

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Державний вищий навчальний заклад "Національний гірничий
університет"

ЛІСТОВЩИК Леонід Костянтинович



УДК 622.232.3[531.6]

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОБОЙКОВОГО
ВІДБІЙНОГО
ГІДРОМОЛОТКА ДЛЯ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД**

05.05.06 – гірничі машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ – 2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі електромеханічного обладнання енергоємних виробництв Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор

Шевчук Степан Прокопович,

завідувач кафедри електромеханічного обладнання енергоємних виробництв Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України;

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

Кожевников Анатолій Олександрович,

професор кафедри техніки розвідки родовищ корисних копалин Державного вищого навчального закладу "Національний гірничий університет" Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України (м. Дніпропетровськ)

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

Трохимець Микола Якович,

старший науковий співробітник відділу проблем руйнування гірських порід Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України (м. Дніпропетровськ).

Захист відбудеться 25 січня 2012 р. о 15³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 при Державному вищому навчальному закладі "Національний гірничий університет" Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України

(49027, м. Дніпропетровськ, просп. Карла Маркса, 19, тел. 47-24-11).

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Державного вищого навчального закладу "Національний гірничий університет" за адресою: 49027, м. Дніпропетровськ, просп. Карла Маркса, 19.

Автореферат розісланий 23 грудня 2011 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,



кандидат технічних наук

О.В. Анциферов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В процесі видобування корисних копалин та виконання підготовчих робіт, що пов'язані з руйнуванням гірських порід, на практиці використовується переважно два способи дії на гірський масив – механічна дія та вибух.

Буропідривний спосіб забезпечує руйнування порід середньої міцності і міцних, але має низку недоліків: руйнує цілісність порід, які безпосередньо прилягають до гірничих виробок; відносно низька продуктивність через циклічність робіт; вимагає підвищених заходів безпеки.

До числа перспективних відноситься механічний удар ударними пристроями з гідравлічним приводом, який забезпечує високу концентрацію навантаження на локальній ділянці вибою і за енергоємністю руйнування поступається лише вибуху.

Гідромолотки стали невід'ємною частиною сучасної промисловості. Перевагами таких машин є універсальність, здатність руйнувати міцні матеріали при малій масі і габаритах, які обумовлюють їх високу мобільність. Застосування таких машин у вугільній, гірничорудній, будівельній, металообробній та інших галузях промисловості дозволяє механізувати багато трудомістких технологічних процесів і збільшити в 1,5 – 2 рази продуктивність у порівнянні з ручною працею при одночасному підвищенні якості робіт.

В останні десятиліття інтенсивно проводяться науково-дослідні і проектно-конструкторські роботи зі створення нових зразків гідравлічних машин ударної дії з покращеними техніко-економічними показниками.

Для утримання гідромолотка, його переміщення, забезпечення силової дії на інструмент та інших функцій керування оператор знаходиться в безперервному контакті з ним. На оператора постійно діє вібрація корпусу гідромолотка. Тому актуальною проблемою при розробці гідромолотків є зменшення вібраційної дії машини на оператора і зменшення маси машини. Також гідромолоток повинен забезпечувати не тільки віробезпеку оператора, а й одночасно високу продуктивність, що визначається ККД такої машини.

Тому встановлення залежностей коефіцієнта передачі ударного навантаження в породу та рівня віброшвидкості корпусу від співвідношення мас бойків двобойкової ударної системи для встановлення раціональних режимів роботи, що забезпечують зменшення рівня вібрації корпусу гідромолотка та збільшення ступеня передачі енергії удару в породу, є актуальним науковим завданням, вирішення якого дозволить підвищити ефективність руйнування гірської породи та зменшити шкідливу вібраційну дію гідромолотка на оператора.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.

Дисертаційна робота виконана відповідно до наукового напрямку кафедри “Електромеханічного обладнання енергоємних виробництв” НТУУ “КПІ” – “Енергоощадні та імпульсно-хвильові технології функціонування електромеханічного обладнання і систем електропостачання на гірничих

підприємствах, в нафтогазовому комплексі та при будівництві міських підземних споруд" і з урахуванням Постанови Верховної Ради України від 17 листопада 2006 року "Розвиток вугільної галузі України та запровадження енергозберігаючої моделі економіки – шлях до набуття енергетичної незалежності", а також у рамках науково-дослідних держбюджетних тем № 2630 – Ф "Статистична теорія енергокерування імпульсно-хвильовим руйнуванням гірських порід та створення енергозберігаючого виконавчого органа маніпулятора", номер держреєстрації 0103U000248 та № 2962 – Ф "Теорія імпульсно-хвильового руйнування гірських порід та створення енергозберігаючого інтелектуального комплексу з маніпулятором імпульсно-хвильової дії", номер держреєстрації 0106U004320.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – обґрунтування параметрів двобойкового відбійного гідромолотка для руйнування гірських порід і встановлення раціональних залежностей коефіцієнта передачі ударного навантаження в породу та значення віброшвидкості корпусу від співвідношення мас бойків двобойкової ударної системи для підвищення ефективності руйнування гірської породи та зменшення рівня вібраційного впливу на оператора.

Для досягнення мети поставлено й вирішено такі *завдання дослідження*:

- аналітично описати процеси, що відбуваються в ударному механізмі гідромолотка з керованою камерою робочого ходу, визначити його раціональні конструктивні параметри;
- експериментально дослідити залежності енергії удару від сили притискування; енергію удару, ударну потужність та частоту від подачі робочої рідини, визначити раціональне співвідношення мас бойків для забезпечення мінімального рівня вібрації корпусу;
- аналітично дослідити ударну взаємодію двобойкової системи з гірським масивом, визначити раціональний зазор між бойками, який забезпечує максимальну ступінь передачі ударного навантаження в породу;
- розробити та впровадити методику інженерного розрахунку двобойкової ударної системи відбійного гідравлічного молотка з урахуванням результатів аналітичних та експериментальних досліджень.

Ідея роботи полягає в урахуванні виявлених закономірностей і особливостей формування ударних навантажень на енергетичні та вібраційні показники гідромолотка для обґрунтування його раціональних експлуатаційних параметрів.

Об'єкт дослідження – процес генерації ударних навантажень двобойковою ударною системою гідромолотка.

Предмет дослідження – закономірності й особливості формування ударних навантажень гідромолотком з використанням двобойкової ударної системи.

Методи дослідження. Огляд, аналіз і узагальнення результатів досліджень; математичне моделювання – для складання математичних моделей функціонування гідроударної системи, взаємодії двох бойків; планування експериментальних досліджень – для вибору раціонального шляху проведення

експериментів з обґрунтуванням необхідної і достатньої кількості чинників, що впливають на узагальнений показник, та кількості дослідів; експериментальна апробація теоретичних положень роботи в лабораторії; техніко-економічний аналіз отриманих результатів. Адекватність розроблених математичних моделей реальним об'єктам оцінювалась шляхом порівняльного аналізу з результатами експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів

Наукові положення, що виносяться на захист:

1. Встановлено, що енергія удару описується логарифмічною залежністю від величини сили притискування гідромолотка до гірського масиву, ступеневу залежністю від подачі робочої рідини, а частота ударів і ударна потужність знаходяться у ступеневій залежності від подачі робочої рідини.

