

ЕНЕРГООЩАДНИЙ ДВОХБОЙКОВИЙ ГІДРОМОЛОТ ДЛЯ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД

Вступ

Машини ударної дії стали невід'ємною частиною сучасної технології гірничої, металообробної, будівельної й інших галузей промисловості. Перевагами ударних машин є універсальність, здатність руйнувати міцні матеріали при малій масі і габаритах, що обумовлюють їхню високу маневреність [1, 2, 3]. Застосування ручних машин ударної дії у вугільній, гірничій, будівельній, металообробній та інших галузях промисловості дозволяє механізувати багато трудомістких технологічних процесів і збільшити продуктивність.

Гідне місце серед машин ударної дії посідають гідроударні механізми. Порівняно з електричними та пневматичними машинами ударної дії гідравлічні мають ряд переваг: компактність, можливість плавного і в широких межах регулювання подачі і тиску робочої рідини, а відповідно енергії і частоти ударів.

Поряд з вказаними перевагами існують проблеми ефективної передачі енергії удару в породу, зменшення сили віддачі на руки оператора.

Основним напрямком вирішення цих проблем є пошук раціонального співвідношення масових і геометричних параметрів бойка, корпусу та інструменту [1, 3]. Ще в 1961 році С.Ферхарстом [1] була виведена формула так званого ідеального імпульсу з плавно зростаючим переднім фронтом і різко спадаючим заднім фронтом, при якому відбита від породи енергія дорівнює нулю. Але такий імпульс на практиці отримати неможливо. З практичної точки зору найбільш ефективною формою імпульсу є прямокутна. Прямокутний імпульс можна отримати при наявності бойка, який має однаковий діаметр по всій своїй довжині і дорівнює діаметру інструменту. В гідроударних механізмах, як правило, боек має більш складну форму, внаслідок цього погіршуються динамічні параметри гідроударного механізму, збільшується сила віддачі гідромолотка на руки оператора, тому пошук раціональних масогабаритних показників ударної системи та модернізація існуючих моделей гідромолотків є актуальною проблемою.

Для вирішення цієї проблеми на базі існуючого гідромолотка розроблений двохбойковий енергоощадний гідроударний механізм, в якому бойки послідовно ударяють по інструменту, зменшуючи силу віддачі гідромолота та збільшуючи ефективність передачі енергії удару в породу під дією на неї двох послідовних хвиль деформації.

Результати експериментальних досліджень

Зразком для дослідження був вибраний гідравлічний ручний молоток з керованою робочою камерою. Використання такої схеми дозволяє мінімізувати геометричні параметри гідроударного механізму, що особливо актуально при проектуванні ручних гідромолотків.

Дослідження робочого циклу та динамічних характеристик ручного гідромолотка проводились на стенді, який зображений на рис. 1.

Осцилограми зміни тиску записувались в контрольних точках гідромолота при зміні подачі від 25 до 35 л/хв та зміні сили підтискування від 150 до 250 Н. Осцилограму робочого процесу, що наведена на рис. 2, можна розбити на характерні періоди руху бойка: I – фаза зведення бойка з розгоном, II – фаза зведення бойка з гальмуванням, III – фаза робочого ходу бойка, IV – фаза розвантаження бойка перед ударом.

