

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ

СЛІПЕНЬКИЙ Віталій Степанович

УДК 622.243.075.8

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОДИНАМІЧНОГО
ПІДСИЛЮВАЧА ОСЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ДЛЯ
ОБЕРТАЛЬНОГО БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ - 2010

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі техніки розвідки родовищ корисних копалин Національного гірничого університету (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент
Безсонов Юрій Данилович,
Національний гірничий університет
Міністерства освіти і науки України
(м. Дніпропетровськ),
професор кафедри техніки розвідки
родовищ корисних копалин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ширін Леонід Никифорович
Національний гірничий університет
Міністерства освіти і науки України
(м. Дніпропетровськ),
завідувач кафедри транспортних
систем і технологій;

кандидат технічних наук, с.н.с.
Данильченко Ігор Євдокимович,
завідувач лабораторії
колонкового буріння
Дніпропетровського відділення Українського
державного геологорозвідувального інституту
Міністерства охорони навколишнього
природного середовища України.

Захист відбудеться 23 червня 2010 р. о 12 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 при Національному гірничому університеті Міністерства освіти і науки України (49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. 47-24-11).

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного гірничого університету Міністерства освіти і науки України (49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19).

Автореферат розісланий „ 19 ” травня 2010 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
кандидат технічних наук, доцент

О.В. Анциферов

Сліпенький Віталій Степанович

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ГІДРОДІНАМІЧНОГО ПІДСИЛЮВАЧА ОСЬОВОГО
НАВАНТАЖЕННЯ ДЛЯ ОБЕРТАЛЬНОГО БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН**

(Автореферат)

Підписано до друку 11.05.2010. Формат 60x90/16.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 0,9.
Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 120 прим. Зам №137

Національний гірничий університет
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Отримання якісної води забезпечують, в основному, свердловинні технології. Обертальне буріння водозабірних свердловин великого діаметру є основним способом їх спорудження. Особливістю технології обертального буріння свердловин великого діаметру є необхідність створення високих осьових навантажень на долото. За літературними даними слід приймати питоме навантаження в межах 2 - 5 кН на 1 см діаметру долота. Тоді, при бурінні свердловини діаметром 300 - 350 мм, навіть в м'яких породах необхідно забезпечувати осьове навантаження в межах 60 - 175 кН. Можливості створення таких осьових навантажень сучасними самохідними буровими установками обмежені їх технічними можливостями. Дефіцит осьового навантаження складає 27 – 60 кН.

На практиці свердловини великого діаметру споруджуються шляхом послідовного розширення в два - три прийоми пілот - свердловини. Таке технологічне рішення негативно позначається на продуктивності буріння і вартісних показниках спорудження свердловин.

Необхідне, додаткове до ваги бурового снаряду, навантаження можна отримати спеціальним механізмом подачі, включенням до складу бурового снаряда вибійного механізму подачі або погрузної машини ударної дії. Проте, практичне використання поверхневих механізмів подачі неефективно через невисоку подовжню жорсткість бурильних труб, а застосування погрузних ударників або вибійних механізмів подачі вимагає переобладнання бурової установки.

Таким чином, технічна проблема створення необхідного осьового навантаження на породоруйнівний інструмент при обертальному бурінні свердловин великого діаметру є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота є розвитком науково-дослідної теми №040331 «Проектування технології і науково-технічний супровід буріння гідрогеологічних свердловин у Харківській, Полтавській і Запорізькій областях», виконаній за планом НДР і ДКР Національного гірничого університету в 2002 р., державна реєстрація № 0102UO04380.

Мета роботи - підвищення ефективності обертального буріння свердловин шляхом використання вибійного підсилювача осьового навантаження.

У дисертаційній роботі поставлені наступні завдання:

1. Аналіз конструктивних схем механізмів подачі бурових верстатів і установок.
2. Проведення аналітичних досліджень гідродинамічних явищ в бурильних трубах для отримання необхідного додаткового навантаження на долото до ваги бурового інструменту.
3. Наукове обґрунтування конструктивної схеми, конструктивних і енергетичних параметрів гідродинамічного пристрою.

4. Розробка і дослідження математичних моделей основних фаз робочого циклу гідродинамічного пристрою. Розробка інженерної методики його розрахунку.

5. Стендова і дослідно-промислова перевірка працездатності і ефективності застосування пристрою.

Об'єкт досліджень – процеси створення і управління осьовим навантаженням на долото при обертальному бурінні свердловин.

Предметом дослідження є параметри гідродинамічного пристрою створення і управління додатковим осьовим навантаженням на долото, що забезпечують процес ефективного руйнування породи при обертальному бурінні свердловин.

Ідея роботи полягає у використанні явищ виникнення і розвитку гідравлічного удару в неоднорідному трубопроводі з багаторазовим відбиттям хвилі в порожнині обмеженої протяжності.

Методи досліджень. Поставлені завдання вирішувалися комплексним методом: аналітичний і експериментальний методи – для дослідження гідродинамічних явищ в неоднорідному трубопроводі з багаторазовим відбиттям хвилі і отримання необхідного додаткового навантаження на бурове долото; методи математичного моделювання – для розробки моделей фаз робочого циклу розподільного вузла; методи фізичного моделювання – для дослідження вантажних і енергетичних показників технічного засобу; методи оптимізації – для вибору і обґрунтування раціональних параметрів робочої камери; методи математичної статистики – при обробці експериментальних результатів і оцінці адекватності математичних моделей; дослідно-промислова апробація – для перевірки працездатності і ефективності застосування пристрою при бурінні свердловини.

Наукове положення, яке виноситься на захист.

Багаторазове відбиття гідроударної хвилі в порожнині обмеженої протяжності, з'єднаної з неоднорідним трубопроводом, збільшує амплітуду прямого гідравлічного удару пропорційно сумі членів n степеневого ряду, що

має вигляд:
$$S_n = \frac{1 - (k_1 k_2)^n}{1 - k_1 k_2}$$
, де k_1 і k_2 - коефіцієнти відбиття та загасання

хвиль.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше проведений теоретичний аналіз робочого циклу гідродинамічного пристрою з багатократним внутрішньофазним відбиттям хвилі в порожнині обмеженої протяжності, що дозволяє ефективно перетворювати кінетичну енергію потоку рідини в неоднорідному трубопроводі в додаткове гідродинамічне навантаження.