2. Встановлено, що в двобойковій ударній системі відбійного гідромолотка коефіцієнт передачі ударного навантаження на гірську породу знаходиться в лінійній залежності від маси внутрішнього бойка за умови, що тривалість руху внутрішнього бойка не перевищує тривалості ударної взаємодії зовнішнього бойка з інструментом, а логарифмічний рівень середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу знаходиться в параболічній залежності від співвідношення мас бойків двобойкової ударної системи гідромолотка, причому максимальне зниження віброшвидкості на 14,7 %, в порівнянні з однобойковою ударною системою, спостерігається за умови однакових мас бойків.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що:

- встановлено основні енергетичні залежності ударного механізму гідромолотка, виявлено, що при силі притискування, яка менша за 120 Н, спостерігається нестійка робота гідромолотка, причому, з підвищенням частоти ударів силу притискування теж необхідно пропорційно збільшувати;

- встановлено, що енергетичні показники ударного механізму гідромолотка адекватно відображаються на проміжку при подачі робочої рідини від $0,13 \cdot 10^{-3}$ до $0,36 \cdot 10^{-3}$ м³/с, причому максимальна ефективність спостерігається при використанні двобойкової ударної системи з зазором між бойками 5 мм та використанням мережевого акумулятора об'ємом $0,28 \cdot 10^{-3}$ м³;

- дістала подальший розвиток модель взаємодії двобойкової ударної системи з гірським масивом, яка враховує попереднє ударне навантаження гірської породи зовнішнім бойком під час удару внутрішнього бойка;

- визначено, що максимальне зниження логарифмічного рівня середньоквадратичної швидкості на 14,7 % в порівнянні з однобойковою ударною системою, спостерігається за умови однакової маси бойків;

- вперше отримано закономірність зміни ступеня передачі ударного навантаження на породу від співвідношення ударних мас двобойкової ударної системи, за умови рівності мас бойків коефіцієнт передачі дорівнює 0,54.

Наукове значення роботи полягає у встановленні закономірностей процесу функціонування ударного механізму гідромолотка з використанням двобойкової ударної системи з урахуванням взаємодії з гірською породою, що

дає можливість обґрунтувати раціональні експлуатаційні параметри відбійного гідромолотка при руйнуванні гірської породи.

Практичне значення одержаних результатів:

- розроблено інженерну методику розрахунку основних параметрів гідравлічного ударного механізму з двобойковою ударною системою, що враховує попереднє ударне навантаження гірської породи зовнішнім бойком під час удару внутрішнього бойка та вплив двобойкової системи на енергетичні та вібраційні показники гідромолотка;

- на основі виконаних досліджень розроблено 5 конструкцій ударних систем та гідромолотків на рівні винаходу;

- створено дослідний зразок двобойкового гідромолотка та стенд для його дослідження, що дозволяє визначити основні динамічні параметри гідромолотка для установаження умов досягнення максимальної ефективності використання двобойкової ударної системи за рахунок раціонального вибору кінематичних і конструктивних параметрів двобойкової ударної системи.

Реалізація результатів роботи. Результати роботи впроваджено в ВАТ «Київметробуд» під час розроблення методики руйнування валунів в умовах підземної виробки (акт від 08.04.2010 р.) та в ЗАТ «Ренфорс» (Росія) при створенні двобойкового генератора коливань для руйнування гірської породи в привибійній зоні (акт від 06.10.2009 р.). Наукові результати роботи використовуються в навчальному процесі на кафедрі електромеханічного обладнання енергоємних виробництв НТУУ «КПІ» при викладанні дисциплін «Машини ударної дії» (акт від 17.05.2011 р.) та при курсовому і дипломному проектуванні.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій, запропонованих в роботі, підтверджуються застосуванням перевірених теорій процесів удару та функціонування гідроударних систем, коректністю прийнятих припущень, задовільною збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень в лабораторних умовах (відносна похибка не перевищує 17%), а також позитивним досвідом упровадження результатів роботи.

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно сформульовано мету, завдання дослідження та наукові положення, розроблено математичну модель двобойкової ударної системи, побудовано її аналітичні та чисельні рішення, зроблено висновки та рекомендації з їх практичної реалізації. Здобувачем створено стенд для дослідження основних параметрів гідромолотка та самостійно проведені на ньому дослідження. Зміст роботи викладений автором самостійно.

Апробація результатів дисертації

Основні результати дисертаційної роботи оприлюднено на Міжнародній промисловій конференції "Ефективність реалізації наукового, ресурсного і промислового потенціалу в сучасних умовах" (Славське, 2003, 2004, 2006 і 2008 рр.); IV Міжнародній конференції "Проблеми економії енергії" (Львів, 2003 р.); Міжнародній науково-технічній конференції "Гірнична енергомеханіка і автоматика", ДонНТУ (Донецьк, 2003 р.); Міжнародній науково-технічній

конференції “Актуальні проблеми розвитку нафтогазової галузі”. (Київ, ВАТ “УкрНГІ, 2006); наукових семінарах кафедри електромеханічного обладнання енергоємних виробництв НТУУ “КПІ” (Київ, 2006 – 2011 рр.).

Публікації. Основні положення і результати дисертації опубліковано в 16 наукових виданнях, у тому числі 6 у фахових виданнях, 5 у матеріалах конференцій, також отримано 5 патентів на корисну модель.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел з 90 найменувань і 6 додатків. Містить 169 сторінок машинописного тексту, зокрема, 8 таблиць і 71 рисунок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрунтовано актуальність вибраної теми дослідження і показано її зв'язок із науковими програмами, сформульовано мету, основні наукові та практичні завдання дослідження. Викладено наукові положення, що виносяться на захист, сформульовано наукові результати та практичну цінність роботи. Наведено апробацію результатів роботи, кількість публікацій за темою і особистий внесок автора.

У *першому розділі* дисертації проводиться огляд досліджень щодо функціонування гідромолотків, методів та способів удосконалення конструкцій ударних механізмів гідромолотків з метою підвищення ефективності їх роботи.

Аналіз інформації дозволив установити два основні напрями вдосконалення гідромолотків. Перший напрям – розроблення методів локального віброзахисту, цим займались такі вчені як Б.Г. Гольдштейн, І.І. Биховський, А.А. Гоппен, А.М. Петреєв, О.О. Ліпін та інші. Другий напрям - удосконалення динамічних параметрів шляхом вибору раціональних конструктивних параметрів ударного механізму і поліпшення робочого циклу гідроударного механізму. Дослідженнями в цій області займались такі вчені як О.Д. Алімов, А.З. Сагінов, Д.Н. Єшуткін, А.П. Кічігін, А.Г. Лазуткін, І.А. Янцен, С.А. Басов, В.Ф. Горбунов, В.Б. Соколінський, А.О. Кожевников, Е.В. Александров, М.Я. Трохимець та багато інших.

Створення гідроударних механізмів для умов роботи ручних машин ударної дії, а також досвід створення і експлуатації їх як виконавчих органів низки бурильних, гірничих, будівельних машин показують, що об'ємний гідропривод має наступні переваги порівняно із пневматичним: порівняно вищий ККД, самозмащуваність рухомих частин, відсутність вихлопу стисненого повітря, велика питома потужність та ін. Варто відзначити успішне застосування об'ємного гідроприводу в механізованих комплексах та застосування гідромолотків на гірничих підприємствах.

У кінці розділу сформульовані завдання досліджень, що необхідні для досягнення поставленої мети.

