

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ БУРОВОГО ОБЛАДНАННЯ

В.Ф.Ганкевич, О.А.Пащенко, В.Я. Кіба, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», Україна

У статті наведено вплив вібраційних навантажень на інструмент та засоби його захисту при бурінні свердловин. Приведено рекомендації з вибору амортизаторів для свердловин різних типів, яких необхідно дотримуватися при бурінні. Також наведено методику розрахунків амортизаторів і доведена необхідність застосування стохастичного підходу при розрахунках віброгасників.

Світове виробництво залізної руди складає понад 1 млрд. т/р з яких на Бразилію припадає 34%, Австралію – 35%, Індію – 8%, Південну Африку та Канаду по 5%, Україну – 4%, Швецію 3% та Росію 2%. Наявність значних запасів бурого та кам'яного вугілля дає можливість вирішувати питання незалежності України за енерговитратами. В Україні також розташовані великі запаси гранітів, самородної меді, уранової руди. Для видобутку залізної та уранових руд, розробки гранітів та добучі меді використовуються буровибухові методи їх видобування. Засоби руйнування гірських порід: механічний – інструментом, вібраційний – при бурінні свердловин, ультразвуковий, вибуховий, гідравлічний з використанням електричного заряду в воді, термічний, термоциклічний та інші.

Вибір того чи іншого засобу руйнування залежить від фізико-механічних властивостей гірських порід, міцності, твердості, абразивності та умов залягання корисних копалин.

К гірничим машинам застосовуються спеціальні вимоги, виходячи з специфіки умов їх експлуатації – вибухобезпечність, пилонепроникливість вузлів тертя, обмеження габаритних розмірів, стійкість до корозії, здатність протистояти ударним навантаженням і т.і., що необхідно враховувати при удосконаленні машин для гірничо-рудної промисловості.

При відкритих розробках родовищ буриться близько 80% вибухових свердловин. Через високу міцність та твердість найбільше розповсюдження отримали станки шарошечного буріння, але при взаємодії долота з вибієм свердловини виникають коливання які негативно впливають на довговічність штанг та здоров'я робітників.

Для забезпечення вибору раціональних параметрів режиму буріння в залежності від геологічних умов використовують прибори які показують навантаження електродвигуна, швидкість буріння, зусилля на забою та крутний момент. Буровий став складається з шарошкового долота і комплекту бурильних штанг. В склад комплекту бурильних штанг входять: одна кінцева (забурник) і п'ять головних робочих штанг довжиною по 8 метрів. Головна робоча штанга складається з труби з привареним з одного боку штуцером, а з другого ніпелем. Штуцер і ніпель по зовнішньому діаметру мають лиски, які фіксують штангу в секторі касети. Крім того на ніпелі і штуцері виконана конічна замкова різьба за допомогою якої штанги з'єднуються між собою. Кінцева штанга з'єднується з долотом через ніпель. Ніпелі головних робочих штанг мають додаткові конічну замкову різьбу меншого діаметру для приєднання шпинделя вертлюга.

Аварійні випадки виникають із-за порушень правил експлуатації, заводського дефекту, вини гірників.

Основні ознаки, що вказують на необхідність заміни долота:

- різке зниження механічної швидкості буріння або повне припинення углубки; причина: заклинювання опор шарошок або повний знос долота;
- стійке зниження швидкості буріння за однорідними породами; причина: знос озброєння шарошок.

Критерії зняття шарошечних доліт з експлуатації:

- знос твердосплавних зубів більш ніж на 80%;
- знос зубів шарошок на 2/3 їх висоти;

- скол і випадання понад 10 - 20% твердосплавних зубів;
- люфт шарошок який досягає для доліт: \varnothing 59 і 76 мм - більше 4 мм; \varnothing 93 мм - більше 5 мм; \varnothing 112 і 132 мм - більше 6 мм; \varnothing 151 мм - більше 7 мм;
- повний знос вершин шарошок;
- знос долота по діаметру більше 3 мм.

Критеріями зняття з експлуатації дискових і лопатевих доліт є граничні значення зносу, що впливають на зниження механічної швидкості буріння (табл.1).