2. Вперше встановлені аналітичним шляхом зв'язки між конструктивними розмірами і технологічними чинниками, з одного боку, силовими і енергетичними параметрами гідродинамічного пристрою, з іншого, що дозволяють управляти додатковим до ваги бурового снаряду динамічним навантаженням на породоруйнівний інструмент. Для забезпечення

найбільшої величини додаткового осьового навантаження необхідно, щоб відношення діаметру бурильних труб до діаметру робочої камери знаходилася в межах 0,1 - 0,5, а довжина робочої камери складала 1,5 - 2,0 м;

3. Підтверджено, що розподілені параметри маси рухомої промивальної рідини в бурильних трубах дозволяють створювати додаткове до ваги бурового інструменту динамічне осьове навантаження на долото без компенсації реактивної сили на стінки свердловини.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій підтверджується: аналізом гідродинамічних процесів, що впливають з фундаментальних законів гідродинаміки в протяжних неоднорідних трубопроводах, до яких можна віднести бурильні труби, при тривалості перехідного процесу близького до тривалості фази гідравлічного удару; принципами побудови математичних моделей окремих фаз робочого циклу гідродинамічного пристрою; обсягом виконаних експериментальних досліджень, що підтвердили адекватність фізичних і математичних моделей пристрою; комплексом виконаних стендових і виробничих випробувань натурального зразка гідродинамічного підсилювача осьового навантаження, що підтвердили його ефективність застосування; застосуванням апробованих методів і засобів реєстрації досліджуваних параметрів; рівнем збіжності результатів аналітичних і експериментальних досліджень (найбільша розбіжність по амплітуді тиску не перевищує 23%).

Наукове значення роботи полягає в тому, що на підставі нового уявлення про механізм багаторазового внутрішньофазного відбиття гідроударної хвилі здійснюється ефективно перетворення кінетичної енергії потоку рідини в неоднорідному трубопроводі в додаткове гідродинамічне навантаження.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблена інженерна методика розрахунку гідродинамічного підсилювача осьового навантаження, що дозволяє проводити науково обґрунтований вибір основних конструктивних, силових і енергетичних параметрів машини.

2. Запропонований принципово новий технічний пристрій створення гідродинамічного навантаження на породоруйнівний інструмент захищений патентом України UA 37966 C2, що вписується в технологію обертального буріння свердловин без реконструкції бурової установки.

Реалізація результатів досліджень. 1. Застосування гідромеханічного підсилювача осьового навантаження, забезпечує реалізацію монопараметричної технології і підвищення ефективності обертального буріння свердловин в м'яких породах в 1,35 – 1,75 рази.

2. Методичні рекомендації з визначення параметрів гідродинамічного пристрою прийняті структурними підрозділами КП «Південукргеологія» для практичної реалізації при бурінні розвідувально-експлуатаційних свердловин великого діаметру.

Особистий внесок здобувача.

Проведена оцінка актуальності проблеми і сформульовані мета, наукова ідея і завдання наукової роботи; запропонована конструктивна схема нового

пристрою – гідродинамічного підсилювача осьового навантаження (ГПОН); встановлені аналітичним шляхом і підтвержені експериментально основні закономірності формування і управління енергетичними, силовими і конструктивними параметрами ГПОН.

При безпосередній участі автора проведені стендові і виробничі випробування пристрою і доведена ефективність його застосування.

Апробація роботи. Основні наукові положення і практичні результати роботи докладалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на ІХ, Х і ХІІ Міжнародних конференціях "Породоруйнівний і металообробний інструмент – техніка, технологія його виготовлення і застосування" (Крим, Судак, 2006, 2007 і 2009 рр.), Четвертій Міжнародній науково-практичній конференції "Метан вугільних родовищ України" (м. Дніпропетровськ, 2004 р.), "День гірника" (м. Дніпропетровськ, 2005, 2006 і 2008 рр.), Міжнародних науково-практичних конференціях "Буріння свердловин в ускладнених умовах" (м. Донецьк, 2001 і 2006 рр.)

Публікації. Основні положення і результати досліджень за темою дисертації опубліковані в 18 наукових роботах (4 без співавторів), з них 14 - у фахових виданнях і 3 у збірках наукових конференцій, та патент України на винахід.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з 156 сторінок повного обсягу, в складі яких 120 сторінок машинописного тексту основної частини, вступу, 4-х розділів і висновку; містить 41 малюнок, 7 таблиць, перелік використаних джерел з 82 найменувань на 8 сторінках і 7 додатків на 36 сторінках.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, сформульовані мета і основні завдання дослідження, викладені наукові положення, новизна одержаних результатів, наукове і практичне значення роботи, наведені результати апробації.

У першому розділі виконаний огляд наукових досліджень про роль одного з основних параметрів технологічного режиму – осьового навантаження на ефективність обертального буріння. За даними досліджень встановлено, що гірська порода починає інтенсивно руйнуватися тоді, коли досягнуті визначені, відповідні її механічним властивостям, критичні для даної площі контакту, значення осьових зусиль. Така позиція відносно визначальної ролі осьового навантаження при обертальному бурінні підкреслюється М.І. Койфманом, Б.І. Воздвіженським, Г.Н. Покровським, Є.Ф. Епштейном, В.С. Федоровим, А.М. Москальовим, С.Я. Сологубом, І.О. Свешніковим, Л.А. Шрейнером, О.Д. Алімовим, С.С. Сулакшиним, Д.М. Башкатовим, К.І. Івановим, Л.Е. Симонянцем, Ф.А. Шамшевим, А.Т. Кисільовим, А.О. Кожевниковим, Ширіним Л.Н., Данильченко І.Е. і рядом інших вітчизняних і зарубіжних вчених. У роботах цих авторів наголошується також, що процес руйнування породи за

допомогою різця під дією статичних і динамічних навантажень не має якісних відмінностей.

