

O energetycznych aspektach wiercenia otworów **hydraulicznymi wiertarkami obrotowo-udarowymi**

Wierząc otwory strzałowe w skałach o dużej zwięzłości sposobem udarowym uzyskuje się małe prędkości wiercenia, przy niezbyt dużym zużyciu ostrzy narzędzi wierzących. Natomiast przy wierceniu sposobem obrotowym prędkości są nawet zadawalające, lecz z kolei bardzo szybkie jest zużycie ostrzy narzędzi i wiercenie staje się nieekonomiczne. Wymienione trudności przyczyniły się do powstania nowych konstrukcji maszyn bazujących na obrotowo-udarowej zasadzie działania, która ma cechy i sposobu udarowego, i obrotowego.

Przy wierceniu obrotowo-udarowym oprócz energii potencjalnej skręcania i ściskania przewodu wiertniczego wykorzystywana jest jeszcze energia fali naprężeń, nazywana często energią uderzenia. Tak więc energochłonność procesu wiercenia obrotowo-udarowego można zapisać jako algebraiczną sumę trzech składników [1]:

$$e_{ou} = \frac{W_u \cdot z_o}{F_o \cdot p} + \frac{2 \cdot \pi \cdot M_s}{F_o \cdot p} + \frac{P_d}{F_o} \quad (1)$$

gdzie:

W_u – energia uderzenia mechanizmu udarowego wiertarki,

z_o – liczba uderzeń przypadająca na jeden obrót koronki,

M_s – moment obrotowy działający na koronkę wierzącą,

F_o – powierzchnia poprzecznego przekroju otworu wierconego,

p – jednostkowy posuw narzędzia,

P_d – siła docisku na koronkę wiertniczą.

Energochłonność procesu wiercenia obrotowo-udarowego (energia jednostkowa) w głównej mierze zależy od pierwszego składnika sumy zależności (1). Stanowi on do 80% całości energii dostarczanej narzędziu. Energia uderzenia W_u , którą ze sobą niesie fala naprężeń, dla konkretnej maszyny i współpracującej z nią żerdzi może być zapisana zależnością:

$$W_u = \frac{F_z \cdot c_z}{E_z} \cdot \sigma^2 \cdot t, \quad (2)$$

gdzie:

F_z – przekrój poprzeczny żerdzi,

c_z – prędkość rozprzestrzeniania się podłużnej fali naprężenia wzdłuż żerdzi ($c_z \approx 5000$ m/s).

E_z – moduł sprężystości Younga materiału żerdzi ($E_z = 2,2 \cdot 10^5$ MPa).

σ – wartość amplitudy naprężenia,

t – czas trwania uderzenia określany prędkością przechodzenia fali naprężeniowej po uderzającym tłoku o długości l , to jest $t = 2l/c$ (2).

Jak to widać z równania (2), możliwe jest przeniesienie równoważnej porcji energii bądź to przy dużej amplitudzie naprężenia i stosunkowo małej długości fali, bądź przy małej amplitudzie naprężenia i większej długości fali (t – czas trwania impulsu). Ogólnie wiadomo, że od masy bijaka i jego prędkości ruchu zależy wartość przekazywanej energii kinetycznej, natomiast kształt bijaka wpływa na charakterystykę generowanej fali naprężeń w żerdzi oraz na ogólną sprawność energetyczną układu: maszyna wiertnicza – żerdź z koronką i skała.