Другий розділ присвячено розробці алгоритму аналітичних та експериментальних досліджень гідромолотка. Оскільки двобойкова ударна система механічно з'єднана з ударним механізмом гідромолотка, то в аналітичних дослідженнях розглянуто функціонування механізму з керованою

камерою робочого ходу, некерованою камерою холостого ходу, з перемиканням робочих фаз за допомогою розподільвача, за положенням бойка. Аналітичні залежності, що описують процеси, які відбуваються в ударному механізмі, визначались на базі створеної розрахункової схеми (рис. 1).

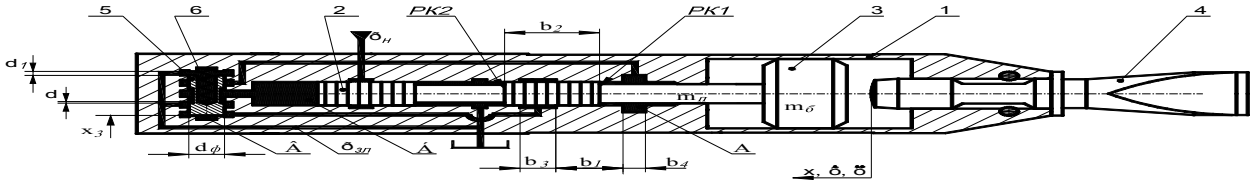


Рис. 1. Розрахункова схема ударного механізму гідромолотка:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – боек; 4 – інструмент; 5 – золотник; 6 – пружина; $b_1, b_2, b_3, b_4, d, d_1$ – конструктивні параметри; РК1, РК2 – робочі кромки; А – камера зведення (холостого ходу); Б – камера розгону (робочого ходу); В – камера керування.

Враховуючи особливості характеру руху бойка і золотника, один період руху ударного механізму розбитий на 7 послідовних фаз. Для кожної фази створена система диференціальних рівнянь, які описують характер руху рухомих елементів ударного механізму, тиски та витрати рідини в робочих камерах.

Рівняння, що описують процеси, які відбуваються в ударному механізмі гідромолотка мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m_{\text{пр.б}} \cdot \frac{d^2 x_{\text{п}}}{dt^2} &= \pm F_{\text{зв}} \pm G_{\text{р}} - F_{\text{т}}^{\text{р}} - F_{\text{т}}^{\text{м}} \pm F_{\text{др}} - F_{\text{г}}, \\
 m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= F_{\text{р}} - F_{\text{т}}^{\text{м}} - F_{\text{пр}}, \\
 p_{\text{А}} &= p_{\text{н}} - \frac{\rho}{2} \cdot \frac{S_{\text{А}}}{S_{\text{тр.А}}} \left(\frac{dx_{\text{п}}}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{l_{\text{тр.А}}}{d_{\text{тр.А}}} \lambda_{\text{А}} + \xi_{\text{А}} \right) - \frac{\rho S_{\text{А}} l_{\text{тр.А}}}{S_{\text{тр.А}}} \frac{dv_{\text{п}}}{dt}, \\
 p_{\text{Б}} &= p_{\text{н}} \pm \frac{\rho}{2} \cdot \frac{S_{\text{Б}}}{S_{\text{тр.Б}}} \cdot \left(\frac{dx_{\text{п}}}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{l_{\text{тр.Б}}}{d_{\text{тр.Б}}} \lambda_{\text{Б}} + \xi_{\text{Б}} \right) - \frac{\rho S_{\text{А}} l_{\text{тр.Б}}}{S_{\text{тр.Б}}} \cdot \frac{dv_{\text{п}}}{dt}, \\
 Q_{\text{А}} &= \pm S_{\text{А}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt}, \\
 Q_{\text{Б}} &= \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{Б}} - p_{\text{зл}})},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $m_{\text{пр.б}} = m_6 + m_{\text{п}}$ – відповідно маса бойка і поршня, кг; $x_{\text{п}}$ – переміщення поршня, м; $v_{\text{п}}$ – швидкість поршня, м/с; $F_{\text{зв}}$ – сила зведення бойка з поршнем, Н; $G_{\text{р}}$ – вага рідини, що знаходиться над поршнем, Н; $F_{\text{т}}^{\text{р}}$ – сила тертя рідини по стінках камер та каналів, Н; $F_{\text{т}}^{\text{м}}$ – сила механічного опору зведенню в системі,

Н; F_{dp} – сила опору зведенню через дроселювання рідини, Н; F_G – сила гальмування поршня, Н; p_n – тиск робочої рідини в нагнітальній магістралі, Па; m_3 – маса золотника, кг; x_3 – переміщення золотника, м; F_p – сила зведення золотника, Н; F_{np} – сила протидії пружини, Н; ρ – щільність робочої рідини, кг/м³; S_A – площа зведення, на яку діє тиск p_n , м²; $l_{mp.A}$, $S_{mp.A}$, $d_{mp.A}$ – відповідно довжина, м, площа, м², діаметр трубопроводу, м, що з'єднує камеру А з напірною магістраллю; ξ_A , – коефіцієнт місцевих опорів для камери А; λ_A , λ_B – коефіцієнт опору по довжині трубопроводу відповідно в камеру А та Б; $l_{mp.B}$, $S_{mp.B}$, $d_{mp.B}$ – відповідно довжина, м, площа, м², діаметр трубопроводу, м, що з'єднує камеру Б з напірною магістраллю; ξ_B , – коефіцієнт місцевих опорів для камери Б; p_{dp} – тиск рідини перед зазором, що з'єднує камеру робочого ходу і зливну магістраль, Па; $p_{зл}$ – тиск в зливній магістралі, Па; p_B – тиск рідини в камері Б, Па; S_B – площа перерізу камери Б, м²; μ – коефіцієнт витрати рідини через дросель; S_3 – площа прохідного перерізу зазору, м²; d_1 , d_3 – конструктивні розміри камери золотника, м.

Залежності від фази руху поршня, величини в рівняннях змінюють свій знак або дорівнюють нулю.

В експериментальних дослідженнях описані передумови створення стенду для дослідження наступних параметрів гідромолотка: тиск робочої рідини в нагнітальній та зливній магістралі, в камері робочого та холостого ходу, втрати робочої рідини, сили, які діють на рухомі елементи і корпус, енергія удару, частота ударів, рівень вібрації корпусу, потужність та ККД гідромолотка. Обґрунтовано вибір вимірювальної апаратури, виходячи з умов експерименту.

Третій розділ присвячено перевірці працездатності, дослідженню робочого циклу та динамічних характеристик ручного гідромолотка. Для експериментального дослідження гідромолотка створено стенд, що дозволяє визначити основні динамічні параметри його ударної системи.

Основним енергетичним показником гідромолотка є кінетична енергія бойка, яка накопичується в період робочого ходу.

У зв'язку з малими габаритами гідромолотка встановлення датчика швидкості має певні труднощі, тому під час проведення експериментальних досліджень енергія удару визначалась за допомогою осцилограм тиску в робочій камері та за допомогою гідродемпфера.

Вихідні параметри: об'єм порожнини гідродемпфера з рідиною ($5,53 \cdot 10^{-5}$ м³); тиск рідини до удару p_{m1} та в момент удару p_{m2} ; експериментальний модуль пружності гідродемпфера ($E=108$ МПа).

На рис. 2 наведені експериментальні криві, що показують залежність частоти ударів гідромолотка залежно від сили притискування його до масиву.