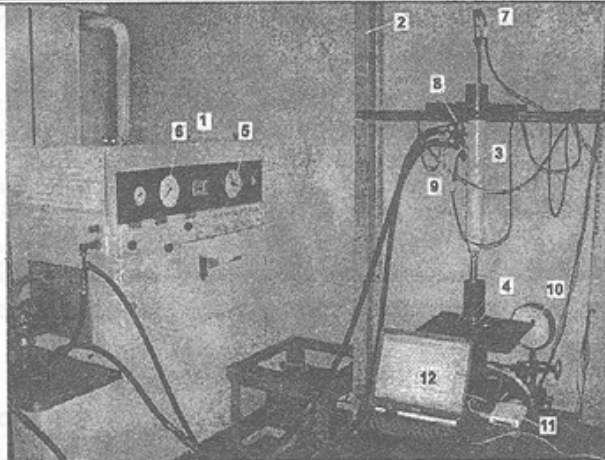


Рис. 1. Стенд для дослідження динамічних характеристик ручного гідравлічного молотка: 1 – маслостанція КИ-4200; 2 – рама; 3 – ручний гідромолот; 4 – рухома платформа; 5 – вібратор; 6 – манометр; 7 – датчик коливань тиску в робочій камері; 8 – датчик коливань тиску в нагнітальній магістралі; 9 – датчик коливань тиску в зливній магістралі; 10 – манометр коливань тиску в рухомій платформі; 11 – аналого-цифровий перетворювач; 12 – ЕОМ; 13 – регулятор тиску в рухомій платформі

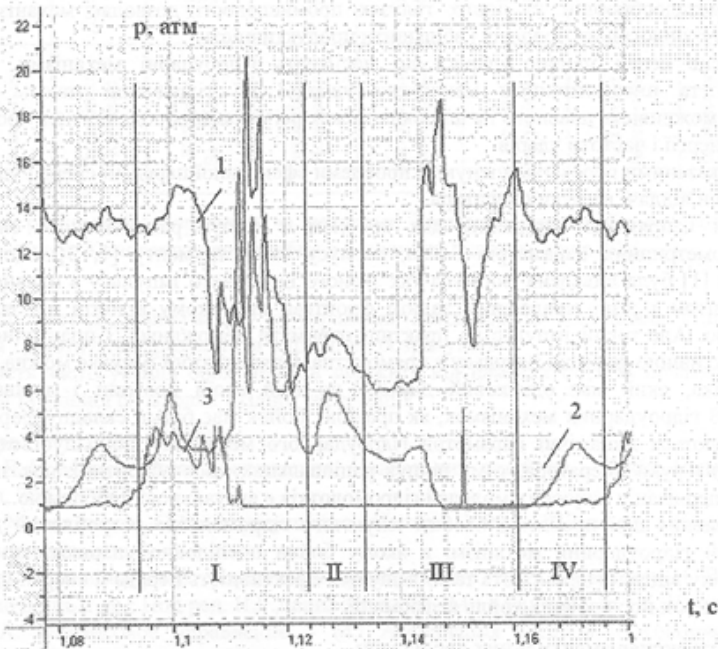


Рис. 2. Типова осцилограма робочого процесу: 1 – крива зміни тиску в нагнітальній магістралі; 2 – крива зміни тиску в зливній магістралі; 3 – крива зміни тиску в робочій камері

В зоні I робоча рідина під тиском надходить в камеру зведення, змушуючи бойок з поршнем рухатись в бік від інструменту (процес зведення), виштовхуючи рідину з робочої камери через зазор в зливну магістраль. Цим пояснюється збільшення тиску в робочій камері (крива 3), а також збільшення тиску в зливній магістралі від 0,1 до 0,4 МПа. (крива 2). При збільшенні швидкості зведення бойка тиск в напірній магістралі зменшується.

В зоні II робоча камера з'єднується з лінією нагнітання, починається процес гальмування

бойка, внаслідок чого відбувається різке підвищення тиску.

Бойок починає розгін в бік інструменту (зона III), поступово нарощуючи швидкість. Через те, що в цьому випадку робоча камера з'єднана з нагнітальною магістраллю, характер зміни тиску в камері і магістралі практично однаковий і знижується зі збільшенням швидкості бойка.

Перед ударом бойка по інструменту (зона IV) робоча камера відсікається від нагнітальної магістралі і з'єднується зі зливною магістраллю. Через це в нагнітальній магістралі різко збільшується тиск, а в робочій камері спостерігається незначне розрідження – всмоктування рідини зі зливної магістралі.