Przenoszenie energii uderzenia wzdłuż żerdzi

W praktyce górnictwa odkrywkowego eksploatującego skały związane wierci się wiertarkami obrotowo-udarowymi o wspólnym mechanizmie obrotu i udaru otwory strzałowe o długościach nieprzekraczających z reguły 20 m i średnicy od 51 do 102 mm. Długi przewód wiertniczy, jako element transportujący energię uderzenia z tłoka maszyny do koronki wiertniczej, jest przyczyną strat obniżających sprawność przekazywania energii w postaci fal naprężeń przechodzących przez żerdzie łączone o głębokości wiercenia L . Czynnikiem wpływającym ujemnie na transmisję energii wzdłuż zestawu żerdzi jest tłumienie, czyli zmniejszenie amplitudy naprężenia σ , a tym samym energii W w stosunku

do wartości początkowej. Przyczynami tego niepożądanego zjawiska są: tarcie wewnętrzne (histereza mechaniczna materiału żerdzi), występowanie złączy i ewentualnie spoin oraz tarcie żerdzi wiertniczej o ścianki otworu.

Można więc ogólnie powiedzieć, że wraz z powiększaniem długości zestawu żerdzi (głębokości wiercenia) zwiększają się – to w sposób znaczący – straty energii.

Zmniejszenie amplitudy naprężenia impulsu udarowego przy jego przejściu po całym zestawie żerdzi może być obliczone z zależności:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot e^{-\alpha \cdot L} \quad (3)$$

gdzie:

σ_0 – początkowa wartość amplitudy naprężenia,

L – długość od przekroju o naprężeniu σ_0 do przekroju z poszukiwanym naprężeniem (długość żerdzi wiertniczej),

α – stała tłumienia (dekrement) materiału, równa w przypadku żerdzi (materiał i przekrój): dla żerdzi stalowej o przekroju sześciokątnym $\alpha \approx 3,3 \cdot 10^{-3}$ na 1 metr długości (0,33%), dla żerdzi o przekroju okrągłym $\alpha \approx 4,0 \cdot 10^{-3}$ na 1 metr długości (0,4%).

Impuls o danej amplitudzie naprężenia, po przebyciu długości około 3 metrów (standardowa długość żerdzi), zostaje zredukowany o 1%, a ponieważ energia uderzenia maleje z kwadratem naprężenia (wzór 2), strata energii wyniesie około 2%.

Nie trudno zauważyć, że przyczyną wymienionych ograniczeń energetycznych jest sama istota tego sposobu wytwarzania i przesyłania energii, która w pewnych konkretnych przypadkach może przestać nosić miano racjonalności. Dotyczy to zwłaszcza uzyskania racjonalnych mechanicznych prędkości wiercenia w aspekcie wiercenia otworów o dużej średnicy i znacznej długości.

Badaniami eksperymentalnymi określono także straty występujące w połączeniach żerdzi. Przy słabych stykach w połączeniach mufowych z normalnym gwintem, straty amplitudy naprężenia wynoszą od 3,6 do 4%, a przy dobrych stykach od 0,8 do 1,2%. Średnio straty oscylują od 1,5 do 2,0% na jedno połączenie (3). W połączeniach z gwintem stożkowym wynoszą straty 7,5% na jedno połączenie, a w połączeniach, w których energia uderzenia przechodzi nie przez czołową powierzchnię żerdzi, lecz poprzez materiał mufy, straty dochodzą do 18,5% (4).

Straty amplitudy naprężenia przy przejściu impulsu po zestawie żerdzi można określić ogólną zależnością:

$$\sigma = \sigma_0 \cdot e^{-(\alpha_1 \cdot L + \alpha_2 \cdot n)}$$

w której:

σ_1 – straty w całym zestawie żerdzi,

σ_2 – straty w jednym połączeniu,

L – długość zestawu żerdzi,

n – liczba połączeń,

natomiast straty energii można wyrazić wzorem:

$$W = w_u \cdot e^{-(\alpha_1 \cdot L + \alpha_2 \cdot n)},$$

Współczesne wiertarki obrotowo-udarowe mają bardzo zróżnicowane wartości energii uderzenia, bo od 70 do 300 J, a masę od 30 do 250 kg.

Dla lepszego zobrazowania podanych wyżej związków posłużmy się prostym przykładem.

