

П.М. Вержанский, М.И. Маслов**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ
ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА
ПРИ РАЗРУШЕНИИ ЗАБОЯ РЕЗАНИЕМ***

Рассмотрены вопросы определения энергоемкости разрушения массива горной породы узкозахватной выемочной машиной. Экспериментальным путем определены затраты энергии при резании горных пород. Отдельно рассмотрен вопрос об использовании для этих целей выемочной машины с вибрационным воздействием рабочего органа на забой. Приведены значения мощности и тока двигателя рабочего органа при ступенчатом увеличении его частоты вращения. Проведены имитационные исследования энергоемкости разрушения массива горной породы на блоках материала различной прочности. Получено выражение для суммарной мощности резания. Доказано, что на эффективность вибрационных воздействий на горную породу влияет величина эксцентриситета вибровозбудителя. Установлены пределы значений эксцентриситета вала вибровозбудителя. Приведены экспериментально полученные средние значения мощности, необходимой для процесса вибрационного резания. Получены зависимости коэффициента изменения мощности от угловой скорости вращения рабочего органа выемочной машины.

Ключевые слова: затраты энергии при резании горных пород, узкозахватный очистной угольный комбайн, рабочий орган, эффективность вибрационных воздействий на горную породу, эксцентриситет вала вибровозбудителя.

Энергоемкость разрушения массива горной породы является одним из основных параметром, влияющих на выбор технологии, оборудования и режимных параметров процесса добычи полезного ископаемого. В Московском государственном горном университете совместно с ОАО «Мосметрострой» проводились исследования параметров выемочной машины с вибрационным воздействием рабочего органа (РО) на массив горной породы, с целью снижения энергоемкости процесса извлечения горной породы [1], [2].

В частности, были проведены экспериментальные исследования определения энергоемкости вибрационного воздействия рабочего органа при разрушении забоя резанием. Исследования проводились при следующих регулируемых параметрах:

- Прочность материала от 2,5 до 15 МПа.

- Частота вращения электродвигателя рабочего органа от 10 до 50 (60) Гц по току или от 100 до 1000 (1100) об/мин.

- Относительная скорость вращения электродвигателей рабочего органа и вибровозбудителя от 0 до 2000 (2100) об/мин. При этом менялось направление вращения электродвигателей (сонаправленное и встречное).

На начальном этапе экспериментальных исследований эксцентриситет эксцентрикового вала вибровозбудителя составлял 7,5 мм, а скорость подачи исследуемого материала – 20 мм/с. Позднее использовались эксцентриковые валы с эксцентриситетами 1,5; 3,0; 5,0; 7,5 и 10 мм, а скорости подачи – от 7 до 20 мм/с.

* Материалы статьи докладывались на международном научном симпозиуме «Неделя горняка-2015» и рекомендованы к опубликованию в Горном информационно-аналитическом бюллетене.

Экспериментальные исследования по определению энергоемкости процесса вибрационного воздействия рабочего органа на процесс резания проводились на стенде (рис. 1) с использованием блоков разрушаемого материала различной прочности. Эти исследования выявили недостаточную для резания блоков прочностью выше 2,5 МПа мощность двигателя рабочего органа при скорости подачи 20 мм/с и блоков прочностью 10 МПа и выше при скорости подачи 7 мм/с с эксцентриситетом эксцентрикового вала вибровозбудителя 7,5 мм.

В ходе исследований установлено также, что применяемые для резания материалы блоков имеют высокую абразивность, вследствие чего и с учетом вибраций резцов происходит их повышенный износ, искрение в процессе резания, а также увеличение удельных энергозатрат [3]. В связи с этим было принято решение заменить резцы рабочего органа с наплавкой твердым сплавом резцами с металло-керамическими вставными пластинами. Такие резцы были изготовлены на основе использования режущих головок буров типа «d-00262».

В связи со значительной вязкостью выбранного для исследований материала блоков при ширине щели 60 мм между прорезаемыми резцами бороздками оставались целички породы (рис. 2). Выбранный нами шаг установки резцов для таких горных пород, как уголь и известняк ($t_{\text{опт}} =$

$= 1,5...2,0 h$, где h – глубина резания), оказался завышенным. С целью снижения энергозатрат и устранения целичков ширина щели с 60 мм была уменьшена до 30 мм и реализована двухлинейная схема размещения резцов на РО (рис. 3). Количество резцов в каждой линии резания было сокращено до двух.