Виходячи з аналізу осцилограм, недоліком використаної схеми є коливання тиску в робочій камері в широких межах, що призводить до шкідливої дії вібрації на оператора. Особливо це помітно на двох ділянках осцилограми:

- зона I, крива 3 – підвищення тиску в робочій камері за рахунок відскоку бойка після удару;
- зона II, крива 3 – різке підвищення тиску в робочій камері за рахунок гальмування бойка при зведенні.

Для зменшення віддачі гідромолотка запропоновано двохбойкову ударну систему, яка дає змогу зменшити коливання тиску в робочій камері за рахунок розділеної ударної маси.

Конструкція та принцип роботи

На рис.3 показана схема двохбойкового гідроударного механізму. Гідроударний пристрій складається із корпусу 1, зовнішнього бойка 2, внутрішнього бойка 3, пружного рекуперативного елемента 4, інструменту 5, камери зведення K1, робочої камери K2.

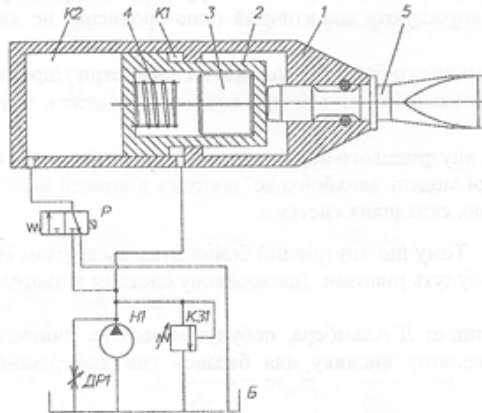


Рис. 3. Схема роботи двохбойкового гідроударного механізму

Робоча рідина під тиском з виходу насоса Н1 через розподільвач Р надходить в камеру зведення K1, і зовнішній боек 2 з внутрішнім бойком 3 починають рухатись в бік від інструменту 5. При переключенні розподільвача в інше положення робоча рідина починає під тиском надходити в робочу камеру K2, відбувається процес гальмування зовнішнього бойка. Внутрішній боек за інерцією продовжує свій рух до контакту з пружним елементом. Далі частина набутої внутрішнім бойком енергії запасється в пружному рекуперативному елементі, деформуючи його.

Під дією тиску в робочій камері внутрішній та зовнішній бойки починають рухатись з прискоренням в бік інструменту, при цьому відбувається вивільнення енергії з пружного рекуперативного елемента, яка додатково розганяє внутрішній боек.

Відбувається удар зовнішнього бойка по інструменту. Внутрішній боек рухається за інерцією і ударяє по інструменту через дно зовнішнього бойка. Далі цикл повторюється.

Математична модель

Для дослідження динаміки двохбойкової ударної системи складена параметризована ударна схема, яка зображена на рис. 4.

Схема складається із зовнішнього бойка 1, всередині якого до верхньої внутрішньої частини кріпиться рекуперативний елемент 3 (в даному випадку використовується пружина). Внутрішній боек 2 рухається вільно всередині зовнішнього бойка.

Для аналітичного опису динамічних процесів, що відбуваються в двохбойковій системі, повний цикл руху елементів зручно розбити на фази, для яких будуть справедливі відповідні рівняння.

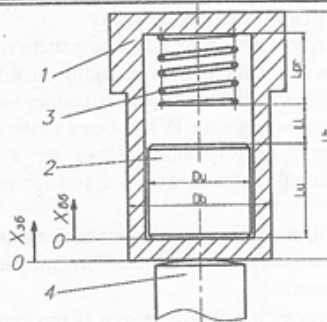


Рис. 4. Двохбойкова параметризована ударна система

Період руху двухбойкової системи можна розбити на наступні фази:

- процес зведення бойків;
- гальмування зовнішнього бойка, внутрішній боек рухається за інерцією;
- стиснення пружини, запас енергії руху внутрішнього бойка;
- розпрямлення пружини, вивільнення енергії деформації пружини;
- рух внутрішнього бойка за інерцією з наступним ударом.

