабочих органов машин для невзрывного разрушения негабаритов / П.Ф.Корсаков, С.Л.Иванов; Зап. ЛПИ. 1984. Т.99. С.105-111.
3. Кравченко В.А. Создание технологических машин с ударно-скалывающим исполнительным органом / В.А.Кравченко, Л.С.Ушаков, Д.А.Юрьев // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия; ОрелГТУ. 2003. С 24-29.

Научный руководитель д-р т. н. проф. *С.Л.Иванов*