Проведені експериментальні дослідження підтвердили працездатність гідравлічного ударного молотка. Виявлено, що нестійка робота гідромолотка спостерігається, якщо сила його притискування не перевищує 120 Н, причому, з підвищенням частоти, необхідно також підвищувати величину сили притискування. Отримані залежності адекватно відображаються на проміжку Q від $0,13 \cdot 10^{-3}$ до $0,36 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

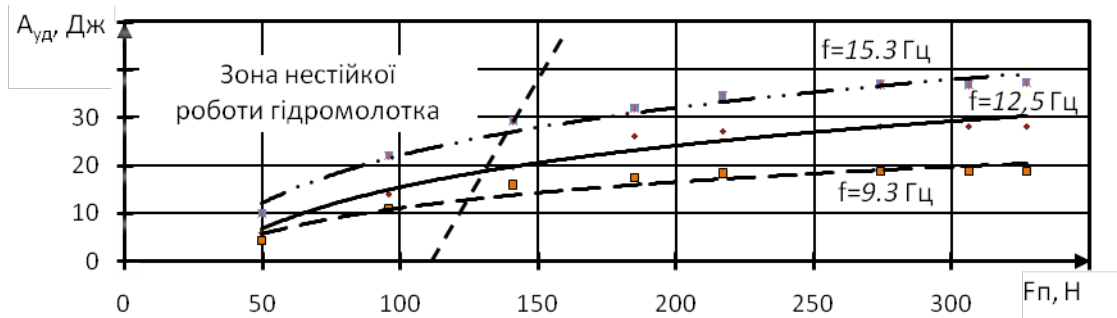
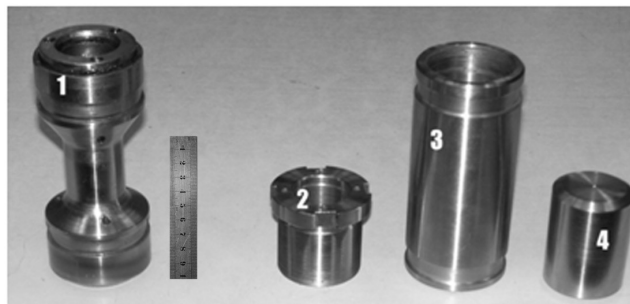


Рис. 2. Залежність енергії удару $A_{уд}$ від зусилля притискування гідромолотка $F_п$ до породи

Для дослідження двобойкової ударної системи в ударному механізмі замість одного бойка (рис. 3, *а*) встановлена ударна система з двома бойками (рис. 3, *б*). У зовнішній боек 3 вкладається внутрішній 4 і закривається кришкою 2, у верхній частині якої є отвір для кріплення ударної системи до поршня.



а

б

Рис. 3. Простий (*а*) та складений (*б*) бойки:
 1 – один боек; 2 – кришка двобойкової системи;
 3 – зовнішній боек двобойкової системи;
 4 – внутрішній боек двобойкової системи

Результати обробки експериментальних даних з використанням ударної системи з двома бойками наведено на рис. 4 та 5, на яких 1 – двобойкова ударна система із зазором між бойками 5 мм; 2 – двобойкова ударна система, зазор між бойками 5 мм з використанням мережевого акумулятора об'ємом $0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 3 – двобойкова ударна система, зазор між бойками 5 мм з мережевим акумулятором, у якому зменшений в 2 рази зазор на злив; 4 – двобойкова ударна система, зазор між бойками 5 мм зі зменшеним зазором на злив; 5 – однобойковий ударний механізм.

Використання двобойкової системи дозволило зменшити період на 0,02 с порівняно з однобойковою ударною системою. Це відбувається за рахунок того, що гальмується при зведенні не вся маса відразу. Виключенням є випадок зменшеного зазору на злив (рис. 4, крива 4), де зменшення частоти ударів відбулось через збільшення часу холостого ходу (зведення).

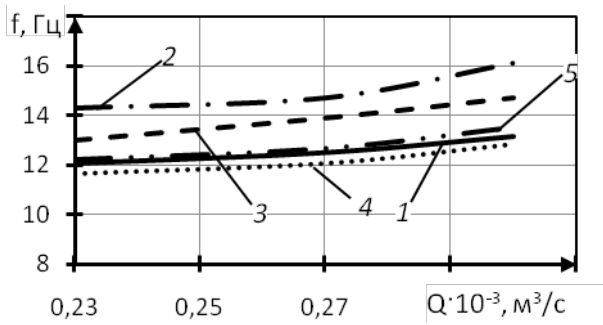


Рис. 4. Залежність частоти ударів від витрати робочої рідини

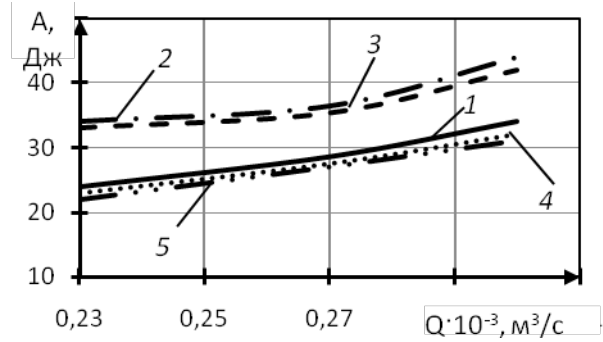


Рис. 5. Залежність енергії одиничного удару від витрати робочої рідини

Для зменшення віддачі на руки оператора потрібно зменшити скачок тиску в робочій камері при гальмуванні поршня з бойками в процесі холостого ходу. Ефективним заходом для цього є зменшення зазору на злив рідини при зведенні (рис. 4, крива 3). Якщо зазор зменшити від 1,7 мм до 0,8 мм, максимальний тиск в робочій камері знизиться в середньому на 20%. Це пояснюється збільшенням сили опору зведенню поршня і, як наслідок, зменшенням швидкості холостого ходу (зведення). Недоліком такого способу є збільшення періоду руху поршня і зменшення ККД ударного механізму через втрати енергії на дроселювання рідини через зазор. Використання мережевого акумулятора сприяло збільшенню тиску в робочій камері при робочому ході і, відповідно, збільшенню енергії удару і ударної потужності (рис. 5, 6).

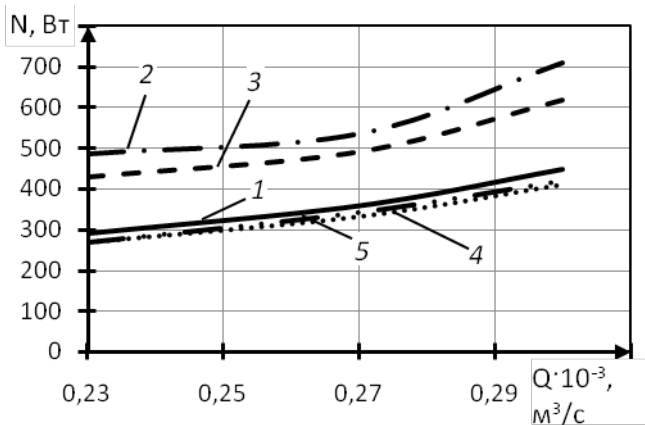


Рис. 6. Залежність ударної потужності від витрати робочої рідини.