Додатним напрямком руху бойків приймаємо рух від інструменту. При створенні рівнянь внесені припущення, які спрощують аналітичний опис процесів і не вносять значної похибки в результати розрахунку:

- характер руху внутрішнього бойка не впливає на параметри гідроударного механізму;
- стиснення повітря в камері з внутрішнім бойком не вносить значної похибки в характер руху;
- тертя зовнішнього і внутрішнього бойків між собою не впливає на характер їхнього руху.

Параметри динамічної моделі двухбойкової системи в кожній фазі відрізняються і залежать від швидкостей та положень складових системи.

Фаза зведення бойків. Тому що внутрішній боек рухається разом із зовнішнім бойком, то їх переміщення і швидкості будуть рівними. Двохбойкову систему в цьому випадку можна привести до одномасової моделі.

Використовуючи принцип Д'Аламбера, побудуємо модель динамічної системи і запишемо рівняння її руху. В загальному випадку для балансу сил диференціальне рівняння динамічної системи:

$$m x'' + b x' + cx = F(t),$$

де m, b, c – відповідно зведена маса, зведена дисипація та зведена жорсткість системи.

Рівняння матиме вид:

$$m_{зв} \frac{d^2 x_{сб}}{dt^2} = F_{зв} - F_{др},$$

де $m_{зв} = m_{об} + m_{бв}$ – зведена маса зовнішнього і внутрішнього бойків;

$F_{зв}$ – сила зведення бойків;

$F_{др}$ – сила протидії зведенню, що виникає за рахунок виштовкування рідини з камери розгону в зливу магістраль через дросель.

Фаза гальмування зовнішнього бойка. В цій фазі в камеру розгону гідроударного механізму подається робоча рідина під тиском, створюючи силу F_p , яка більша за силу зведення. Починається процес гальмування зовнішнього бойка. Внутрішній боек продовжує рухатися за інерцією, долаючи силу тертя F_T між внутрішнім та зовнішнім бойками.

Рівняння руху зовнішнього бойка матиме вид:

$$m_{об} \frac{d^2 x_{об}}{dt^2} = F_{зв} - F_p$$

Внутрішнього бойка:

$$m_{бв} \frac{d^2 x_{бв}}{dt^2} = -F_T$$

Фаза стиснення пружного елемента. В цій фазі кінетична енергія руху, що набута ударником, починає перетворюватися в потенціальну енергію деформації пружини.

Через те, що в цій фазі використовується модель, яка має дві маси, доцільно використати рівняння Лагранжа другого роду, яке має вигляд в узагальнених координатах:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, j = 1, 2, \dots, k.$$

Розглянута система має два степеня вільності, оскільки положення кожної маси характеризується однією незалежною координатою.

Положення тіл масами m_{6a} і m_{6b} відносно нерухомої системи координат задається відповідно координатами x_{6a} і x_{6b} . Отже, узагальнені координати будуть $q_1 = x_{6a}$ і $q_2 = x_{6b}$.

Узагальнені сили зумовлені силами тиску робочої рідини в камері зведення F_{3a} , камері розгону F_p , силою тертя між зовнішнім і внутрішнім бойками F_m та дією пружних сил між бойками.

Тому що бойки рухаються назустріч, пружні сили пропорційні різниці $(x_{6a} - x_{6b})$, то потенціальна енергія системи

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b}))^2.$$

Звідки

$$Q_{6a} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_{6a}} = c_1 \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b})),$$

$$Q_{6b} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_{6b}} = -c_1 \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b})),$$

де L_{np} – початкова довжина пружного елемента.