Рис. 1. Общий вид рабочего органа



Рис. 2. Общий вид оставшихся целичков породы после разрушения блока рабочим органом

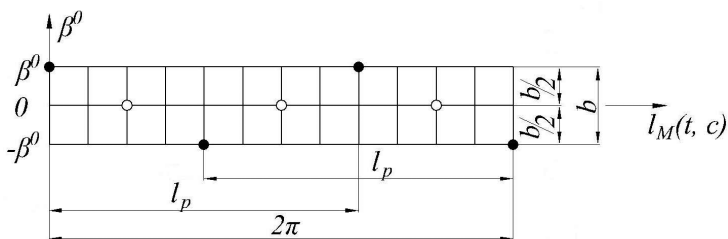


Рис. 3. Двух- и трехлинейная схемы набора режущего инструмента рабочего органа экспериментального стенда: β^0 – угол наклона резца в линиях резания; l_p – шаг между резцами в линии резания

Мощность на резание N_p складывается из мощности N_{p1} двигателя 1 рабочего органа и мощности N_{p2} двигателя 2 вибровозбудителя:

$$N_p = N_{p1} + N_{p2}. \quad (1)$$

Полная мощность каждого электродвигателя складывается из мощности в режиме холостого хода и мощности на резание:

$$\begin{aligned} N_{\Sigma 1} &= N_{PO} + N_{p1}, \\ N_{\Sigma 2} &= N_{экс.} + N_{p2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $N_{\Sigma 1}$ и $N_{\Sigma 2}$ – полные мощности соответственно электродвигателей 1 и 2; N_{p1} и N_{p2} – мощности, необходимые для резания блока, соответственно электродвигателей 1 и 2; N_{PO} и $N_{экс.}$ – мощности электродвигателей в режиме холостого хода.

Физика процесса вибрационных воздействий режущего инструмента при резании горной породы достаточно сложна и до настоящего времени не изучалась. Это не позволило, исходя из механизма процесса резания, прогнозировать теоретически эффективность процесса вибрационного резания. В связи с этим решение задачи оценки эффективности процесса вибрационного резания пришлось начинать практически с «чистого листа», опираясь на полученные экспериментально диаграммы мощности и тока двигателей рабочего органа и вибровозбудителя.

В результате анализа полученных экспериментально диаграмм мощности и значений удельных энергозатрат установлено, что на эффективность вибрационных воздействий РО на горную породу влияет величина эксцентриситета ε вибровозбудителя, т.е. амплитуда колебаний рабочего органа, и заданная величина скорости подачи v_n рабочего органа. Принимая $v_n = \text{const}$ (что имело место в ходе экспериментальных исследований), при постоянной частоте вращения рабочего органа сохранялась стабильно

постоянной максимальной глубиной резания $h_{\text{макс}}$ ($h_{\text{макс}} = \text{const}$) и обеспечивалась возможность последующего анализа влияния на процесс резания соотношения величин $h_{\text{макс}}$ и ε . В ходе исследований на стенде были реализованы три варианта соотношения этих величин: $h_{\text{макс}} > \varepsilon$, $h_{\text{макс}} < \varepsilon$ и $h_{\text{макс}} = \varepsilon$.

Очевидно, что в первом варианте ($h_{\text{макс}} > \varepsilon$) глубина вибрационного воздействия на горную породу меньше текущего значения глубины резания $h_{\text{макс}}$, задаваемого скоростью подачи v_n рабочего органа. Это можно проиллюстрировать идеализированной схемой отделения серповидной стружки (рис. 4, а). Заштрихованная часть сечения стружки отделяется вибрационным резанием – как будет показано ниже, менее энергоемким способом резания. Вторая часть сечения стружки снимается более энергоемким «статическим» резанием. Влияние вибрационного резания будет тем меньше, чем меньше глубина заштрихованной части сечения стружки.

Во втором случае ($h_{\text{макс}} < \varepsilon$) стружка, по сути, отделяется от массива пласта полностью вибрационным резанием (рис. 4, б). Амплитуда колебаний режущего инструмента, равная ε , превышает текущую глубину резания по всей длине стружки.

Третий вариант, когда $h_{\text{макс}} = \varepsilon$, является пограничным между двумя предыдущими.

На основе анализа полученных данных удельных энергозатрат можно сделать вывод, что для обеспечения высокой эффективности вибрационного резания величина амплитуды колебаний, т.е. эксцентриситет ε , должна выбираться из условия $\varepsilon \geq h_{\text{макс}}$.