Критичний аналіз систем подачі через бурильний вал показав, що вони не забезпечують стабільність осевого навантаження. Стабільність режиму подачі забезпечується вибійними механізмами подачі, але їх включення в компоновку вимагає переобладнання обв'язки і застосування потужніших насосів.

Необхідне навантаження на долото можна створити за допомогою гідравлічної машини ударної дії. Проте, багатократне перетворення енергії в гідроударній машині приводить до зниження ККД – не більше 15%, що не відповідає вимогам сучасних ресурсозберігаючих технологій.

Аналіз приведених фактів вказує на те, що проблема забезпечення режиму подачі породоруйнівного інструменту при обертальному бурінні розвідувальних і експлуатаційних свердловин є актуальною.

У завершальній частині розділу сформульовані завдання дослідження, необхідні для досягнення поставленої мети.

Другий розділ присвячений обґрунтуванню конструктивної схеми і питанням теорії роботи гідродинамічного підсилювача осевого навантаження.

Розрахунками показано, що прямий гідравлічний удар у бурильних трубах не забезпечує отримання необхідних осевих навантажень для об'ємного руйнування породи вибою.

У той же час, поглиблений аналіз хвильових явищ у напірних трубопроводах вказує на теоретичну можливість підвищення амплітуди тиску прямого гідравлічного удару шляхом використання явища відбиття хвилі в неоднорідному трубопроводі. Пристрій повинен включати два взаємопов'язаних вузла. Один вузол здійснює перетворення енергії потоку промивальної рідини в імпульсне динамічне навантаження з одночасним посиленням її амплітуди. Другий вузол – періодично перекриває потік промивальної рідини.

Гідродинамічний підсилювач осевого навантаження працює наступним чином (рис.1). Пристрій опускають у свердловину на бурильних трубах. Не доводячи його до забою, подають від насоса промивальну

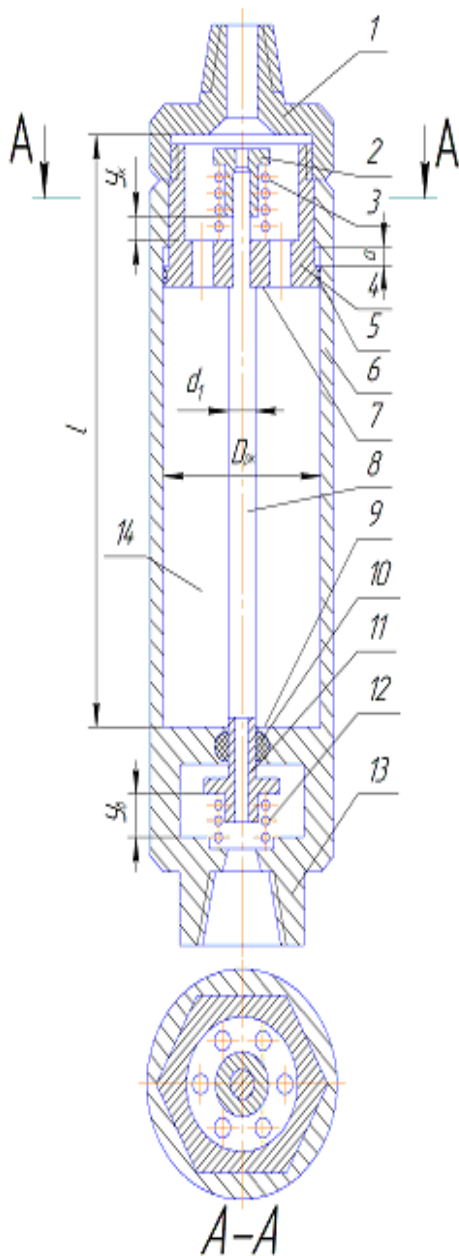


Рис.1. Загальний вид гідродинамічного підсилювача осевого навантаження

рідину. Через наявність шліцьового з'єднання 4, клапан 8 під дією пружини 3 підведений вгору відносно корпусу 6 на величину a . Між торцями клапана 8 і клапанної втулки 11 утворюється зазор, через який промивальна рідина вільно прокачується до забою свердловини.

При постановці долота на вибій, шліцьова втулка 4 переміщується вниз разом з клапаном 8. Клапан нижнім торцем перекриває отвір в клапанній втулці. У робочій камері створюється гідравлічний удар, який у вигляді прямої хвилі рухається по рідині вгору. Відбита від неоднорідних елементів з'єднання з бурильними трубами зворотна хвиля збільшує амплітуду прямої хвилі. У цей момент гідродинамічна хвиля починає діяти на клапан 8, переміщуючи його вниз.

Гідродударна хвиля, що переміщується в камері 14 збільшується по амплітуді за рахунок відбиття до тих пір, поки клапан не зупиниться за допомогою упору в шліцьову втулку 4. Клапанна втулка 11 за інерцією продовжує рух вниз, стискаючи свою пружину. Між клапаном і клапанною втулкою утворюється зазор, в який спрямовується рідина. Тиск в камері 14 різко знижується. Клапан під дією пружини 3 рухається вгору до початкового положення. Клапанна втулка під дією пружини 12 переміщується вгору до контакту з клапаном. Потік рідини перекривається, відбувається новий гідравлічний удар і коливальний цикл повторюється.

Виходячи із структури активних сил, робочий цикл ГПОН можна розділити на декілька фаз (рис.2).

Перша фаза: перекриття клапаном потоку рідини в клапанній втулці і виникнення гідравлічного удару. Рух прямої хвилі (p_{zy}) вгору на шляху l за час $t=l/c$. Клапан 8 знаходиться в стані спокою.

Друга фаза: утворення відбитої хвилі (p_v) в місці з'єднання робочої камери з бурильними трубами. Рух клапана разом з клапанною втулкою вниз під дією тиску прямою і відбитих хвиль на робочому ході клапана – u_k за час t_p . В кінці ходу – u_k , його зупинка.

Третя фаза: рух клапанної втулки за інерцією на вільному ході ($u_v = u_{vm} - u_k$). Тиск рідини в робочій камері рівний початковому (p_n).

Четверта фаза: холостий рух клапанної втулки вгору за час t_x під дією стислої пружини 12. В кінці четвертої фази виникає гідравлічний удар і цикл повторюється.