Кінетична енергія системи

$$T = T_{6a} + T_{6b} = \frac{1}{2} m_{6a} \dot{x}_{6a}^2 + \frac{1}{2} m_{6b} \dot{x}_{6b}^2.$$

Частинні похідні $\frac{\partial T}{\partial q_j}$ і $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}$ мають вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial x_{6a}} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x_{6b}} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{6a}} = m_{6a} \dot{x}_{6a}, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{6b}} = m_{6b} \dot{x}_{6b}.$$

Підставивши розглянуті параметри в рівняння Лагранжа другого роду, отримаємо:

$$\begin{cases} m_{6a} \frac{d^2 x_{6a}}{dt^2} = c \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b})) - F_m \\ m_{6b} \frac{d^2 x_{6b}}{dt^2} = -c \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b})) + F_{3a} - F_p \end{cases}$$

Фаза розпрямлення пружного елемента. Ударник під впливом сили стиснутої пружини починає рухатись в бік інструменту.

Рівняння Лагранжа для цього випадку:

$$\begin{cases} m_{6a} \frac{d^2 x_{6a}}{dt^2} = c \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b})) + F_m, \\ m_{6b} \frac{d^2 x_{6b}}{dt^2} = -c \cdot (L_{np} - (x_{6a} - x_{6b})) + F_{3a} - F_p. \end{cases}$$

Фаза руху внутрішнього бойка за інерцією. Внутрішній боек відходить від пружини і наприкінці цієї фази відбувається удар по інструменту.

Рівняння руху зовнішнього бойка матиме вид:

$$m_{6b} \frac{d^2 x_{6b}}{dt^2} = F_{3a} - F_p.$$

Внутрішнього бойка:

$$m_{\text{бв}} \frac{d^2 x_{\text{бв}}}{dt^2} = F_T.$$

Результати аналітичних досліджень можна звести до табл. 1.

Вхідні дані для розрахунку з урахуванням реальних умов функціонування гідромолотка, який модернізується: $F_{\text{зв}} = 700 \text{ Н}$, $F_{\text{др}} = 275 \text{ Н}$, $F_{\text{р}} = 1560 \text{ Н}$, $F_{\text{м}} = 17 \text{ Н}$, маса зовнішнього бойка – 1,91 кг, маса внутрішнього бойка – 1,03 кг, жорсткість пружини – 70 Н/м.

Рівняння вирішені числовим методом Рунге-Кутта четвертого порядку, і на основі розрахунків побудовані залежності швидкості (рис. 5) і переміщення (рис. 6) двохбойкової системи протягом одного періоду.

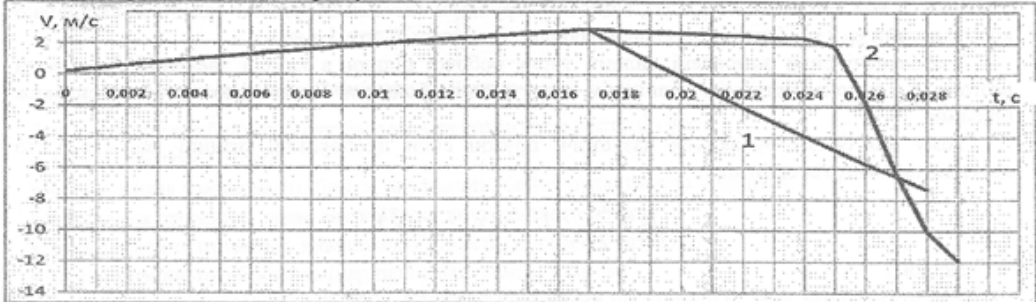


Рис. 5. Швидкості руху зовнішнього бойка (крива 1) та внутрішнього бойка (крива 2)