Przykład

Należy określić straty amplitudy naprężenia i energii uderzenia w impulsie na końcu zestawu żerdzi o długości

$L = 25$ m, składającego się z żerdzi o przekroju okrągłym z połączeniem mufowym i gwintem normalnym; styki połączenia dobre. Zestaw wierzący liczy 20 żerdzi, liczba połączeń $n = 19$. Powierzchnie żerdzi oczyszczone ze zwiercin i smaru, powierzchnie nieszlifowane. Energia uderzenia wiertarki $W_u = 140$ J, a maksymalna amplituda naprężenia w żerdzi podczas uderzenia wynosi $\sigma_0 = 180$ MPa (dopuszczalna wytrzymałość zmęczeniowa materiału żerdzi $\sigma_{zm} = 280$ MPa).

Do obliczeń przyjęto $\alpha_1 = 0,4 \cdot 10^{-2}$ na 1 metr oraz $\alpha_2 = 2,0 \cdot 10^{-2}$ na jedno połączenie.

Wartość amplitudy naprężenia na końcu zestawu żerdzi o długości 25 m wyniesie:

$$\alpha = 180 \cdot e^{-(0,4 \cdot 25 + 2,0 \cdot 19) \cdot 10^{-2}},$$

$$\sigma = 180 \cdot 0,62 = 111,5 \text{ MPa.}$$

Procentowa strata amplitudy

$$\left(1 - \frac{111,5}{180}\right) \cdot 100 = 38,1\%$$

Wartość energii uderzenia dochodzącej do końca zestawu żerdzi,

$$W = 140 \cdot e^{-2(0,4 \cdot 25 + 2,0 \cdot 19) \cdot 10^{-2}},$$

$$W = 140 \cdot 0,384 = 53,6 \text{ J.}$$

Straty energii wynoszą około 62%.

Podobne rezultaty badań z przenoszenia energii wzdłuż żerdzi otrzymali Andrejew i Iwanow [3], którzy w celu potwierdzenia badań laboratoryjnych dokonali pomiarów przemysłowych w skalach o $f = 16$ do 18, wierząc otwory strzałowe do głębokości 30 m wiertarkami obrotowo-udarowymi. Wiertarki miały energię uderzenia 100 do 120 J i liczbę uderzeń $z = 1900$ do 2000 na minutę. Średnica koronki wiertniczej wynosiła 65 mm. Na podstawie wyników pomiarów, nie biorąc pod uwagę procesu zawierania, zaproponowali zależność na określenie mechanicznej prędkości wiercenia v_m w zależności od głębokości wierconego otworu:

$$v_m = (a \cdot e^{-\beta \cdot L} + c) \cdot v_0,$$

gdzie:

v_0 – początkowa prędkość wiercenia.

Współczynniki a , β i c otrzymano z badań; określały one warunki wiercenia. Dla podanego przypadku wyniosły odpowiednio:

$$a = 0,995, \beta = 0,04, c = 0,08.$$

Do głębokości 10 do 12 m prędkość wiercenia zmniejszyła się do 25%, a na głębokości 20 m stanowiła 50% prędkości początkowej, by na głębokości 30 m osiągnąć zaledwie 30% prędkości początkowej. Pierwsze konstrukcje wiertarek obrotowo-udarowych miały z reguły napęd pneumatyczny, który od początku lat osiemdziesiątych jest coraz częściej zastępowany napędem hydraulicznym. Tendencja do coraz szerszego wprowadzania wiertnic z wiertarkami obrotowo-udarowymi z napędem hydraulicznym wynika z wielu zalet, które cechują ten rodzaj napędu w porównaniu z napędem pneumatycznym, a mianowicie:

- większa o 50 do 150% prędkość wiercenia,
- co najmniej trzykrotnie większa sprawność energetyczna,
- niższy poziom hałasu,
- lepsza możliwość automatyzacji procesu wiercenia,
- większy komfort pracy,
- mniejsze koszty prac wiertniczych w odniesieniu do jednostki obojętności zwiercanej skały.