Таблиця 1

Значення зносу дискових і лопатевих доліт, що викликають зниження механічної швидкості

Критерії зносу	Дискові долота	Лопатеві долота	
		геологорозвідувальні свердловини	свердловини іншого призначення
Зменшення зовнішнього діаметру, мм	3,0	3,0	10,0
Знос озброєння,%	50	70	75
Люфт опор, мм	2,5	-	-

При бурінні шарошечними долотами може спостерігатися підвищене викривлення свердловин, що зростає з ростом осьового навантаження і діаметра долота. Основним засобом зменшення викривлення є застосування жорстких бурових компонок, що включають:

- обтяжені бурильні труби вагою на 20 - 30% більше осьового навантаження;
- ліхтарі діаметром, рівним діаметру колонкової труби для конкретного типорозміру породоруйнівного інструменту;
- труби з ніпельної заготовки та направляючі ліхтарі (для доліт діаметром 59 і 76 мм);
- направляючий снаряд з труб колишнього і подальшого діаметра (при переході на менший діаметр буріння).

Найбільш характерним видом аварій, пов'язаних із застосуванням шарошечних доліт, є залишення на вибої свердловини частин і осколків поламаних шарошок. Витяг великих часток проводиться накріттям їх і забурюванням в забій на 30 - 50 см колонковим снарядом з твердосплавної коронкою; розколоті шарошки, кульки підшипників, твердосплавні зубки і штирі піднімаються в цьому випадку разом з керном. Дрібні металеві частинки витягують за допомогою магнітної пастки типу ЛСМ.

Віброзахист будується на звичайних прийнятих в техніці принципах. Насамперед застосовують амортизатори, які конструюються таким чином, щоб частота зовнішніх вимушених коливань не збігалася з частотою власних коливань системи. У цьому випадку вдається уникнути резонансу - найбільш небезпечного режиму вібрації, другий шлях передбачає гасіння коливань за рахунок їх розсіювання в спеціальних матеріалах, що володіють великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Для умов буріння до теперішнього часу створено безліч конструкцій віброгасників як у нас, так і за кордоном. Будь-який з них має два елементи, які можуть переміщатися відносно один одного - найчастіше телескопічно і розділені пружною віброгасниковою вставкою з тарілчастих, гвинтових, кільцевих або іншого типу пружин.

Для прикладу існує амортизатор, пружний елемент якого складається з набору металевих гофрованих кілець, весь простір між якими заповнено дуже в'язкою рідиною. При стисненні в тонкому шарі рідини виникають величезні гідродинамічні опори, що перешкоджають розтіканню рідини. Рідина працює як пружна подушка. Оскільки таких шарів багато, загальне переміщення амортизуючого елемента досить велике.

Виділяють два основних напрямки в створенні наддолотних амортизаторів (демпферів): амортизатори, що мають пружні елементи з високими демпфуючими показниками; відбивачі пружних хвиль у вигляді складних конструкцій, що знижують амплітуду вібрацій.

Спільним для цих амортизаторів є здатність знижувати амплітуду осьових і торсійних віброколивань. Вибір типу амортизаторів базується на конкретних умовах буріння свердловин, тобто діаметра і глибини свердловин, а також бурового снаряда.

Для умов буріння неглибоких вибухових свердловин розроблено нормальний ряд амортизаторів, призначених для зниження осьових вібрацій, що виникають при шарошечному бурінні в гірських породах високої твердості. При цьому виді буріння осьове навантаження на бурове долото становить 200 ... 300 кН, а амплітуда вібрацій становить десятки кН, що призводить до критичних навантажень на шарошечне долото, які перевищують допустимі, і кулькова опора долота інтенсивно зношується.

Амортизатор для вибухових свердловин [4] технічна характеристика якого наведена у табл. 2 та комбінований амортизатор [5] технічна характеристика наведена у табл. 3. Також розроблено амортизатор канатного типу [6] призначений для геологорозвідувального буріння алмазними і твердосплавними коронками.

