

УДК 622.233.4

Докт. техн. наук МАКСИМОВ О.П.

Національна гірничча академія України, м. Дніпропетровськ, Україна

Инж. СЛІПЕНЬКИЙ В.С.

Казенне підприємство "Південукргеологія, м. Дніпропетровськ, Україна

ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ВІБРОБУР

Використання динамічних навантажень, які створюються гідравлічним ударними буровими машинами, дає змогу покращити техніко-економічні показники буріння: механічна швидкість зростає в 1,5...4 рази, проходка на долото (бурову коронку) – в 2...3 рази [1, 2].

Гідродинамічні (хвильові) вібробури не знайшли використання при бурінні свердловин через швидке зношення золотника, який обертається, та низький ресурс роботи подібних механізмів. Гідродинамічний вібробур поєднує в собі позитивні якості як механічного ударника, так і хвильового вібробура, тому що в його конструкції відсутні золотники, а навантаження на буровий інструмент створюється за рахунок високого тиску гідравлічного удару, який багаторазово відбивається від плоских поверхень робочої камери.

Із зростом глибини буріння ефективність ударно-обертального буріння значно зростає, оскільки частка енергії на обертальне руйнування зменшується, а частка ударної енергії, що витрачається на руйнування гірської породи, зростає, тому що зростають витрати енергії на обертання бурильних труб у свердловині.

В даній статті приведено методику визначення показників технічної характеристики гідродинамічного вібробура і його основних енергетичних параметрів: ударної потужності та коефіцієнта корисної дії.

На рис. 1 зображено гідродинамічний вібробур типу УГД-168 з основними конструктивними параметрами, які впливають на показники технічної характеристики: d – діаметр клапана та клапанної втулки, м; D – внутрішній діаметр робочої камери, м; d_k – внутрішній діаметр каналу в клапанній втулці, м; $d_{кл}$ – діаметр тіла клапана, м; l_k – довжина робочої камери, м; L – загальна довжина вібробура, м; x_k – робочий хід клапана, м; $x_в$ – хід клапанної втулки, м.

Гідродинамічний вібробур УГД-168 складається із наступних основних деталей: перехідника 1 для з'єднання його з колонною бурильних труб, обмежувальної втулки 2, на якій розміщена пружина 3, яка утримує втулку в початковому положенні; муфти 4, яка сполучує перехідник 1 з корпусом 8. Між перехідником 1 і корпусом 8

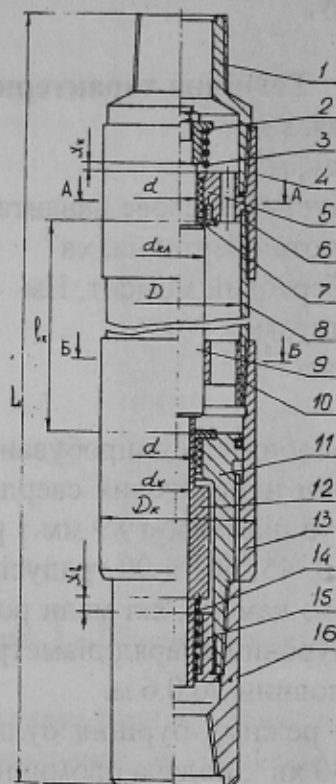


Рис. 1 – Гідравлічний вібробур УГД-168:

1 – перехідник; 2 – втулка обмежувальна; 3 – пружина клапанна; 4 – муфта; 5 – підшипник; 6 – упор; 7 – накладка; 8 – корпус; 9 – клапан; 10 – центратор; 11 – вал шліцевий; 12 – втулка клапанна; 13 – втулка шліцева; 14 – пружина втулки клапанної; 15 – стакан; 16 – перехідник

розміщено упор 6, в який запресовано підшипник 5, що накладкою 7 утримується в робочому положенні. Клапан 9 усередині корпусу утримується цент ратором 10. В нижній частині вібробура мається шліцевий вал 11, всередині якого поміщена клапанна втулка 12 з пружиною 14. Клапанна втулка переміщується усередині підшипника, який поміщено в шліцевому валу. Шліцевий вал передає обертальний момент від шліцевої втулки 13, яка сполучується з корпусом 8 через гвинтову різьбу до перехідника 16. Пружина 14 розташована в стакані 15, який з'єднується з шліцевим валом різьбою. До шліцевого валу різьбою приєднаний перехідник 16, призначений для приєднання бурового наконечника – долота або бурової коронки.