Для определения оптимальных границ значений эксцентриситета вала вибровозбудителя нами была проведена серия экспериментальных исследований, в ходе которых выяснилось, что в указанных диапазонах значений

частот вращений валов вибровозбудителя и рабочего органа, а также скоростей его подачи предельные значения эксцентриситета лежат в интервале 7,5–8 мм.

Из рис. 5 видно, что мощность электродвигателя рабочего органа превысила 8 Квт, и произошло стопорение (заклинивание рабочего органа).

Естественно, можно значительно увеличить мощность двигателя рабочего органа, что кстати часто и происходит на практике. Но при этом, во-первых, резко возрастут энергозатраты на извлечение горной породы, а во вторых, резко возрастут центробежные силы в опорах вала вибровозбудителя и привода выемочной машины в целом. При этом затраты на преодоление сил трения, возникающих при отделении целика, не пропорционально увеличатся по отношению к росту производительности выемочной машины.

При проведении экспериментальных исследований определялась мощность резания по диаграммам регистрации мощности в различных режимах, в том числе и в режиме обычного резания. Причем, в одном и том же режиме снималось не менее трех диаграмм, значения измеренной мощности и полученные значения удельных энергозатрат осреднялись. В итоговых таблицах приведены осредненные значения мощности N_{cp} , соответствующие им частоты вращения рабочего органа и значения коэффициента изменения

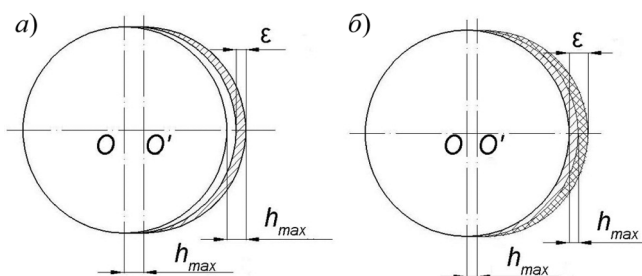


Рис. 4. Схемы сечений отделяемых резцами стружек при $h_{max} > \epsilon$ (а) и $h_{max} < \epsilon$ (б)

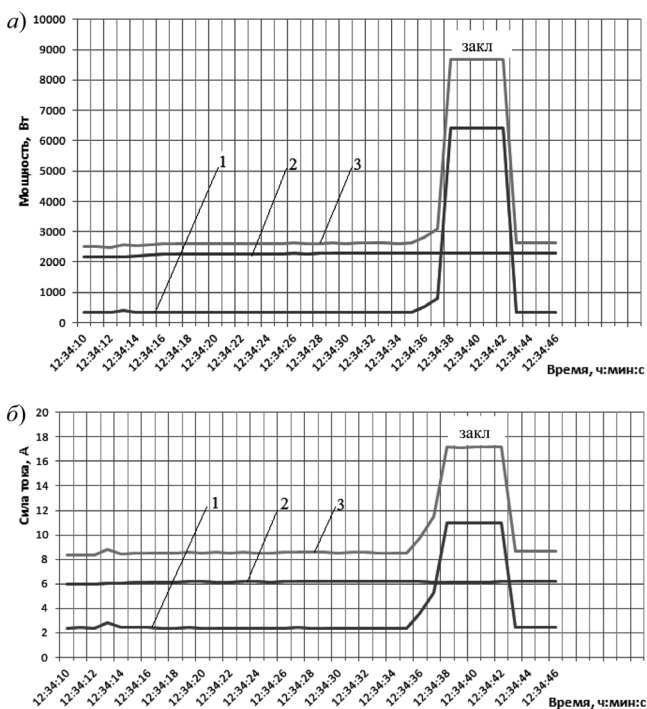


Рис. 5. Диаграммы мощности (а) и тока (б) в рабочем режиме при встречном вращении, эксцентриситете 10 мм, с относительной частотой 1800 об/мин и скоростью подачи 20 мм/с на материале прочностью 10 МПа (режим заклинивания рабочего органа): 1 – электродвигатель привода рабочего органа; 2 – электродвигатель привода вибровозбудителя; 3 – суммарная характеристика

мощности γ , определяемого отношением мощности N_0 при номинальной частоте вращения электродвигателя рабочего органа к мощности N_1 при измененной его частоте путем регулирования частоты питающего его тока:

$$\gamma = \frac{N_0}{N_i} = \frac{H_{w0}}{H_{wi}}, \quad (3)$$

где H_{w0} – удельные энергозатраты в естественном режиме работы электродвигателя рабочего органа, т.е. при частоте питающего его тока 50 Гц; H_{wi} – удельные энергозатраты при регулировании частоты вращения электродвигателя рабочего органа; N_0 – мощность, зарегистрированная при номинальной частоте вращения электродвигателя рабочего органа и промышленной частоте питающего его тока 50 Гц; N_i – мощность при i -той частоте вращения электродвигателя РО.