Jest faktem bezspornym, iż pod względem energetycznym udarowe mechanizmy hydrauliczne osiągają sprawność do 45% w porównaniu z 15% sprawnością mechanizmów pneumatycznych. Na każdą jednostkę energii wymaganej do odwiercenia 1 m otworu potrzeba 6,67 jednostek energii wyjściowej przy stosowaniu napędu pneumatycznego i tylko 2,22 jednostek energii wyjściowej przy wykorzystaniu napędu elektrohydraulicznego. Fala naprężeń wytworzona w żerdzi przez uderzenie w nią długim i smukłym bijakiem silnika hydraulicznego jest nie tylko bardziej sprawna dla procesu urabiania, ale także „delikatniejsza” dla całego przewodu wiertniczego (łącznika, tulei łączących, żerdzi i koronki) niż fala naprężeń wytwarzana silnikiem udarowym pneumatycznym. Dzięki temu trwałość żerdzi przy stosowaniu napędu hydraulicznego jest o 20% większa. Zużycie oleju podczas pracy w ciągu jednej zmiany przez całkowicie hydrauliczną wiertarkę obrotowo-udarową jest co najmniej dwukrotnie mniejsze niż przez wiertnicę pneumatyczną tej samej klasy.

Wiercenie głębokich otworów strzałowych wiertarkami obrotowo-udarowymi wymaga szerokich wstępnych analiz właściwego doboru samego napędu, którego silnik udarowy odgrywa najistotniejszą rolę w procesie wiercenia. Duże znaczenie w transmisji energii do dna wierconego otworu, a więc do koronki wiertniczej, ma żerdź wiertnicza i sposób jej łączenia. Jeden słaby styk na połączeniu żerdzi wiertniczej „zjada” do 7% energii uderzenia, dlatego dokładna obróbka czołowych powierzchni żerdzi, ich oczyszczenie z brudu oraz dobrze konserwowane gwinty żerdzi i tulei łączących to znaczący krok dla polepszenia transmisji energii uderzenia od silnika do koronki wiertniczej. Żerdzie wiertnicze powinny być bardzo dobrze skręcone (dociśnięte) i to zalecenie winno być uważnie przestrzegane przez wiertaczy (operatorów) realizujących proces wiercenia wiertnicami z silnikami udarowymi i obrotowo-udarowymi.

Podstawowym czynnikiem wyznaczającym technologiczną granicę możliwości energetycznych mechanizmu udarowego wiertarki jest wytrzymałość zmęczeniowa materiału żerdzi oraz jej długość. Przez granicę możliwości energetycznych rozumiana jest niemożność przekroczenia dyspozycyjnej jednostkowej mocy decydującej w sposób zasadniczy o prędkości wiercenia. Ograniczenia powyższe wynikają z samej natury i istoty konstrukcji oraz pracy mechanizmu udarowego.

Przedstawione w opracowaniu obliczenia skłaniają do wniosku, że z energetycznego punktu widzenia użycie wiertarek obrotowo-udarowych jest najefektywniejsze, gdy wiercą one otwory możliwie krótkie i mniejszych średnic w skalach charakteryzujących się dużą zwięzłością.

Literatura

1. A. Bęben, J. Marianowski: Dobór parametrów wiercenia obrotowo-udarowego otworów małych średnic. Zeszyty Naukowe AGH, Mechanika, Tom 11, Z. 3, 1992.
2. A. Bęben: Technika wiertnicza w odkrywkowym górnictwie skalnym. Śląskie Wydawnictwa Techniczne, Katowice 1992.
3. W.D. Andrejew, K.I. Iwanow: Rasprostranienije udamago impulsa po instrumentu primienitelno k burieniju glubokich wzrywnych skważyn pierforatorami s niezawisimym wraszczieniem bura. Zbornik „Wzrywnaje dielo” nr 53/15, Niedra 1964.
4. Technika burienija pri razrabotkie miestorożdzenij poleznych iskopajemych. Moskwa, Niedra 1974. ■