При перекритті потоку в робочій камері виникає гідравлічний удар. Тиск гідродудару визначається за формулою Н.Е.Жуковського:

$$p_1 = \rho c v_0 + p_n \quad (1)$$

де ρ - щільність промивальної рідини кг/м³; c - швидкість звуку в рідині, м/с; v_0 - швидкість руху рідини в робочій камері, м/с.

Пряма хвиля (перша фаза), відбивається від місця з'єднання з бурильними трубами, при цьому коефіцієнт відбиття прямої хвилі:

$$k_1 = \frac{1 - \delta}{1 + \delta} \quad (2)$$

де $\delta = \frac{c_2 S_{\text{бм}}}{c_1 S_{\text{рк}}} = \frac{c_2 d_{\text{бм}}^2}{c_1 (D^2 - d_k^2)}$ - коефіцієнт з'єднання; $S_{\text{бм}}$ и $d_{\text{бм}}$ - відповідно,

площа поперечного перетину і внутрішній діаметр бурильних труб; $S_{\text{рк}}$ - площа поперечного перетину робочої камери, м²; D и d_k - відповідно, діаметр порожнини робочої камери і діаметр клапана, м; c_1 и c_2 - відповідно, швидкість хвилі в рідині робочої камери и бурильних трубах.

Практичний інтерес представляє аналіз комбінацій компоновки бурового снаряда, представлений на рис. 3, що забезпечують найбільший коефіцієнт відбиття.

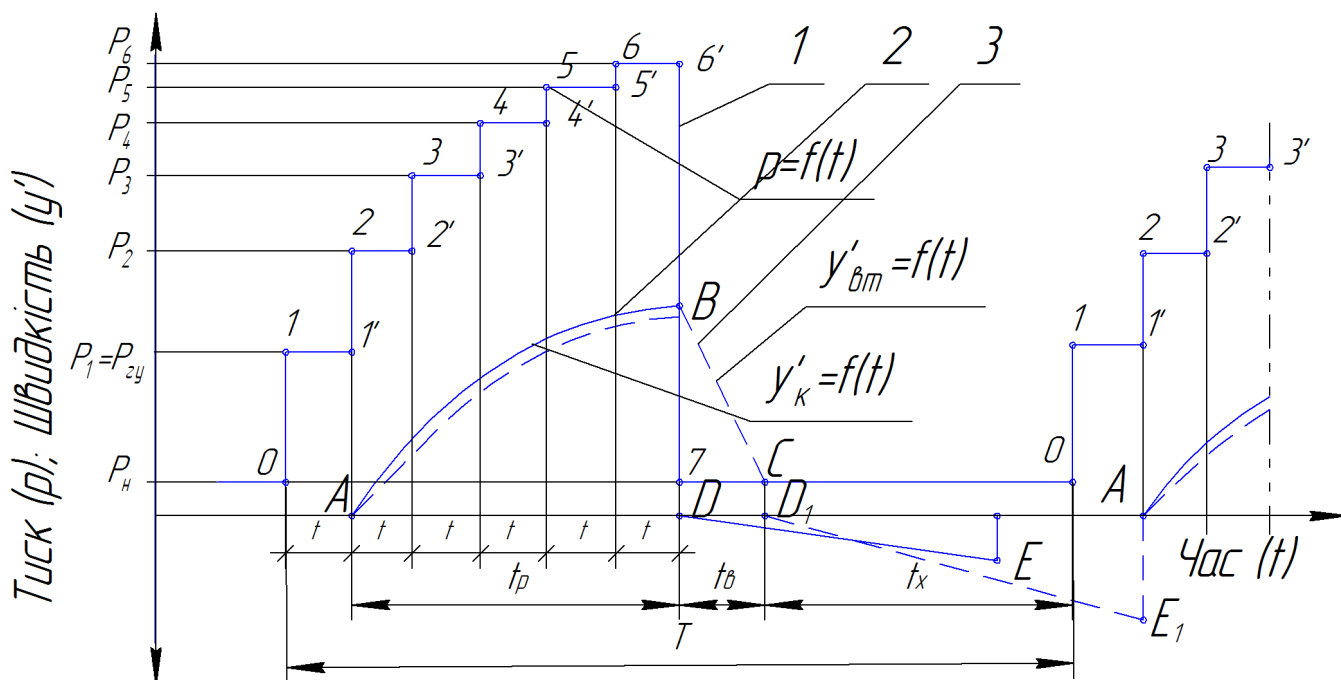


Рис.2. Параметри тиску рідини в робочій камері та швидкості переміщення клапана і клапанної втулки за час робочого циклу:

1 – тиск у робочій камері; 2 – швидкість клапана; 3 – швидкість клапанної втулки; p_{cy} – тиск гідроудару; p_n – початковий тиск в робочій камері; p_6 – максимальний тиск в робочій камері; $p_b = p_2 - p_1$ - приріст тиску за рахунок відбиття; $t = l / c$ - час проходження хвилі по робочій камері; t_p , t_b і t_x - відповідно час робочого, вільного і холостого ходу; T - тривалість робочого