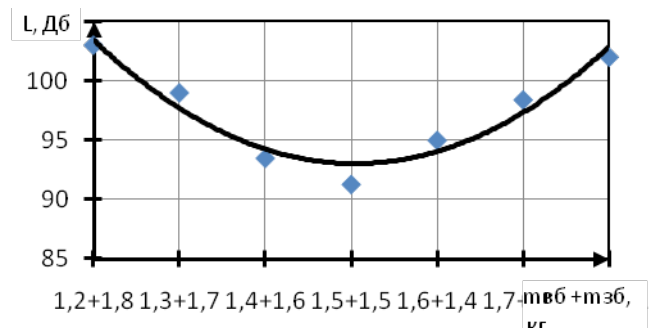


Рис. 7. Вібраційна характеристика корпусу гідромолотка в залежності від співвідношення мас зовнішнього і внутрішнього бойків

Результати вимірювання рівня вібрації за допомогою приладу ВШВ-003 наведені на рис. 7. Як видно з графіка, найбільш ефективною умовою зниження рівня вібрації є рівність мас зовнішнього і внутрішнього бойків.

Результати шумових та вібраційних характеристик з використанням одного та двох бойків, а також граничні рівні, наведені в табл. 1.

Проведений аналіз дав змогу зробити висновок, що розділення бойка на дві маси зменшує рівень вібрації рукоятки гідромолотка на 14,7 % за рахунок зменшення максимального тиску в робочій камері при послідовному

гальмуванні розділених мас в процесі зведення, а також за рахунок зменшення явища відскоку бойка при ударі системи по інструменту. Однак при цьому на 13,8 % збільшується рівень шуму через додаткове зіткнення бойків двобойкової системи між собою. Тому при використанні двобойкової системи рекомендується виготовляти гідромолоток в шумопоглинаючому корпусі.

Таблиця 1

Вібраційні і шумові характеристики роботи гідромолотка

	$m_6 = 3 \text{ кг}$	$m_{зб} = m_{6б} = 1,5 \text{ кг}$	Граничні значення (джерело)
Логарифмічний рівень середньоквадратичного значення віброшвидкості, дБ	107	91,3	117 (ГОСТ 17770-86)
Рівень звукового тиску, дБ	84,5	98	107 (ГОСТ 12.1.003-83)

У четвертому розділі наведено результати дослідження математичної моделі ударного механізму гідромолотка з керованою камерою робочого ходу, розроблено комп'ютерну програму, яка забезпечує числове розв'язання диференціальних рівнянь, що описують процеси, які відбуваються в ударному механізмі гідромолотка протягом одного періоду руху поршня.

Аналіз результатів аналітичного дослідження ударного механізму гідромолотка показав, що загальний період руху поршня зі зменшенням швидкості руху під час холостого ходу буде збільшуватися і призведе до падіння ударної потужності, то компенсувати це можна збільшенням площі перерізу робочої камери. Зі збільшенням зазору на злив приріст швидкості зменшується, що можна пояснити наближенням площі перерізу зазору до площі перерізу самої зливної магістралі. Раціональний діапазон регулювання зазору становить від $0,1 \cdot 10^{-4}$ до $0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Зміною величини зазору на злив можна регулювати в широких межах швидкість руху бойка при його холостому ході, а отже, і силу віддачі корпусу.

Ударна маса істотно впливає на динаміку роботи гідромолотка, а особливо на частоту ударів. Так, для приведенного ударного механізму, з підвищенням ударної маси в шість разів частота ударів зменшується майже наполовину. Це пояснюється зменшенням швидкості руху бойка за рахунок збільшення часу на гальмування та розгін. Збільшення ударної маси також негативно впливає на енергію удару та ударну потужність, яка спочатку збільшується, а коли маса починає перевищувати 6 кг – знижується. Тому при розділенні бойка на дві ударні маси, перевищувати їх сумарну масу понад 6 кг для розглянутої конструкції гідромолотка, не рекомендується.

У п'ятому розділі проведено аналітичне дослідження двобойкової ударної системи. Для дослідження динаміки двобойкової ударної системи на базі двомасової моделі розроблено розрахункову схему, яка показана на рис. 8.

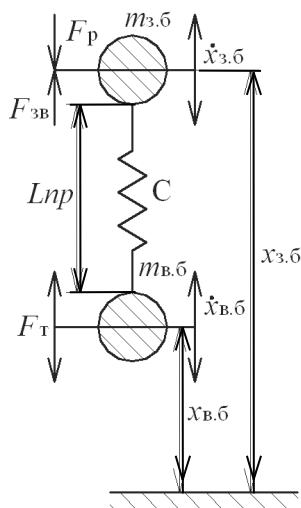


Рис. 8. Схема двобойкової ударної системи

На схемі і далі в рівняннях прийняті наступні позначення: $m_{з.б}$, $m_{в.б}$ – маса відповідно зовнішнього та внутрішнього бойків, кг; $x_{з.б}$, $x_{в.б}$ – переміщення зовнішнього та внутрішнього бойків відносно інструмента, м; C – жорсткість пружного елемента, Н/м; L_{np} – довжина пружного елемента, м; $F_{зв}$ – сила зведення зовнішнього бойка, Н; F_p – сила розгону (робочого ходу) зовнішнього бойка, Н; F_T – сила тертя між зовнішнім і внутрішнім бойком, Н.

Особливість наведеної ударної системи полягає в тому, що внутрішній боек є ударним інерційним і характер його руху залежить від характеру руху зовнішнього бойка.

Рівняння математичної моделі, що описує процеси, які відбуваються в двобойковій ударній системі протягом одного періоду руху поршня, має вигляд:

$$\begin{cases} m_{в.б} \frac{d^2 x_{в.б}}{dt^2} = C \cdot (L_{np} - (x_{з.б} - x_{в.б})) \cdot F_m \\ m_{з.б} \frac{d^2 x_{з.б}}{dt^2} = -C \cdot (L_{np} - (x_{з.б} - x_{в.б})) + F_{зв} - F_p \end{cases} \quad (2)$$

Схематичний вигляд ударних імпульсів, що формуються двобойковою ударною системою, наведений на рис. 9, де прийняті наступні позначення: $P_{зб}$ – зусилля в імпульсі від зовнішнього бойка; $P_{вб}$ – зусилля в імпульсі від внутрішнього бойка; $P_{сум}$ – сумарне зусилля від обох бойків; $T_{зб}$ – період ударного навантаження від зовнішнього бойка; $T_{вб}$ – період ударного навантаження від внутрішнього бойка; $T_з$ – період руху внутрішнього бойка після контакту зовнішнього з інструментом; $T_{уд}$ – період складеного ударного імпульсу.

Визначено два режими роботи двобойкової системи:

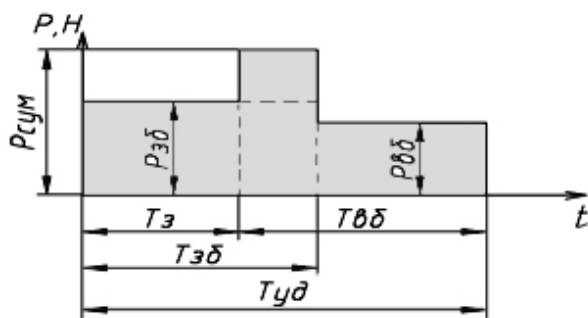


Рис. 9. Складовий ударний імпульс, який створений двобойковою ударною системою

- $T_з > T_{зб}$. У такому випадку система формує два послідовні імпульси деформації. Але в проміжку між слідуванням імпульсів, порода в зоні контакту інструмента з масивом встигає розвантажитись. Такий режим може бути використаний як один із способів підвищення частоти ударів;

- $T_з \leq T_{зб}$. Імпульси від зовнішнього і внутрішнього бойків накладаються в деякому діапазоні і формують в інструменті складений ударний

імпульс, основні параметри якого визначаються інтервалом слідування імпульсів T_3 , а період складового імпульса визначається як:

$$T_{y\delta} = \frac{L_l}{V_0} + \frac{2L_{\delta\delta}}{a}, \quad (3)$$

де L_l – зазор між бойками, м; V_0 – передударна швидкість бойків, м/с; $L_{\delta\delta}$ – довжина внутрішнього бойка, м; a – швидкість звуку в матеріалі бойка, м/с.