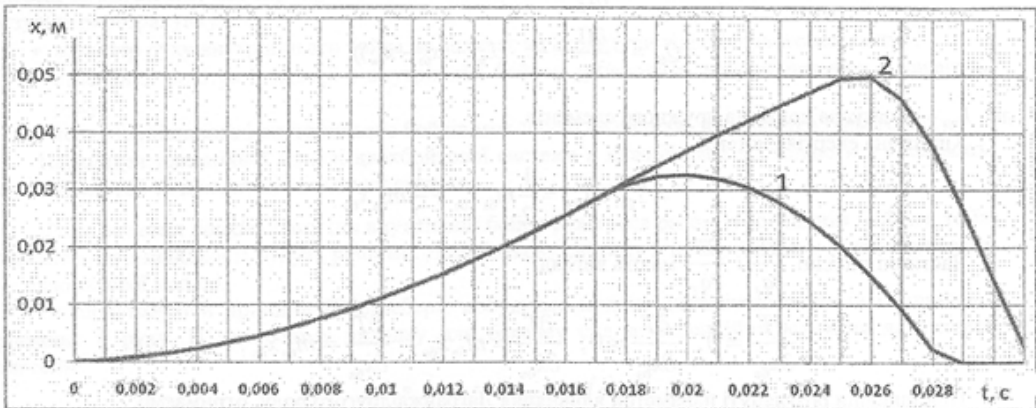


Рис. 6. Переміщення зовнішнього бойка (крива 1) та внутрішнього бойка (крива 2)

Аналізуючи залежності, можна побачити, що контакт внутрішнього бойка з пружиною відбувається в той час, коли зовнішній боек пройшов фазу зведення, гальмування і почав розгін в бік інструменту. Передударна швидкість бойка складає близько 7,4 м/с, а ударника за рахунок меншої маси та рекуперації енергії, яка була запасена в пружині – 11,9 м/с. Слід відмітити, що внутрішній боек продовжує свій рух вже після удару зовнішнього бойка протягом до 2 мілісекунд.

З рис. 6 можна знайти ступінь стиснення пружини – різниця максимального ходу зовнішнього бойка і відстані між верхньою кромкою внутрішнього бойка та пружиною: при початковій довжині пружини 46,7 мм її деформація склала 17,3 мм, тобто приблизно одну чверть від загальної її довжини.

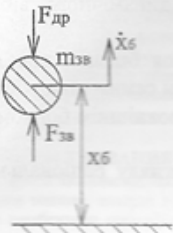
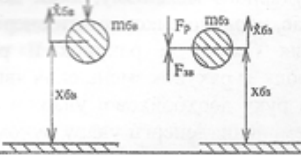
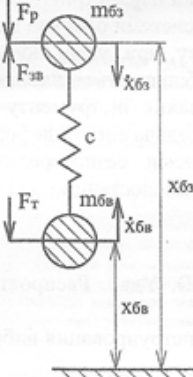
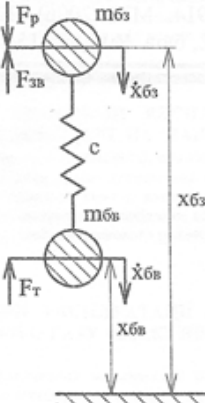
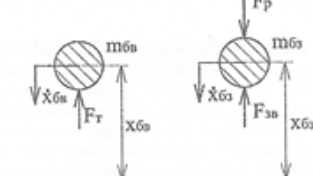
Для визначення умови раціонального застосування двохбойкової рекуперативної системи введемо критерій ефективного використання:

$$T_{\text{з.б}} \leq T_{\text{в.б.}}$$

де $T_{\text{з.б}}$ – період руху внутрішнього бойка;

$T_{\text{в.б.}}$ – період руху зовнішнього бойка.