В упорі 6 маються отвори діаметром d_0 для проходження промивної рідини та передачі тиску гідравлічного удару в порожнину верхнього перехідника для того, щоб створити зусилля на клапані і таким чином створити автоколивання системи "клапан – клапанна втулка" і як добуток процесу – створення динамічного навантаження на бурове долото.

Робота вібробура здійснюється наступним чином (див. рис. 1). Вібробур з'єднується з важкими бурильними трубами за допомогою перехідника 1, через труби в вібробур поступає промивна рідина, яка вільно проходить через всі канали при положенні, коли породуїнний інструмент (долото) не дотикається вибою свердловини. В такому положенні шліцевий вал 11 з клапанною втулкою 12, пружиною 14, стаканом 15 і перехідником 16 спускаються вниз на величину, яка більша за хід клапанної втулки x_0 . Ця операція – промивка вибою для виносу шламу, який є на вибої.

Потім вібробур спускають вниз – відбувається переміщення шліцевого вала із сполученими з ним деталями вверх до контакту верхнього торця клапанної втулки 12 з нижнім торцем клапана 9, який знаходиться в крайньому верхньому положенні відносно корпусу 8. В момент перекриття центрального каналу в клапанній втулці відбувається миттєва зупинка потоку промивної рідини – виникає гідравлічний удар. Ударна хвиля рухається вверх до зустрічі з нижнім торцем упору 6 і частина її відбивається з тим же знаком (хвиля тиску) і рухається до нижньої відбиваючої площини – торця шліцевого вала. Так відбувається доти, доки центральний канал клапанної втулки 12 є перекритий нижнім торцем клапана 9. Частина плоскої хвилі гідравлічного удару через канали в упорі 6 переходить в порожнину верхнього перехідника 1 і рухається вверх по бурильних трубах до повного згасання її за рахунок гідравлічних опорів.

Під час досягнення ударної хвилі до верхнього вільного торця клапана 9 високий тиск спонукає переміщення клапана з закріпленою на ньому обмежувальною втулкою 2 і пружиною 3. Клапан рухається вниз на величину ходу x_k і зупиняється при контакті нижнього торця обмежувальної втулки 3 з верхнім торцем упору 6. Клапанна втулка 12 продовжує рух вниз до зупинки її при контакті нижньої площадки з торцем стакану 15; при цьому відкривається внутрішній канал у клапанній втулці 12 і дія гідравлічного тиску припиняється: рідина вільно рухається через канали і порожнини вібробура і досягає вибою свердловини.

Гідравлічна потужність гідродинамічного вібробура визначається як добуток від перепаду тиску в машині на подачу рідини в машину, тобто

$$N_0 = \Delta p_0 Q, \quad (1)$$

де N_0 - загальна потужність гідродинамічного вібробура, Вт; Δp_0 - загальний перепад тиску в машині, Па; Q - подача промивної рідини, м³/с.

На рис. 2 приведена теоретична циклограма процесів, які протікають в гідродинамічному вібробурі. Тут прийнято наступні позначення:

p_0 - величина гідравлічного удару, що виникає при миттєвій зупинці рідини в робочій камері, Па; p_1, p_2, \dots - значення тиску в камері, які обумовлені відбиттями гідравлічних

хвиль, Па; $\Delta p_1, \Delta p_2 \dots$ – приріст тиску в камері за рахунок відбитих хвиль тиску, Па; t – час проходження ударної хвилі при відбитті її від верхньої площини, с; t_p – час робочого ходу клапана разом з клапанною втулкою, с; t_c – час вільного ходу клапанної втулки після зупинки клапана, с; t_{xk} – час холостого ходу клапана, с; $t_{x\theta}$ – час холостого (зворотнього) ходу клапанної втулки, с; p_c – тиск в робочій камері при вільному ході клапанної втулки, Па; p_x – тиск в робочій камері під час холостого ходу клапана, Па.