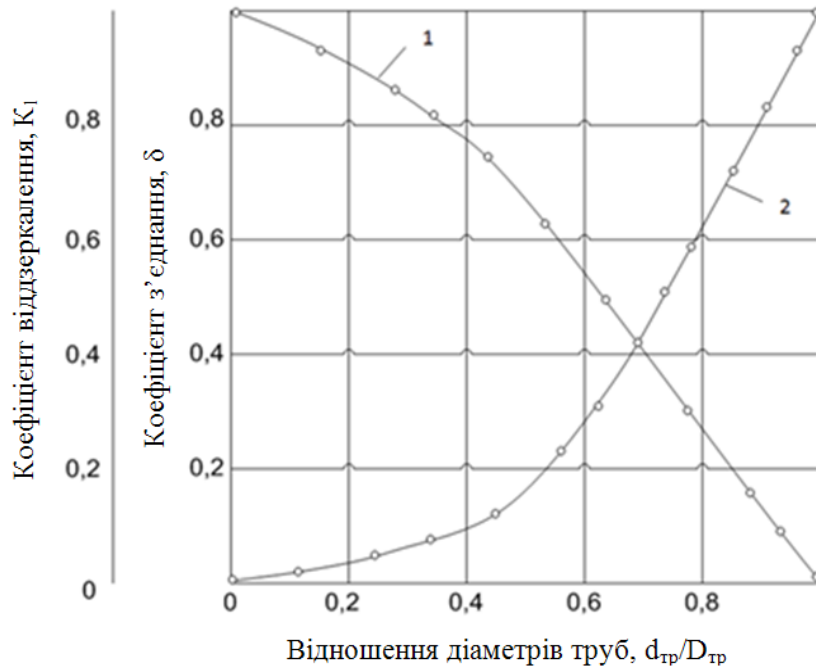


Рис. 3. Залежність коефіцієнта з'єднання δ (2) та коефіцієнта віддзеркалення K_1 від відношення $d_{тр}/D_{тр}$

циклу; u_k і $u_{вт}$ - відповідно, швидкість клапана і клапанної втулки.

Аналіз даних рис. 4 вказує на те, що чим менші значення відношення діаметру бурильних труб до діаметру робочої камери, тим швидше росте амплітуда гідродинамічного тиску в робочій камері і, як наслідок, росте гідродинамічне навантаження на долото.

При переміщенні хвиль тиску в камері відбувається їх амплітудне загасання, при цьому коефіцієнт зниження тиску в імпульсі складе: $\kappa_2 = e^{-a n l}$. Де: a - показник загасання хвилі, l - довжина робочої камери.

Величина повного гідродинамічного тиску після n -ого відбиття:

$$p_n = p_{cy} [1 + \kappa_1 \kappa_2 + (\kappa_1 \kappa_2)^2 + \dots + (\kappa_1 \kappa_2)^n] \quad (3)$$

Многочлен у квадратних дужках є ступеневим рядом, що сходиться при $(\kappa_1 \kappa_2) \leq 1$.

Сума членів ступеневого ряду при відомому числі відбитих хвиль n $S_n =$

$$\frac{1 - (\kappa_1 \kappa_2)^n}{1 - \kappa_1 \kappa_2}, \quad (4)$$

Тоді повна величина гідродинамічного тиску буде дорівнювати:

$$P_n = P_{zy} \frac{1 - (k_1 k_2)^n}{1 - k_1 k_2}, \quad (5)$$

Для визначення n і тривалості циклу T необхідно визначити t_p, t_b, t_x . Час t_p знаходимо шляхом рішення рівняння руху двохмасової системи розподільчого пристрою. Система складається з підпружинених клапана і клапанної втулки, які рухаються вниз під дією гідродинамічного тиску P_n в перетині $x = -l$. Розрахункова схема включає (рис.4): елемент 1 - робоча камера довжиною l , елемент 2 – підводящий трубопровід з розподільним вузлом.

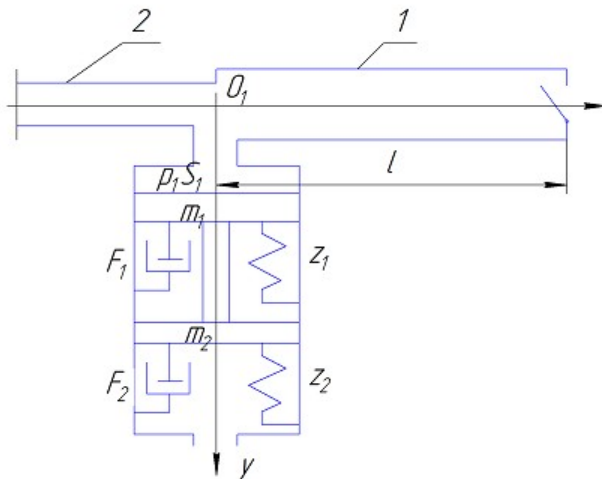


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення тривалості другої фази робочого циклу.

Схема вузла включає пов'язані маси клапана m_1 і клапанної втулки m_2 , або $M = m_1 + m_2$; жорсткості пружин клапана z_1 і клапанної втулки z_2 ; сили опору руху P_z ; сили інерції P_m і гідродинамічного тиску $P_{жс}$ в перетині O_1 . Позитивний напрям по осі y вказано на рисунку. Сума сил y напрямі осі y :

$$P_{жс} + P_m - P_z = 0, \quad (6)$$

Рівняння отримане в припущенні, що вага клапана і клапанної втулки компенсується попереднім підтисканням пружин, а маса їх зосереджена в точці. Після підстановки і перетворення вхідних в рівнянні величин отримаємо:

$$y'' + Ky' + Ay = B \quad (7)$$

де для зручності запису позначені постійні коефіцієнти:

$$K = \frac{\rho c S_1}{M}; A = \frac{z_1 + z_2}{M}; B = \frac{P_n S_1}{M} \quad (8)$$

Вирішимо це диференціальне рівняння для випадку, коли $K^2 < 4A$:

$$y = e^{-kt/2} (C_1 \cos \beta t + C_2 \sin \beta t) + B/A \quad (9)$$

де $\beta = \sqrt{A - \frac{K^2}{4}}$. При $K^2 > 4A$

$$y = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} + \frac{B}{A} \quad (10)$$

де $r_{1,2} = -\frac{K}{2} \pm \sqrt{\frac{K^2}{4} - 4A}$.

Постійні інтегрування C_1 і C_2 визначаємо за початкових умов системи: $t=0$; $y=0$; $y'=0$, і після перетворення отримаємо, коли $K^2 < 4A$:

$$y = \frac{B}{A} [(1 - e^{-Kt/2}) (\frac{K}{2\beta} \sin \beta t + \cos \beta t)] \quad (11)$$

Для випадку $K^2 > 4A$:

$$y = \frac{B}{A} (\frac{r_2}{r_1 - r_2} e^{r_1 t} - \frac{r_1}{r_1 - r_2} e^{r_2 t} + 1) , \quad (12)$$

Рівняння руху клапанної втулки протягом третьої фази має вигляд:

$$m_2 \ddot{y} = -z_2 y - z_2 y_k + m_2 g + p_{em} S_2 , \quad (13)$$

де p_{em} - перепад тиску в каналі клапанної втулки на третій фазі циклу, Па;

S_2 - площа кільцевого перетину тіла клапанної втулки, м².