Динаміка функціонування двобойкової системи по фазах

Фаза	Схема	Рівняння
1 <i>Зведення бойків</i>		$m_{zb} \frac{d^2 x_{\text{б}}}{dt^2} = F_{zb} - F_{\text{д}p}$
2 <i>Гальмування зовнішнього бойка</i>		$m_{\text{бз}} \frac{d^2 x_{\text{бз}}}{dt^2} = F_{\text{зв}} - F_{\text{п}}$ $m_{\text{бв}} \frac{d^2 x_{\text{бв}}}{dt^2} = -F_{\text{т}}$
3 <i>Стиснення пружного елемента</i>		$\begin{cases} m_{\text{бз}} \frac{d^2 x_{\text{бз}}}{dt^2} = c \cdot (L_{\text{сп}} - (x_{\text{бз}} - x_{\text{бв}})) - F_{\text{п}} \\ m_{\text{бв}} \frac{d^2 x_{\text{бв}}}{dt^2} = -c \cdot (L_{\text{сп}} - (x_{\text{бз}} - x_{\text{бв}})) + F_{\text{зв}} - F_{\text{т}} \end{cases}$
4 <i>Розпрямлення пружного елемента</i>		$\begin{cases} m_{\text{бз}} \frac{d^2 x_{\text{бз}}}{dt^2} = c \cdot (L_{\text{сп}} - (x_{\text{бз}} - x_{\text{бв}})) + F_{\text{п}} \\ m_{\text{бв}} \frac{d^2 x_{\text{бв}}}{dt^2} = -c \cdot (L_{\text{сп}} - (x_{\text{бз}} - x_{\text{бв}})) + F_{\text{зв}} - F_{\text{т}} \end{cases}$
5 <i>Рух внутрішнього бойка за інерцією</i>		$m_{\text{бз}} \frac{d^2 x_{\text{бз}}}{dt^2} = F_{\text{зв}} - F_{\text{п}}$ $m_{\text{бв}} \frac{d^2 x_{\text{бв}}}{dt^2} = F_{\text{т}}$

Оскільки розглянута циклічна система, то при невиконанні умови внутрішній бойок взаємодіє з зовнішнім бойком вже під час наступної фази зведення останнього, тобто в протифазі, тим самим перешкоджаючи процесу зведення зовнішнього бойка. При зменшенні маси внутрішнього бойка цей режим може бути використаний в процесі динамічного віброгасіння [2]. Якщо умова виконується, можливі два режими роботи системи:

- при $T_{з.б} > T_{з.в}$ – внутрішній бойок за рахунок більшої швидкості наздоганяє зовнішній, передаючи йому імпульс руху, збільшуючи тим самим швидкість всієї системи;
- при $T_{з.б} = T_{з.в}$ – внутрішній бойок взаємодіє з зовнішнім бойком під час удару останнього по інструменту.

Останній режим є найбільш ефективним з погляду раціональної передачі енергії удару у вигляді двох послідовних хвиль деформації [1].

Висновки

1. Розроблено схему двохбойкового гідроударного механізму, який дозволяє зменшити силу відбою за рахунок розділених ударних мас, корисно використати енергію, що накопичилась в пружному елементі в процесі зведення бойка, за рахунок її рекуператії, підвищити ефективність передачі енергії удару в породу за рахунок зменшення явища відскоку бойка.
2. Створено математичну модель динаміки руху двохбойкової ударної системи, яка дає змогу отримати величини швидкості руху, переміщення, енергії удару рухомих елементів при зміні їх масогабаритних показників, а також при зміні параметрів пружного елемента.
3. Для ефективної роботи двохбойкової ударної системи основна маса повинна бути зосереджена у внутрішньому бойкові. В такому випадку при ударі зовнішнього бойка відбувається руйнування уступів і нерівностей породи, збільшується площа її контакту з інструментом, відбувається так зване динамічне підтискування інструменту до масиву. Далі, при ударі внутрішнього бойка, відбувається основна передача енергії деформації в масив.
4. Оскільки характер руху двохбойкової системи безпосередньо залежить від параметрів гідроприводу, то необхідно використовувати маслостанцію з гідравлічним насосом постійної подачі.

Література

1. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. М.: Наука, 1985. - 312 с.
2. Быховский И.И., Гольдштейн Б.Г. Основы конструирования вибробезопасных ручных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
3. Гидравлические виброударные системы/ О.Д. Алимов, С.А. Басов. – М.: Наука, 1990. – 325 с.
4. Патент України на корисну модель №18914. МПК(2006) B25D 9/00 Ударний пристрій/ Сліденко В.М., Шевчук С.П., Лістовщик Л.К., бюл. №11, від 15.11.2006 р.