Таблиця 2

Технічна характеристика свердловинних амортизаторів [2]

Тип бурового верстата	СБШ-200	СБШ-250
Тип амортизатора	АС-180-250	АС-200-320
Діаметр буріння, мм	200... 250	250...320
Діаметр корпусу, мм	180	200
Навантаження на долото, кН	250	320
Максимальний крутний момент, кНм	5,5	6,5
Максимальна деформація пружини, мм	20	25
Довжина, мм	1200	1280
Маса, кг, не більше	250	300

Таблиця 3

Технічна характеристика комбінованого амортизатора [3]

Тип амортизатора	АМК-160	АМК-219	АМК-273
Діаметр буріння, мм	170...215	245...270	295...320
Осьова навантаження, кн.	250	320	400
Крутний момент, кН м	3,0	3,5	4,0
Деформація пружини, мм	30	30	40
Кут закручування пружини, град	15	15	15
Довжина, мм	1200	150	1800
Маса, кг, не більше	180	210	270

Застосування свердловинних амортизаторів при роторному і турбінному бурінні свердловин в твердих гірських породах шарошечними, алмазними та іншими буровими долотами призводить до зниження амплітуди осьових і радіальних вібрацій у 2 ... 5 разів і до стабілізації навантажень на бурове долото.

Вибір конструктивних розмірів амортизаторів проводиться шляхом розрахунків параметрів пружини, які відповідають осьовим і крутильним вібраціям і забезпечують передачу осьового навантаження і крутного моменту до бурового долота.

Для осьових вібрацій задають максимальне навантаження на пружину і її лінійну жорсткість у вертикальному напрямку.

Для крутильних (торсійних) вібрацій - відповідно максимальний крутний момент і кутову жорсткість.

Розглянемо найбільш складні умови - одночасна дія осьових і радіальних вібрацій, тобто комбіновані амортизатори.

Для осьового навантаження - це є приватним видом навантаження.

Комбінований амортизатор [4, 5] складається з двох основних ділянок: ділянки з поперечними і ділянки з поздовжніми прорізами. Осьова жорсткість ділянки з поперечними прорізами обумовлена деформаціями згину її півкільць. Цю величину можна визначити, як жорсткість ресори з прямокутними прорізами за формулою:

$$C_{ос.попер} = \frac{32 \cdot b \cdot h^3 \cdot E}{(i-1) \cdot l^3}, \text{ Н/м}, \quad (1)$$

де: b - поперечна товщина циліндричної пружини, м; h - висота кільця пружини, м; E - поздовжній модуль міцності металу, Па; i - кількість поперечних прорізів по висоті; l - активна довжина середньої лінії півкільця, м, яка визначається за формулою:

$$l = 0,5 \cdot p \cdot D - l_1, \text{ м}, \quad (2)$$

де: l_1 - довжина ділянки з'єднання між верхнім і нижнім кільцями, м; D - середній діаметр амортизатора, м.

Крутильна жорсткість прорізний пружини з поперечними прорізами обумовлена деформаціями крутіння тонкостінних ділянок між сусідніми по висоті кільцями і визначається за формулою:

$$C_{угл.попер} = \frac{W_k \cdot D \cdot G}{2 \cdot i \cdot h}, \text{ Н/м}, \quad (3)$$

де C - модуль зсуву матеріалу пружини, W_k - момент опору щодо кручення, який визначається за формулою:

$$W_k = \frac{2 \cdot i_1 \cdot h^2}{3}, \text{ м}^3. \quad (4)$$

Осьова жорсткість циліндричної прорізний пружини обумовлена деформаціями стиснення тонкостінних проміжків металу між прорізами і визначається за формулою:

$$C_{ос.прод} = \frac{j \cdot l_2 \cdot b \cdot E}{3}, \text{ Н/м}, \quad (5)$$

де j - кількість поздовжніх прорізів по колу; l_2 - середня відстань між прорізами, м.

Осьова жорсткість циліндричної прорізний пружини з поздовжніми прорізами після перетворення розрахункових формул визначається за формулою:

$$C_{угл.прод} = \frac{l_2 \cdot l^2 \cdot D \cdot G}{6h}, \text{ Н/м}. \quad (6)$$

Будь амортизатор містить, крім прорізних частин, ділянки у вигляді безперервних кілець, сумарну висоту яких між точками кріплення амортизаторів позначимо через H .