Необхідний зазор між зовнішнім і внутрішнім бойками при відомих геометричних параметрах бойків буде визначатись як:

$$L_l = T_{y\delta} V_0 - \frac{2L_{\delta\delta} V_0}{a}. \quad (4)$$

Виходячи з залежності (4) сформульована умова ефективного використання двобойкової ударної системи:

$$T_3 \leq T_{3\delta}$$

Оскільки розглянута циклічна система, то при невиконанні цієї умови внутрішній боек взаємодіє з зовнішнім вже під час розвантаження породи від ударного навантаження зовнішнього бойка.

На рис. 10 наведено результати аналітичного дослідження взаємодії двобойкової системи з породою, вхідні дані: маса зовнішнього бойка – 1,5 кг, маса внутрішнього бойка – 1,5 кг, маса бойка в одnobойковій системі – 3 кг. Передударна швидкість бойків – 7 м/с. Порода – граніт, коефіцієнт жорсткості системи «інструмент – гірська порода» – $1 \cdot 10^8$ Н/м.

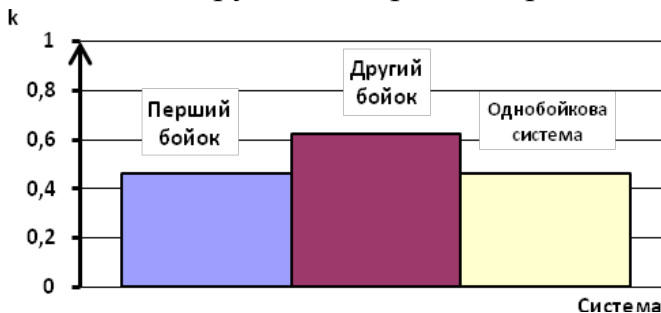


Рис. 10. Коефіцієнт передачі енергії хвилі деформації в породу при дії одnobойкової та двобойкової ударних систем

Як видно, коефіцієнт передачі енергії хвилі деформації в породу від внутрішнього бойка у разі виконання умови ефективного використання двобойкової ударної системи, більший у порівнянні з зовнішнім бойком на 16%. Отже, при використанні двобойкової ударної системи більша частина енергії деформації надходить в породу в порівнянні з одnobойковою.

Відповідно, зменшується віддача корпусу гідромолотка через відбиту від породи хвилю деформації.

Доцільно, при розділенні ударної маси на дві частини, внутрішній інерційний боек виготовляти якомога більшої маси, відносно до зовнішнього, перерозподіливши таким чином основну частину енергії деформації в другу хвилю деформації, яка більш повно передається в породу.

Результати аналітичних і експериментальних досліджень ступеня передачі енергії деформації від параметрів ударних систем наведені на рис. 11, де присутні позначення: 1 – двобойкова ударна система (аналітично отримана залежність); 2 – двобойкова ударна система (експериментально отримана залежність); 3 – одnobойкова ударна система (аналітично отримана залежність); 4 – одnobойкова ударна система (експериментально отримана залежність).

Аналітичні розрахунки підтвержені експериментальними дослідженнями, відносно розходження між теоретичними та експериментальними даними не перевищує 17%.

Аналіз результатів свідчить про доцільність розбиття ударної маси на дві частини, причому максимальна ефективність системи

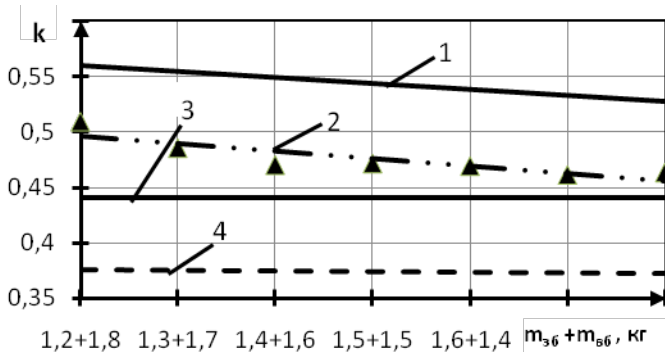


Рис. 11. Залежність коефіцієнта передачі енергії деформації в породу при застосуванні різних ударних систем

спостерігається за умови рівності маси двох бойків. За результатами експериментальних даних, у порівнянні з однобойковою ударною системою, рівень вібрації знизився на 14,7 %, а коефіцієнт передачі ударного навантаження в породу збільшився в середньому на 15%. Застосування розробленої «Методики інженерного розрахунку двобойкової ударної системи

відбійного гідравлічного молотка» фахівцями проектних організацій дозволяє створити методичний та науковий базис для виготовлення серії гідравлічних відбійних молотків з поліпшеними енергетичними та зниженими вібраційними характеристиками.

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій вирішене актуальне наукове завдання, що полягає у встановленні лінійної залежності коефіцієнта передачі ударного навантаження на породу від маси внутрішнього бойка, параболічної залежності логарифмічного рівня середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу від співвідношення ударних мас двобойкової системи, що дозволило обґрунтувати параметри двобойкового відбійного гідромолотка для руйнування гірських порід з метою удосконалення його вібраційних та енергетичних показників.

Основні наукові і практичні результати дисертаційної роботи:

1. На основі аналізу літературних джерел визначено, що обґрунтування раціональних режимів роботи, які забезпечують зменшення рівня вібрації корпусу гідромолотка та збільшення ступеня передачі енергії удару в породу, шляхом встановлення залежностей коефіцієнта передачі ударного навантаження в породу та рівня віброшвидкості корпусу від співвідношення мас бойків двобойкової ударної системи є актуальним науковим завданням, вирішення якої дозволить підвищити ефективність руйнування гірської породи та зменшити шкідливу вібраційну дію гідромолотка на оператора.

2. Виявлено, що при силі притискування, яка менша за 120 Н, спостерігається нестійка робота гідромолотка, причому, з підвищенням частоти ударів, силу підтискування теж необхідно пропорційно збільшувати; частота

ударів описується логарифмічною залежністю від величини притискування гідромолотка до масиву.

3. Експериментально встановлено, що енергетичні та вібраційні показники ударного механізму гідромолотка адекватно відображаються при подачі робочої рідини на проміжку від $0,13 \cdot 10^{-3}$ до $0,36 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

4. Визначено, що максимальні енергетичні показники гідромолотка спостерігаються при використанні двобойкової ударної системи з зазором між бойками 5 мм та використанням мережевого акумулятора об'ємом $0,28 \cdot 10^{-3}$ м³.

5. Розроблено математичну модель функціонування двобойкової ударної системи, особливість якої полягає в урахуванні попереднього ударного навантаження гірської породи зовнішнім бойком під час удару внутрішнього бойка.

6. Встановлено, що коефіцієнт передачі ударного навантаження в породу знаходиться в лінійній залежності від маси внутрішнього бойка за умови, що тривалість руху внутрішнього бойка не перевищує тривалості ударної взаємодії зовнішнього бойка з інструментом.

7. На основі математичної моделі визначено раціональний зазор між бойками для даної конструкції, величина якого підтверджена експериментально і дорівнює 5 мм, причому величина зазору залежить як від передударної швидкості бойків, так і від їх геометричних параметрів.