Перепад тиску може бути розрахований за формулою:

$$p_{em} = \frac{\xi \rho (\vartheta_{\epsilon} - \vartheta_{cp})^2 l_{\epsilon}}{2d_{\epsilon}} , \quad (14),$$

де ξ - коефіцієнт гідравлічного опору може бути прийнятий в межах 0.02 - 0.03;

l_{ϵ} і d_{ϵ} - відповідно, довжина і внутрішній діаметр каналу втулки, м;

ϑ_{ϵ} і ϑ_{cp} - відповідно, швидкість рідини у втулці і середня швидкість руху втулки, м/с.

Величину середньої швидкості руху на вільному ході y_{ϵ} можна прийняти

$$\text{як:} \quad \vartheta_{cp} = 0,5 \dot{y}_{em} \quad (15),$$

де \dot{y}_{em} - швидкість клапанної втулки на початку третьої фази (точка B на рис.2).

Швидкість руху рідини в каналі клапанної втулки:

$$\vartheta_{\epsilon} = \vartheta_{\kappa 1} + \Delta \vartheta = \vartheta_{\kappa 1} + \frac{p_3 c S_2}{E_{жс} S_{pk}}$$

(16),

де $\vartheta_{\epsilon 1}$ - складова швидкості руху рідини в каналі втулки від продуктивності насоса, м/с; $\Delta \vartheta$ - збільшення швидкості рідини в каналі втулки за рахунок її розширення на початку вільного ходу, м/с; $E_{жс}$ - модуль об'ємної пружності рідини, Па.

Вирішення диференціального рівняння (16) за початкових умов: $t=0, y = y_{\kappa}, \dot{y} = \dot{y}_{\kappa}$ має вигляд:

$$y_{\epsilon} = \dot{y}_{\kappa} \sqrt{\frac{m_2}{z_2}} \sin \sqrt{\frac{z_2}{m_2}} t_{\epsilon} + (y_{\kappa} - \frac{m_2 g + p_{\epsilon} S_2}{z_2}) (1 - \cos \sqrt{\frac{z_2}{m_2}} t_{\epsilon}) \quad (17)$$

При заданій величині y_{ϵ} визначають час руху втулки на вільному ході t_{ϵ} . Зазвичай за конструктивних міркувань: $y_{\epsilon} = 4 - 5 \text{ мм}$.

Рівняння динаміки для четвертої фази матиме вигляд:

$$m_2 \ddot{y} + z_2 y - z_2 y_{em} + p_x S_2 + G = 0 \quad (18)$$

де p_x - перепад тиску рідини в каналі клапанної втулки під час холостого ходу, згідно відомої залежності:

$$p_x = \frac{\xi \rho v^2 l_e}{2d_e}, \quad (19)$$

де v - швидкість рідини у втулці під час холостого ходу, м/с.

Для початкових умов $t = 0; y = 0 \dot{y} = 0$ рішення має вигляд:

$$y = (y_{em} - \frac{m_2 g + p_x S_2}{z_2}) (1 - \cos \sqrt{\frac{z_2}{m_2}} t), \quad (20)$$

Зазвичай вагу клапанної втулки компенсує попереднє підтискання пружини втулки. У цьому випадку час переміщення клапанної втулки вгору:

$$t_x = \sqrt{\frac{m_2}{z_2}} \arccos \frac{p_x S_2}{z_2 y_{em} - p_x S_2} \quad (21)$$

Додаткове до ваги бурового снаряда динамічне навантаження визначається за формулою: $F_d = p_n S_{pk}$,

(22)

Після підстановки маємо $F_d = p_{cy} \frac{1 - (k_1 k_2)^n}{1 - k_1 k_2} S_{pk}$,

(23)

Частота динамічних навантажень на породоруйнівний інструмент:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{t + t_p + t_e + t_x}, \quad (24)$$

де t, t_p, t_e і t_x - визначаються за формулами: $t = l_{pk} / c_l$; (11 або 12), (17), (21).

Гідравлічна потужність перетворюючого пристрою визначається як множення загального перепаду тиску на величину подачі промивальної рідини, або:

$$N_0 = \Delta p_0 Q, \quad (25)$$

Загальний середній перепад тиску визначається як сума середніх перепадів тиску на окремих фазах, віднесене до тривалості робочого циклу T :

$$\Delta p_0 = \frac{\sum_i^i p_i t_i}{T}, \quad (26)$$

Після підстави відповідних величин тиску на окремих фазах робочого періоду отримаємо:

$$\Delta p_0 = \frac{p_1 t + p_2 t_p + p_e t_e + p_x t_x}{t + t_p + t_e + t_x}, \quad (27)$$

Корисна потужність ГПОН:

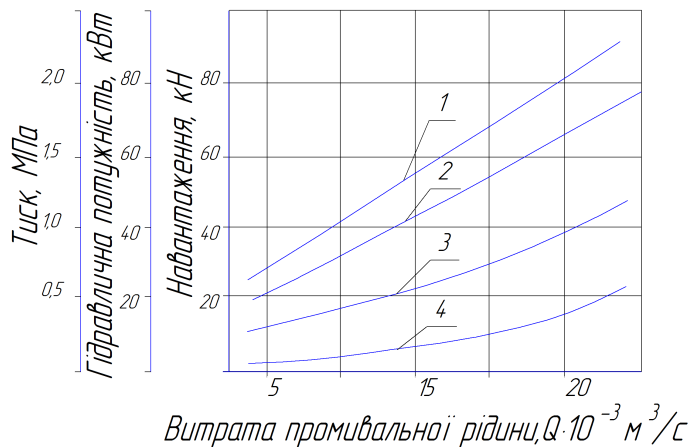


Рис.5. Залежність параметрів силової та енергетичної характеристики ГПОН від витрат промивальної рідини: 1- гідродинамічне навантаження; 2 - амплітуда гідравлічного удару; 3 - середній перепад тиску; 4 - гідравлічна потужність.

$$N_n = \Delta p_n Q, \quad (28)$$

$$\text{де } \Delta p_n = \frac{p_1 t + p_2 t_p}{T} \quad (29)$$

Гідравлічний ККД ГПОН:

$$\eta_z = N_n / N_0 = \frac{p_1 t + p_2 t_p}{p_1 t + p_2 t_p + p_6 t_6 + p_x t_x}, \quad (30)$$

Повний ККД ГПОН:

$$\eta = \eta_z \times \eta_o \times \eta_m, \quad (31)$$

де η_o - об'ємний ККД можна прийняти в межах 0,90 - 0,95.