Тоді вирази для осьової і крутильної жорсткостей цих ділянок будуть мати такі вирази:

$$C_{ос.кол} = \frac{p \cdot D \cdot b \cdot E}{H}, \quad C_{угл.кол} = \frac{p \cdot D^3 \cdot b \cdot G}{2 \cdot H}. \quad (7)$$

Сумарні осьова і крутильна жорсткості комбінованого амортизатора будуть визначатися за формулами, визначальним послідовне з'єднання пружних елементів, відповідно:

$$C_{ос} = \frac{C_{ос.попер} \cdot C_{ос.прод} \cdot C_{ос.кол}}{C_{ос.попер} \cdot C_{ос.прод} + C_{ос.попер} \cdot C_{ос.кол} + C_{ос.прод} \cdot C_{ос.кол}}; \quad (8)$$

$$C_{угл} = \frac{C_{угл.попер} \cdot C_{угл.прод} \cdot C_{угл.кол}}{C_{угл.попер} \cdot C_{угл.прод} + C_{угл.попер} \cdot C_{угл.кол} + C_{угл.прод} \cdot C_{угл.кол}}. \quad (9)$$

Ці величини визначають безпосередній зв'язок між навантаженнями і деформаціями амортизатора, а саме:

$$C_{ос} = \frac{P}{\Delta}, \text{ м}; \quad C_{угл} = \frac{M_k}{\alpha}, \text{ град}. \quad (10)$$

де: P і M_k - відповідно максимальна осьова навантаження і крутний момент, що діють на амортизатор; Δ і α - відповідно максимальні осьова деформація і кут закручування амортизатора.

Використання амортизаторів дозволяє підвищити техніко-економічні показники буріння в 1,2...1,4 рази. Для буріння вибухових свердловин рекомендується амортизатор у вигляді трубчастої пружини з поперечними прорізами для зниження амплітуди осьових вібрацій. Для буріння глибоких свердловин на нафту і газ рекомендується комбінований амортизатор у

вигляді трубчастої пружини з поперечними і поздовжніми прорізами, та нову техніку, яка рекомендована в патенті [7]. Бурову вишку, яка містить установку з гідравлічним механізмом подачі, накопичувач свіч та відрізняється тим що накопичувач свічок жорстко пов'язаний з рамою бурової установки, у якій виконаний проріз, на рамі бурової установки установлений ходовий міст виконаний із можливістю переміщення свіч накопичувача до гідравлічного механізму подачі в момент нижнього положення останнього для наступного з'єднання з попередньою свічею. Гідравлічний механізм подачі, містить рухома платформу, гідроциліндри, та відрізняється тим що містить пристосування яке виконане вигляді коромисла з рухома центральною віссю, за допомогою якого гідроциліндри з'єднанні з рухома платформою гідравлічного механізму подачі. За рахунок цього підвищується продуктивність і надійність обладнання та зменшуються вібраційні коливання. Для геологорозвідувального буріння може використовуватися амортизатор, в якому в якості пружного елемента використовується сталевий канат. Також при конструюванні віброгасників необхідно застосовувати стохастичний підхід до розрахунку віброгасника, при якому вібраційні впливу будуть носити випадковий характер, та використовувати зварювання тертям при з'єднанні високонавантажених елементів.

Список літератури

1. Островский И.Р., Сирик В.Ф., Ганкевич В.Ф. и др. Наддолотные амортизаторы // В кн.: Вісник Національного технічного університету «Харьковський технічний університет». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Хімія, хімічна технологія та екологія». – Харків: НТУ «ХП». – 2010. – №65. С.11-21.
2. Островский И.Р., Сирик В.Ф., Ганкевич В.Ф. и др. Упрочнение бурильных труб // В кн.: Науковий вісник Національного гірничого університету. Науково-технічний журнал. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2011. – №5(125). С.84-89.
3. Миндели Э.О. Разрушение горных пород. М., «Недра», 1975, 600 с.
4. Пат. №18404 України. Свердловинний амортизатор / Островський І.Р., Лісниченко В.А., Сирик В.Ф. та ін.; опубл. 2006, Бюл. №11.
5. Пат. №18799 України. Свердловинний амортизатор / Островський І.Р., Лісниченко В.А., Сирик В.Ф. та ін.; опубл. 2006, Бюл. №11.
6. Пат. №7279 України. Антивібраційна компоновка низу бурової колони / Малярчук Б.М., Огородніков П.І. та ін.; опубл. 2005, Бюл. №6.
7. Пат. №88687 України. Бурова вишка та гідравлічний механізм подачі / Сирик В.Л., Левін В.Л., Ганкевич В.Ф. та ін.; опубл. 2009, Бюл. №21.