Поскольку приводной электродвигатель рабочего органа был асинхронным, имеющим жесткую механическую характеристику в рабочих режимах, то в качестве исходной принималась его синхронная частота 1000 об/мин, а не фактическая. Погрешность в величине фактической частоты вращения электродвигателя и удельных энергозатрат не превышала при этом 1...2%, что вполне допустимо в инженерных расчетах.

Коэффициент γ , на наш взгляд, является удобным показателем изменения мощности и удельных энергозатрат

при регулировании частоты вращения рабочего органа. Коэффициент γ позволяет количественно оценить эффективность вибрационного резания.

Преимуществом коэффициента γ является также простота его определения. Не обязательно находить удельные энергозатраты H_{w0} и H_{wi} . Достаточно воспользоваться значениями показателей мощности N_0 и N_i .

В теории резания на основе многочисленных экспериментов на различных горных породах установлено, что усилия резания не зависят от скорости резания. Базируясь на этом выводе, было принято, что мощность и удельные энергозатраты не зависят от скорости резания или, что то же самое, от частоты вращения рабочего органа. Однако энергетические показатели могут варьироваться в связи с изменением влияющих на них факторов как в процессе резания, например, при износе резцов, так и в механизмах станда, в частности, при изменении коэффициента трения в опоре скольжения рабочего органа. Изменение влияющих факторов при проведении стендовых исследований может вызывать значительный разброс значений мощности и удельных

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований при эксцентриситете $\varepsilon = 7,5$ мм и скорости подачи $v_n = 20$ мм/с и $N_0 = 9,8$ Квт

Параметр	Значение					
n_{PO} , об/мин	200	400	600	800	1000	1200
N_{cp} , Квт	4,9	3,27	2,72	2,4	3,06	4,9
γ	2	3	3,6	4	3,2	2

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований при эксцентриситете $\varepsilon = 5$ мм и скорости подачи $v_n = 20$ мм/с и $N_0 = 7,05$ Квт

Параметр	Значение					
n_{PO} , об/мин	200	400	600	800	1000	1200
N_{cp} , Квт	4,7	3,5	2,71	2,35	2,82	4,7
γ	1,5	2	2,6	3	2,5	1,5

Таблица 3

Результаты экспериментальных исследований при эксцентриситете $\varepsilon = 5$ мм и скорости подачи $v_n = 20$ мм/с и $N_0 = 4,6$ Квт

Параметр	Значение					
n_{PO} , об/мин	200	400	600	800	1000	1200
N_{cp} , Квт	4,18	2,88	2,56	2,3	2,71	4,18
γ	1,1	1,6	1,8	2	1,7	1,1

Таблица 4

Результаты экспериментальных исследований при эксцентриситете $\varepsilon = 1,5$ мм и скорости подачи $v_n = 20$ мм/с и $N_0 = 3,15$ Квт

Параметр	Значение					
n_{PO} , об/мин	200	400	600	800	1000	1200
N_{cp} , Квт	3,15	2,86	2,52	2,25	2,42	3,15
γ	1,0	1,1	1,25	1,4	1,3	1,0

энергозатрат. В итоговых табл. 1–4 приведены экспериментально полученные средние значения мощности N_{cp} , необходимой для процесса вибрационного резания, и коэффициента γ при различных значениях частоты вращения n_{PO} приводного электродвигателя рабочего органа.

По приведенным в таблицах данным были получены полиномиальные зависимости $\gamma = f(n_{PO})$, представленные на рис. 6 и имеющие четко выраженные максимумы. Наибольшие максимумы γ получены при $\varepsilon = 7,5$ мм, а наименьшие – при $\varepsilon = 1,5$ мм, т.е. влияние вибраций увеличивается с ростом эксцентриситета или амплитуды колебаний рабочего органа и резцов. При значении эксцентриситета вибровозбудителя $\varepsilon = 1,5$ мм влияние вибрационного резания практически было незначительным.