η_m - механічний ККД пристрою знаходиться в межах 0,92 - 0,95.

Розроблена інженерна методика розрахунку ГПОН, що дозволяє визначати основні конструктивні розміри і енергетичні показники технічної характеристики: амплітуду гідродинамічного навантаження; гідравлічну потужність; перепад тиску; коефіцієнт корисної дії.

У роботі проаналізований характер зміни основних параметрів технічної характеристики шляхом розрахунку їх за приведеною інженерною методикою. На рис.5 приведені залежності параметрів характеристики від витрати промивальної рідини.

Аналіз залежностей на рис. 5 показав, що амплітуда гідродинамічного навантаження (1) і гідравлічного удару (2) знаходяться в прямій залежності від витрати промивальної рідини.

На рис. 5 і рис. 6 наведені графічні залежності величини гідродинамічного навантаження від довжини робочої камери, співвідношення діаметрів робочої камери і бурильних труб, а також числа відбиття гідроударної хвилі.

Аналіз залежностей на рис.6 і рис.7 показує, що для забезпечення необхідної величини додаткового гідродинамічного навантаження необхідно, щоб відношення діаметру бурильних труб до діаметру робочої камери знаходилася в межах 0,1 - 0,5, а довжина робочої камери складала 1,5 - 2,0 м.

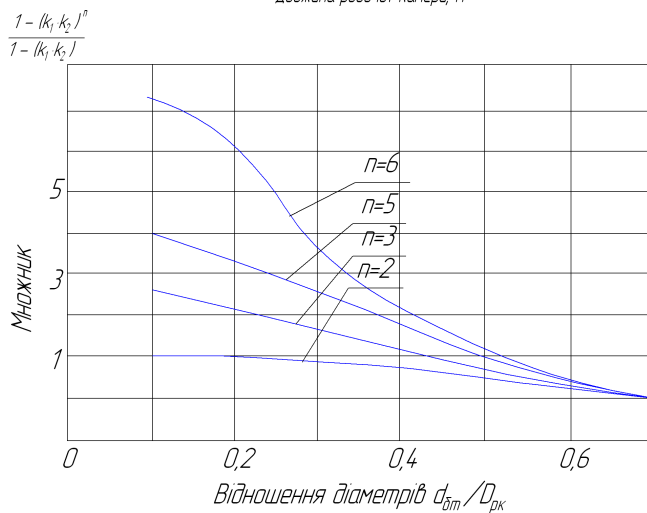
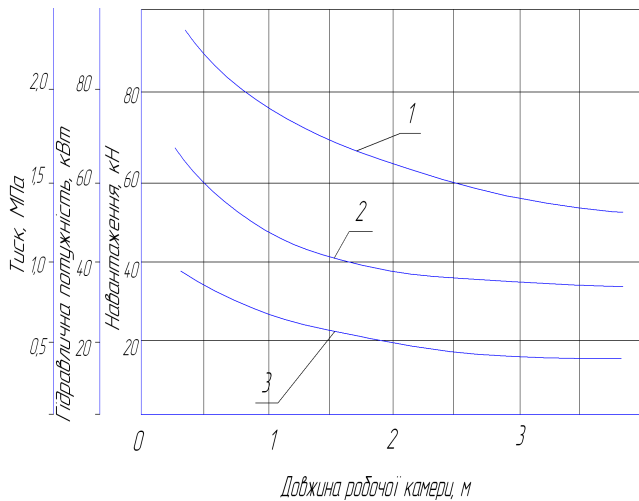


Рис. 6. Залежність параметрів силової і енергетичної характеристики ГПОН від довжини робочої камери:
 1- гідродинамічне навантаження;
 2- середній перепад тиску;
 3- гідрравлічна потужність.

Рис. 7. Залежність множника амплітуди динамічного навантаження від співвідношення діаметрів робочої камери і підводящого трубопроводу.

У третьому розділі наводяться результати стендових досліджень експериментального зразка гідродинамічного підсилювача.

Метою стендових досліджень є встановлення адекватності фізичної і математичної моделей шляхом порівняння розрахункових і фактичних параметрів його технічної характеристики.

На початковому етапі зверталася увага на якісну збіжність експериментальної і теоретичної циклограм робочих процесів. Для цього виконаний прямий запис швидкості руху клапана щодо корпусу і тиску рідини в робочій камері в часі.

Наведена на рис.8 осцилограма зафіксувала певний інтервал під час роботи експериментального зразка ГПОН-89 на стенді при витраті рідини $Q=235$ л/хв., коефіцієнті відбиття $k_1=0,29$ і наступних конструктивних

параметрах настройки: хід клапана $x_k=12\text{мм}$, $x_{em}=16\text{мм}$, жорсткості пружин клапана і клапанної втулки, відповідно $z_k=21000\text{Н}$ і $z_{em}=4200\text{Н}$. Маса клапана склала $m_k=8,5\text{кг}$.

Аналіз кривих тиску і швидкості клапана суміщених на осцилограмі рис.8 і теоретичній циклограмі рис.2 показує, що добре узгоджуються не тільки стрибкоподібна зміна динамічного тиску в робочій камері через відбиття гідроударної хвилі (точки 1, 2 і 3 на кривій $p=f(t)$), але і нерівномірна (стрибкоподібна) зміна швидкості руху клапана (точки 1', 2' і 3' на кривій $x'_k=f(t)$). По характерних точках: А, В, Д, С фіксуються на осцилограмах тривалості: пробігу хвилі по робочій камері – t , робочого ходу t_p , вільного ходу t_v , холостого ходу t_x і робочого циклу T в цілому. Таким чином підтверджується правомірність виділення окремих фаз робочого циклу гідродинамічного пристрою.