Загальний перепад тиску при роботі гідродинамічного вібробура визначається як сума добутоків тиску на окремих ділянках робочого циклу на тривалість цього ділянки циклу, поділена на тривалість всього циклу, тобто

$$\Delta p_o = \frac{p_{cp}mt + p_c t_c + p_x t_x + p_{cp}(1 - k_1)}{mt + t_c + t_x} = \frac{p_{cp}mt(2 - k_1) + p_x t_x + p_c t_c}{mt + t_c + t_x} \quad (2)$$

Окремі члени формули, які входять в формулу (2) визначаються за наступними формулами [4]

$$m = 0,5 \frac{t_p c}{2l_k} \quad (3)$$

$$t_x = \sqrt{\frac{m_2}{z_2}} \cos \frac{p_x S_2}{z_2 x_2 - p_x S_2} \quad (4)$$

$$p_c = 0,5 \xi \rho (v_k - 0,5 x_\theta)^2 \frac{l_k}{d_k} \quad (5)$$

$$p_x = 0,5 \xi \rho v^2 \frac{l_k}{d_k} \quad (6)$$

$$t = \frac{2l_k}{c} \quad (7)$$

Час вільного ходу клапанної втулки t_c можна визначити із відомої формули [4]

$$t_c = \sqrt{\frac{m_2}{z_2}} \arccos \frac{x_c}{v_k} \sqrt{\frac{z_2}{m_2}} \quad (8)$$

Час робочого ходу визначається за формулами (9) або (10) [3]:

$$x = \frac{B}{A \sqrt{k^2 - 4A}} (r_2 e^{r_1 t} - r_1 e^{r_2 t} + \sqrt{k^2 - 4A}) \quad (9)$$

$$x = \frac{B}{A} \left[1 - e^{-0,5kt} \left(\frac{k}{2\beta} \sin \beta t + \cos \beta t \right) \right] \quad (10)$$

Тут для скорочення запису позначено

$$k = \frac{2S\rho c}{m}; \quad A = \frac{z_1 + z_2}{m}; \quad B = \frac{kv}{m} + g - \frac{z_1 h_1 + z_2 h_2}{m};$$

$$r_{1,2} = -0,5k \pm 0,5\sqrt{k^2 - 4A}; \quad \beta = 0,5\sqrt{4A - k^2},$$

де S – площа перерізу клапана, на яку діє тиск гідравлічного удару, м²; ρ – густина промислової рідини, кг/м³; m – сумарна маса клапана і клапанної втулки, кг; z_1 – жорсткість клапан-

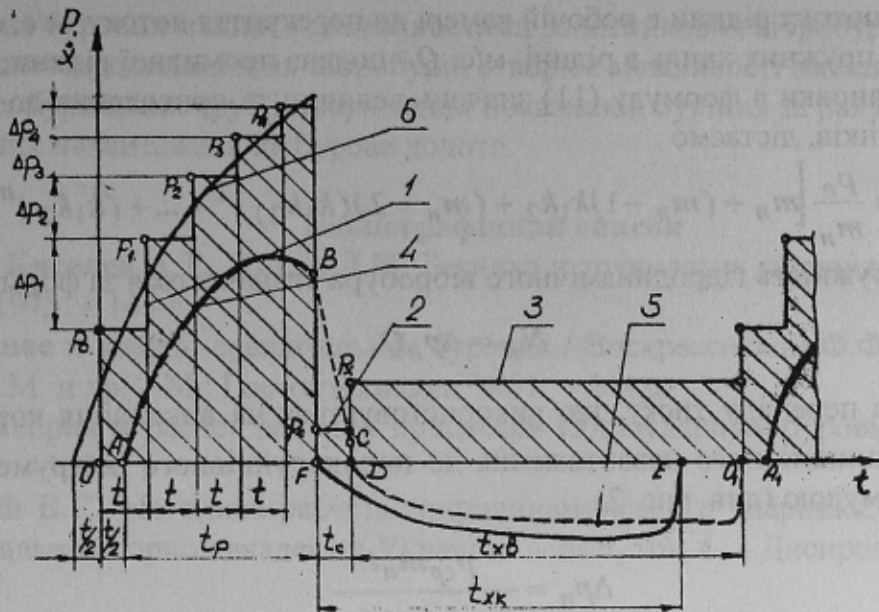


Рис. 2 – Циклограма тиску в робочій камері і швидкостей переміщення клапана і клапанної втулки:

1 – тиск в камері під час робочого ходу клапана при перекритому струмові рідини; 2 – тиск під час вільного ходу клапанної втулки; 3 – тиск під час холостого (зворотнього) ходу клапанної втулки; 4 – швидкість переміщення клапана; 5 – швидкість переміщення клапанної втулки; 6 – розрахунковий тиск в робочій камері при робочому ході клапана.

ної пружини, Н/м; h_1 – початкове стискання клапанної пружини, м.

Середнє значення тиску в робочій камері вібробура з урахуванням часу дії початкового і відбитих імпульсів гідравлічного удару визначається як сума добутків величини тиску на час його дії, поділеної на час робочого ходу (див. рис. 2, точки 0, $p_0, p_1 \dots F$)

$$p_{cp} = \frac{\sum p_i t_i}{0,5t + t_p} = \frac{1}{m_n t} [p_0 m_n t + \Delta p_1 (m_n - 1)t + \dots + \Delta p_{mn} t],$$

де $\Delta p_1 = p_0 k_1 k_2$; $\Delta p_2 = p_0 (k_1 k_2)^2$; $\Delta p_{mn} = p_0 (k_1 k_2)^{mn}$,

де p_0 – величина початкового гідравлічного удару, Па; k_1 – коефіцієнт відбивання ударної хвилі в робочій камері вібробура; k_2 – коефіцієнт, який урахує зниження тиску в робочій камері.

$$k_1 = 1 - \frac{nd_o^2}{D^2 - d^2} \quad (12)$$

де n – число отворів в верхній відбійній площині; d_o – діаметр отворів, м.

$$k_2 = e^{-2\alpha l_k}, \quad (13)$$

де e – основа натуральних логарифмів; α – декремент затухання ударної хвилі в робочій камері.

Повне число відбить m_n визначається за формулою

$$m_n = 0,5 + \frac{t_p}{t}, \quad (14)$$

Величина початкового гідравлічного удару визначається за формулою [3]

$$p_0 = \rho c v = \rho c \frac{Q}{S_k} = \rho c \frac{Q}{0,785(D^2 - d^2)}, \quad (15)$$

де v – швидкість потоку рідини в робочій камері до перекриття потоку, м/с; c – швидкість розповсюдження пружних хвиль в рідині, м/с; Q - подача промивної рідини, м³/с.

Після підстановки в формулу (11) значень величин та приведення до вигляду, зручному для розрахунків, дістаємо

$$P_{cp} = \frac{P_0}{m_n} \left[m_n + (m_n - 1)k_1k_2 + (m_n - 2)(k_1k_2)^2 + \dots + (k_1k_2)^{m_n} \right], \quad (16)$$

Корисна потужність гідродинамічного вібробура визначається за формулою

$$N_n = \Delta p_n Q, \quad (17)$$

де Δp_n - частина перепаду тиску, що використовується на виконання корисної роботи, тобто створення динамічного навантаження до породоруйнівного інструменту. Вона визначається за формулою (див. рис. 2)

$$\Delta p_n = \frac{P_{cp} m_n t}{m_n + t_c + t_x}. \quad (18)$$

Якісною характеристикою всякої машини є коефіцієнт корисної дії. Для гідродинамічного вібробура ККД можна визначати за формулою

$$\eta = N_n : N_0 = \Delta p_n Q : \Delta p_0 Q = \frac{P_{cp} m_n t}{P_{cp} m_n t (2 - k_1) + P_x t_x + P_c t_c}. \quad (19)$$