При увеличении скорости подачи с 7 до 20 мм/с

влияние амплитуд колебаний рабочего органа и вибраций уменьшается (зависимости 2 и 3), что согласуется со сделанным выше выводом и необходимо принимать $\varepsilon > h_{\max}$.

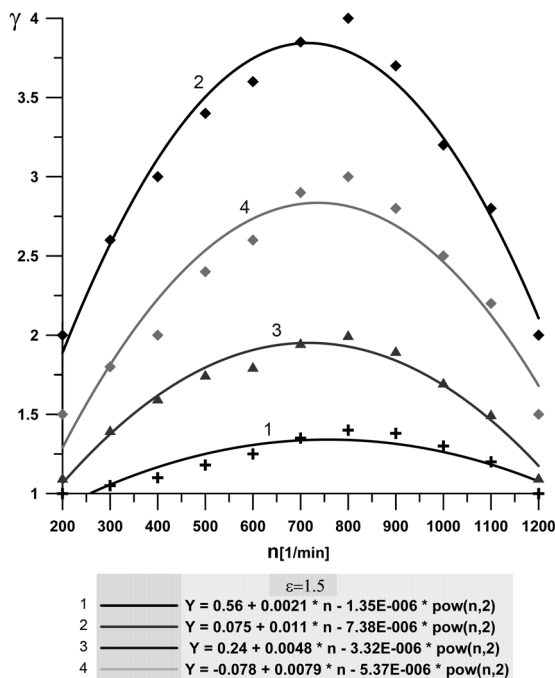


Рис. 6. Зависимости коэффициента изменения мощности от угловой скорости вращения рабочего органа выемочной машины

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Вержанский Петр Михайлович – кандидат технических наук, доцент, профессор, МГИ НИТУ «МИСиС», e-mail: ud@msmu.ru,
Маслов Михаил Иванович – главный механик ОАО «Мосметрострой»,
e-mail: a.maslov@metrostroy.com.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маслов М.И. К вопросу об экспериментальном подтверждении теории функционирования выемочной машины с вибрационным воздействием рабочего органа на массив горной породы // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 12. Отдельные статьи (специальный выпуск). Горные машины. – С. 3–14.

2. Маслов М.И. Некоторые вопросы исследования процессов функционирования

рабочего органа выемочной машины в режиме извлечения горной породы // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 12. Отдельные статьи (специальный выпуск). Горные машины. – С. 15–24.

3. Стариков А.П., Тужигов В.Ф., Аненберг Г.И. Комбайн для разработки сложных месторождений пластовых полезных ископаемых // Глюкауф на русском языке. – 2009 – № 3 – С. 16–18. **ГИАБ**

UDC 622.23.05:622.272

STUDY ON THE ENERGY OF VIBRATION IMPACT OF THE END-EFFECTOR TO THE ROCK'S FACE CUTTING

Verzhanskii P.M., Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Professor, Mining Institute, National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia, e-mail: ud@msmu.ru,
Maslov M.I., Chief Mechanic, Mosmetrostroy, Moscow, Russia,
e-mail: a.maslov@metrostroy.com.

Some aspects of the determination of energy by narrow-cut rock cutter-loader were shown. Experimentally determined energy costs at cutting of rocks. Separately considered the question of the rising of cutter-loader with vibrating action of the end-effector to the rock's face. The power and current strength of the engine's end-effector through steps increasing of his speed were described. Simulations researches were conducted to determine the energy of rock destruction on blocks of material of varying strength. It was obtained the expression for the total power of cutting. It is proved that the eccentricity value of vibration exciter affects to the efficiency of vibration impacts on the rock. Limits to the values of the eccentricity of vibration exciter's shaft were done. Average values of power required for vibration cutting process are experimentally obtained. Dependences of the coefficient of power changing from the angular velocity of the rotation of the end-effector of rock cutter-loader were received.

Key words: energy costs at cutting of rocks, the narrow-cut coal cutter-loader, the end-effector, the efficiency of vibration impacts on the rock, the eccentricity of vibration exciter's shaft.

REFERENCES

1. Maslov M.I. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*. 2014, no 12. Special edition. *Gornye mashiny* (Mining machines), pp. 3–14.
2. Maslov M.I. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*. 2014, no 12. Special edition. *Gornye mashiny* (Mining machines), pp. 15–24.
3. Starikov A.P., Tuzhikov V.F., Anenberg G.I. *Glyukauf na russkom yazyke*. 2009, no 3, pp. 16–18.