8. Експериментально встановлено, що логарифмічний рівень середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу знаходиться в параболічній залежності від співвідношення мас бойків двобойкової ударної системи гідромолотка, причому максимальне зниження віброшвидкості на 14,7%, у порівнянні з однобойковою ударною системою, спостерігається за умови однакових мас бойків.

9. Вперше визначено коефіцієнт передачі ударного навантаження в породу від двобойкової ударної системи, який за умови однакових мас бойків становить 0,54, що на 15% більше, аніж при використанні однобойкової ударної системи.

10. Достовірність отриманих результатів підтверджується експериментальними дослідженнями основних показників гідромолотка на стенді, достатнім обсягом і задовільною збіжністю результатів теоретичних та експериментальних досліджень, максимальна відносна похибка яких не перевищує 17%.

11. Розроблена методика інженерного розрахунку двобойкової ударної системи відбійного гідравлічного молотка враховує попереднє ударне навантаження гірської породи зовнішнім бойком під час удару внутрішнього бойка та вплив двобойкової системи на енергетичні та вібраційні показники гідромолотка впроваджена в лабораторії «Механіки руйнування гірських порід та створення породоруйнівних інструментів» Інституту надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України при проектуванні пристроїв імпульсного руйнування гірської породи.

12. Результати досліджень використані при створенні методів і засобів руйнування валунів в умовах підземної виробки у ВАТ «Київметробуд» та

створені зразки двобойкового генератора коливань для руйнування гірської породи у привибійній зоні в ЗАТ «Ренфорс», Росія. Розрахунки економічного ефекту при використанні двобойкового гідромолотка зі зниженим рівнем вібрації корпусу та підвищеним коефіцієнтом передачі ударного навантаження в породу вказують на доцільність широкого впровадження таких систем. Річний економічний ефект від впровадження двобойкового гідромолотка в ЗАТ «Ренфорс», Росія складає 220 тис. рос. рублів.

ОСНОВНІ НАУКОВІ ПОЛОЖЕННЯ І ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ ОПУБЛІКОВАНІ В НАСТУПНИХ РОБОТАХ

1. Шевчук С.П. Імпульсно-хвильова взаємодія елементів двобойкових машин ударної дії / С.П. Шевчук, В.М. Сліденко, Л.К. Лістовщик // Наукові праці Донецького національного технічного ун-ту. Серія: “Гірничо-електромеханічна”. – Донецьк, 2005. – Вип. 99. – С. 308 – 314.

2. Шевчук С.П. Енергозберігаюча рекуперативна машина ударної дії / С.П. Шевчук, В.М. Сліденко, Л.К. Лістовщик // Вісник Кременчуцького державного політехнічного ун-ту ім. Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 3, ч. 2. – С. 94 – 96.

3. Сліденко В.М. Енергоощадний двобойковий гідромолот для руйнування гірських порід / В.М. Сліденко, С.П. Шевчук, Л.К. Лістовщик // Енергетика: економіка, технології, екологія. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – Вип. 2. – С. 75 – 82.

4. Сліденко В.М. Моделювання функціонування імпульсного виконавчого органа маніпулятора / В.М. Сліденко, С.П. Шевчук, Л.К. Лістовщик, В.Я. Бокало // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 3, ч. 2. – С. 135 – 137.

5. Шевчук С.П. Енергозберігаюче функціонування виконавчих органів гірничих машин / С.П. Шевчук, В.М. Сліденко, Л.К. Лістовщик, О.В. Замараєва // Проблеми енергоресурсозбереження в електротехнічних системах. Наука, освіта і практика. – Кременчук: КНУ, 2011. Вип. 1. – С. 200 – 201.

6. Лістовщик Л.К. Обґрунтування параметрів двобойкового гідромолотка для руйнування гірських порід / Л.К. Лістовщик // Вісник Криворізького техн. Ун-ту: Зб. наук. праць. – 2011. – Вип. 27. – С. 255 – 258.

7. Шевчук С.П. Оцінка взаємодії робочого обладнання прохідницького щита з вибоєм. / С.П. Шевчук, В.М. Сліденко, І.О. Семененко, Л.К. Лістовщик // Труды междунар. научно-техн. Конф. «Горная энергомеханика и автоматика». – Донецьк: ДонНТУ, 2003. – С.211 – 217.

8. Шевчук С.П. Синтез критеріїв енергозбереження в системі взаємодії гідромолота прохідницького щита з вибоєм / С.П. Шевчук, В.М. Сліденко, І.О. Семененко, Л.К. Лістовщик // Проблеми економії енергії: IV міжнар. конф. – Львів: Львівська політехніка, 2003. – С. 76.

9. Шевчук С.П. Критерії енергоємності процесу взаємодії імпульсного виконавчого органа гірничої машини з гірським масивом. / С.П. Шевчук, В.М.

Сліденко, І.О. Семененко, Л.К. Лістовщик // Эффективность реализации научного ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях: III междунар. промышл. конф., 24 – 28 февр. 2003 г. – Славское, 2007. – С. 174 – 175.

10. Шевчук С.П. Оцінка енергоємності двобойкових машин ударної дії / С.П. Шевчук, В.М. Сліденко, Л.К. Лістовщик // Эффективность реализации научного ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях: шестая междунар. промышл. конф., 20 – 24 февр. 2006 г. – Славское, 2006. – С. 386 – 388.

11. Сліденко В.М. Енергоощадна ручна машина – гідромолоток з випередженням фаз / В.М. Сліденко, С.П. Шевчук, Л.К. Лістовщик, О.В. Замараєва // Эффективность реализации научного ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях: IX междунар. промышл. конф., 9 – 13 февр. 2009 г. – Славское, 2009. – С. 339 – 340.

12. Пат. 18914 Україна, МПК В25D 9/00. Ударний пристрій / Сліденко В.М., Шевчук С.П., Лістовщик Л.К.; заявник і власник патенту Національний техн. ун-т України «Київський політехнічний інститут». – № u200606774; заявл. 19.06.06; опубл. 15.11.2006, Бюл. №11.

13. Пат. 20456 Україна, МПК В25D 9/00. Гідрударний пристрій / Сліденко В.М., Шевчук С.П., Лістовщик Л.К.; заявник і власник патенту Національний техн. ун-т України «Київський політехнічний інститут». – № u 200609022; заявл. 14.08.06; опубл. 15.01.2007, Бюл. №1.

14. Пат. 28444 Україна, МПК В25D 9/00. Гідромолот / Сліденко В.М., Лесик В.С., Шевчук С.П., Лістовщик Л.К.; заявник і власник патенту Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». – № u 200708622; заявл. 27.07.07; опубл. 10.12.2007, Бюл. №20.

15. Пат. 31225 Україна, МПК E02F 3/04. Пристрій для розробки міцного ґрунту або гірських порід / Сліденко В.М., Лесик В.С., Шевчук С.П., Лістовщик Л.К., Замараєва О.В.; заявник і власник патенту Національний техн. ун-т України «Київський політехнічний інститут». – № u 200714701; заявл. 25.12.07; опубл. 25.03.2008, Бюл. №6.

16. Пат. 35067 Україна, МПК В25D 9/00. Гідромолот / Сліденко В.М., Лесик В.С., Шевчук С.П., Лістовщик Л.К.; заявник і власник патенту Національний техн. ун-т України «Київський політехнічний інститут». – № u 200805434; заявл. 25.04.08; опубл. 26.08.2008, Бюл. №16.