При проектуванні гідродинамічного вібробура УГД-168 виконано розрахунки конструктивних і енергетичних показників технічної характеристики вібробура. Були прийняті наступні вихідні дані для розрахунків: діаметр корпусу $D_k = 180$ мм; внутрішній діаметр робочої камери $D = 150$ мм; діаметр клапана і клапанної втулки в місцях ущільнення $d = 40$ мм; довжина робочої камери $l_k = 1,5$ м; хід клапана $x_k = 6$ мм; хід клапанної втулки $x_e = 10$ мм; жорсткість клапанної пружини $z_1 = 28700$ Н/м; жорсткість пружини клапанної втулки $z_2 = 14500$ Н/м. Розрахунок параметрів виконувався для трьох значень подачі промивної рідини $Q = 6, 10$ та 15 л/с. Результати розрахунків наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Показники технічної характеристики вібробура

| Назва показника | Одиниця виміру | Величина показника при подачі рідини, л/с | | |
|-------------------------------------|-----------------|---|------|------|
| | | 6 | 10 | 15 |
| 1. Тиск гідравлічного удару | МПа | 0,55 | 0,90 | 1,80 |
| 2. Найбільший тиск в камері | МПа | 2,5 | 4,0 | 7,5 |
| 3. Найбільше динамічне навантаження | кН | 40 | 65 | 120 |
| 4. Перепад тиску робочий | МПа | 0,6 | 1,0 | 2,0 |
| 5. Перепад тиску загальний | МПа | 0,7 | 1,15 | 2,4 |
| 6. Потужність ударна | кВт | 3,6 | 10,0 | 30,0 |
| 7. Потужність загальна | кВт | 4,2 | 11,5 | 36,0 |
| 8. Частота ударів | с ⁻¹ | 32 | 33 | 34 |
| 9. Коефіцієнт корисної дії | % | 85 | 87 | 83 |

ВИСНОВКИ

1. Гідродинамічний вібробур, має більш високі енергетичні показники, ніж гідроударні бурові машини, що створюють динамічне зусилля у вигляді удару молотка по ковадлу.
2. Гідродинамічний вібробур сполучує в собі достоїнстві автоколивальної системи

гідроударних бурових машин з достоїнствами золотникових вібробурів.

1. Використання гідродинамічних вібробурів створює можливості зменшення необхідної маси важких бурильних труб і покращання показників буріння за рахунок використання динамічних навантажень на бурове долото.

Бібліографічний список

1. **Граф Л.Э., Киселев А.Т., Коган Д.И.** Техника и технология гидроударного бурения. - М.: Недра, 1975. - 143 с.
2. **Вибрационное и ударно-вращательное бурение** / Воскресенский Ф.Ф., Кичигин А.В., Славский В.М. и др. - М.: Гостоптехиздат, 1961. - 244 с.
3. **Ясов В.Г.** Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. - М.: Недра, 1977. - 153 с.
4. **Слипенький В.С.** Методика расчета гидродинамического ударника. // Сб. научн. трудов Национальной горной академии Украины. - № 6, том 4. - Днепропетровск, 1999. - С. 119 - 127.

© Максимов О.П., Слипенький В.С., 2001

УДК 622.243

Канд. техн. наук МАРТЫНЕНКО И.И.

Министерство экологии и природных ресурсов Украины, г. Днепропетровск, Украина

Инж. БАКАРЖИЕВ Ю.А.

Казенное предприятие "Кировгеология", г. Кировоград, Украина

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЬНОГО КОЛОНКОВОГО БУРЕНИЯ

Используя энергетический подход, механическую скорость вращательного бурения V можно описать зависимостью

$$V = \frac{N}{AS}, \quad (1)$$

где N – забойная мощность; A – энергоемкость процесса разрушения горной породы; S – площадь забоя.

С другой стороны, используя кинематический подход, механическая скорость вращательного бурения V может быть описана зависимостью другого вида. При разрушении горной породы резанием, например, твердосплавными коронками эта зависимость примет вид

$$V = knh, \quad (2)$$

где k – количество резцов (групп резцов), перекрывающих кольцо резания породы; n – число оборотов в минуту; h – глубина внедрения резца или толщина срезаемой стружки горной породы или проходка на 1 резец на 1 оборот.

Приравняв правые части выражений (1) и (2), получим равенство в виде

$$knh = \frac{N}{AS}. \quad (3)$$

Решение выражения (3) относительно h позволяет получить новую зависимость глубины внедрения резца как функции энергетических, кинематических и геометрических факторов