Внесок автора в роботи, які опубліковані у співавторстві:

[1] – запропоновано алгоритм дослідження взаємодії двох бойків протягом одного періоду руху; [2] – теоретично досліджено можливість рекуперації енергії, що накопичується в ударній системі під час холостого ходу; [3] – запропоновано схему взаємного розташування бойків гідрударного механізму; [4] – враховано і описано вплив сили притискування маніпулятора на гідрударний пристрій; [5] – розглянута можливість керування процесом взаємодії гідромолотка з гірським масивом; [7] – аналітично розглянутий процес взаємодії гідромолотка з гірським масивом; [8] – описана одна з можливостей енергозбереження при формуванні ударних навантажень; [9] –

запропоновано основний критерій енергоємності руйнування – коефіцієнт передачі ударного навантаження в породу; [10] – розглянуто оцінка енергоємності руйнування породи при використанні двобойкового гідроударного пристрою; [11] – наведено основні результати дослідження гідромолотка на експериментальному стенді; [12] – запропонована модернізація клапанного гідромолотка шляхом введення в нього додаткового інерційного ударного бойка; [13] – розглянута можливість конструктивної реалізації процесу адаптації гідроударного пристрою до міцності породи, що руйнується; [14] – запропоновано з метою зменшення динамічних навантажень на корпус гідромолотка, розділення ударника на поршень і ударну частину; [15] – запропоновано конструктивне рішення щодо підсилення процесу руйнування породи за допомогою мультиплікатора тиску; [16] – запропонована конструкція двобойкового гідромолотка.

АНОТАЦІЯ

Лістовщик Л.К. Обґрунтування параметрів двобойкового відбійного гідромолотка для руйнування гірських порід. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.06 – гірничі машини. Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» МОНМС України, Дніпропетровськ, 2011.

Дисертацію присвячено обґрунтуванню параметрів двобойкового відбійного гідромолотка, визначенню основних вібраційних та енергетичних характеристик гідравлічного відбійного молотка з керованою робочою камерою з використанням двобойкової ударної системи.

Виконано аналіз гідравлічних ручних молотків різної конструкції, і порівняно їх з відбійними молотками, які мають приводи іншої природи: електричний, пневматичний та бензиновий. Встановлено, що саме молотки з гідравлічним приводом найбільше відповідають вимогам використання їх в умовах шахтних виробок, а також мають потенційні можливості щодо їх удосконалення.

Вдосконалено математичну модель для дослідження динамічних параметрів ручного відбійного молотка, що враховує взаємодію рухомих елементів гідроударного механізму, виконано аналітичні дослідження режимів роботи молотка за різних умов: зміни параметрів гідроприводу та параметрів гідроударного механізму. Для підтвердження адекватності створеної моделі гідравлічний молоток досліджено на стенді з реєстрацією та аналізом його основних динамічних параметрів.

Обґрунтовано параметри двобойкової ударної системи, особливість якої полягає у використанні другого бойка у вигляді інерційної маси. Визначено, що введення другого бойка в ударну систему гідромолотка дозволяє зменшити рівень вібрації корпусу на 14,7 % та збільшити ступінь передачі ударного навантаження в породу на 15% через використання першого бойка як елемента, що притискує інструмент до породи, а другого – як ударний.

Ключові слова: гідрударний пристрій, удар, процес руйнування породи, гірнична машина, силова імпульсна система.

АННОТАЦІЯ

Листовщик Л.К. Обоснование параметров двухбойкового отбойного гидромолотка для разрушения горных пород. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» МОНМС Украины, Днепропетровск, 2011.

Диссертация посвящена обоснованию параметров двухбойкового отбойного гидромолотка, определению основных вибрационных и энергетических характеристик гидравлического ручного отбойного молотка с управляемой рабочей камерой с использованием двухбойковой ударной системы.

Проведен анализ гидравлических ручных молотков разных конструкций и проведено их сравнение с отбойными молотками, которые имеют привод другой природы: электрический, пневматический и бензиновый. Установлено, что молотки с гидравлическим приводом наиболее полно соответствуют требованиям для использования в условиях шахтных выработок, а также имеют потенциальные возможности по их усовершенствованию с точки зрения модернизации их в двухбойковые.

Усовершенствована математическая модель для исследования динамических параметров ручного отбойного молотка, которая учитывает взаимодействие движущихся элементов ударного механизма, выполнены аналитические исследования режимов работы молотка при разных условиях: изменении параметров гидропривода и параметров ударного механизма. Для подтверждения адекватности созданной модели гидравлический молоток исследован на стенде с регистрацией его основных динамических параметров – частоты ударов, энергии единичного удара, ударной мощности, скорости соударения.

Определены основные энергетические и вибрационные характеристики гидромолотка с использованием однобойковой и двобойковой ударных систем, сформулированы условия рациональной работы двобойковой ударной системы.

Обосновано создание двухбойковой ударной системы, особенность которой в использовании второго бойка в роли инерционной ударной массы.

Использование двух бойков позволяет уменьшить отдачу при взводе бойков за счет разделенных ударных масс и увеличить коэффициент передачи энергии удара в породу при использовании первого бойка в качестве элемента, который прижимает инструмент к породе, а второго – как ударный.

Определено, что введение второго бойка в ударный механизм гидромолотка позволяет уменьшить уровень вибрации корпуса на 14,7% и увеличить степень передачи ударной нагрузки в породу на 15%.

На основании результатов проведенных исследований была разработана методика инженерного расчета двухбойковой ударной системы отбойного молотка, которая учитывает предварительную ударную нагрузку горной породы внешним бойком в процессе удара внутреннего бойка и влияние этой системы на вибрационные и энергетические показатели молотка. Методика внедрена в лаборатории «Механики разрушения горных пород и создания новых породоразрушающих инструментов» Института сверхтвердых материалов им. В.М. Бакуля НАН Украины при проектировании устройств импульсного разрушения горных пород.

Ключевые слова: гидроударное устройство, удар, процесс разрушения породы, горная машина, силовая импульсная система.

ANNOTATION

Listovshchyk L. Validation of the parameters of a double-faced hydrohammer for rock failure. – On the rights of manuscript.

Thesis for competition on candidate of engineering sciences degree on specialty 05.05.06 – mining machines. State Higher Educational Institution «National Mining Universitet», Dnipropetrovsk, 2011.

The dissertation is dedicated to the study of characteristics and parameters of the hand-operated hydrohammer with controlled work chamber using double-faced percussion mechanism.

The analysis of the hand-operated hydrohammers of various designs as well as their comparison with air-hammers with another type of drive – electric, pneumatic and, and petrolic – has been performed. It has been found out that these are hydraulically operated hammers that fully meet the application requirements for mine works and have potential for improvement.

A mathematical model for analysis of hand-operated air-hammer dynamic parameters that considers interaction of hydropercussion mechanism moving parts has been created; the analytical study of hammer operating mode under various conditions (change of hydraulic drive parameters and parameters of hydropercussion mechanism) has been carried out. To prove the validity of the created model the hydrohammer has been tested on the test board which included registration of its critical dynamic parameters.

The creation of double-faced percussion mechanism is justified. The main feature of the mechanism is an application of the hammer second face in a form of inertial mass. The double-faced mechanism allows recoil decrease for joint faces on account of separated striking mass as well as to increase the energy transfer coefficient of the percussion into stone using the first face as an element that presses the tool against rock and the second one as a percussion mechanism.

Keywords: hydropercussion mechanism, percussion, rock failure process, mining equipment, power pulse system.