В ході стендових досліджень експериментальний зразок ГПОН стійко працював при витратах промивальної рідини: 1,5 – 5,0 л/с (90 – 300 л/мін.).

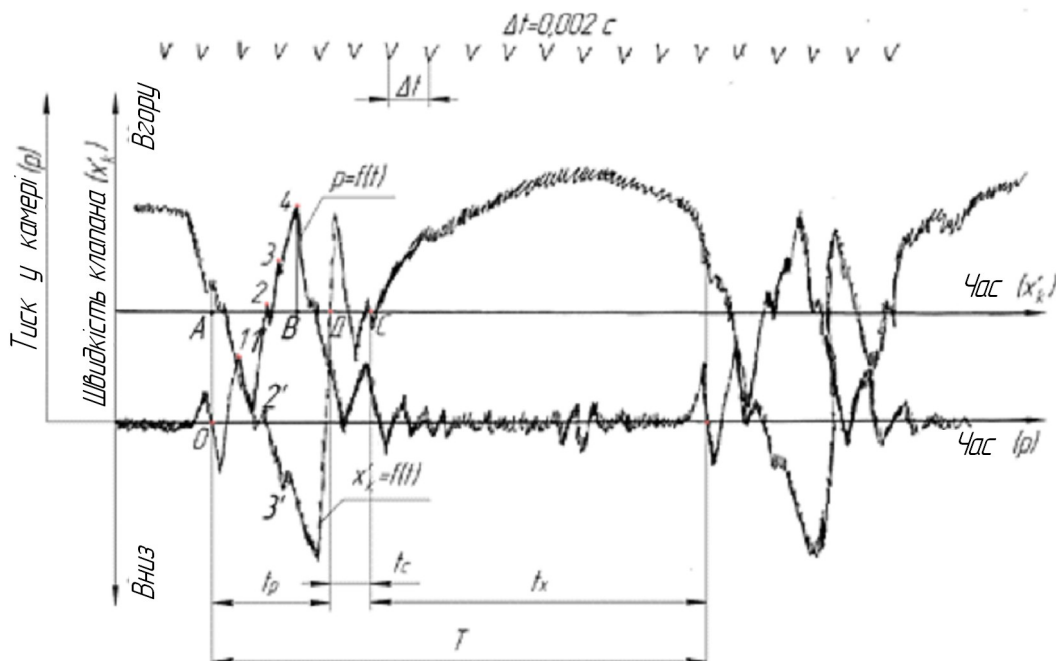


Рис. 8. Узагальнена осцилограма швидкості клапана (x'_k) і тиску (p_n) у верхній частині робочої камери.

Для оцінки збіжності розрахункових і експериментальних даних на рис. 9

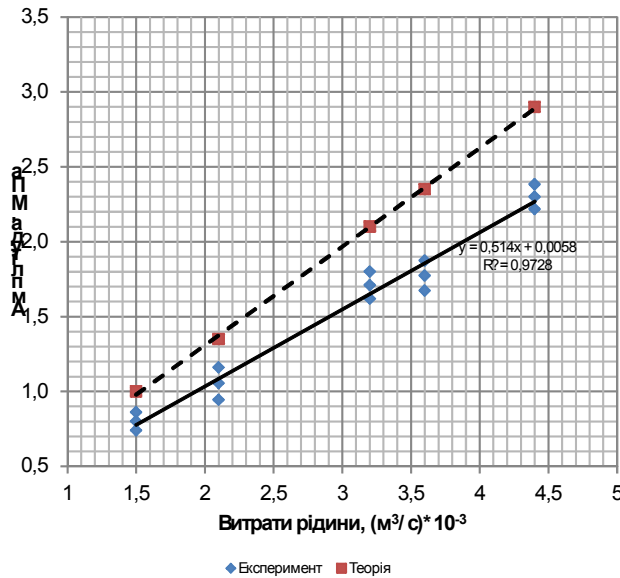


Рис. 9. Залежність амплітуди тиску від витрати промивальної рідини

наведена залежність амплітуди гідродинамічного тиску від витрат промивальної рідини.

Розбіжності даних по амплітудах тиску не перевищує 23%. Результати обробки осцилограм наведені в табл.1.

Отримані дані дозволяють зробити висновок про те, що аналітичні рішення, наведені в інженерній методиці розрахунку і уточнені експериментом можуть бути застосовані

для прогнозування параметрів силової і енергетичної характеристики ГПОН;

Результати обробки осцилограм на різних витратах рідини

Таблиця 1

Витрата л/с	Тривалість фази робочого ходу, с	Тривалість фази холостого ходу, с	Тривалість циклу, с	Частота навантажень, Гц	Швидкість клапана в кінці ходу, м/с	Амплітуда тиску експер./розрах, МПа
1,5	0,026	0,004	0,06	16,6	1,55	0,8 / 1,0
2,2	0,020	0,004	0,058	17,3	1,82	1,1 / 1,3
3,1	0,015	0,003	0,054	18,5	2,05	1,7 / 2,1
3,6	0,013	0,003	0,050	20,1	2,23	1,8 / 2,3
4,4	0,012	0,003	0,049	20,5	2,5	2,3 / 2,9

У четвертому розділі наведені результати стендової і дослідно-промислової перевірки ефективності застосування гідродинамічного підсилювача осьового навантаження.

Випробування ГПОН проводилися в три етапи: заводські випробування; дослідне буріння штучних блоків на стенді; дослідно-промислова перевірка. Заводськими випробуваннями перевірялася відповідність конструктивних розмірів, параметрів обробки і сполучень деталей і вузлів механізму технічної документації, виявлення дефектів виготовлення і їх усунення.

Стендові випробування дослідного зразка виконані на кафедрі техніки розвідки родовищ корисних копалин Національного гірничого університету. Гірську породу II категорії імітували піщано-гравійно-цементні блоки. Породоруйнівний інструмент – трьохшарошкове долото типу В-93С. Промивальною рідиною і одночасно енергоносієм служила технічна вода. Середня механічна швидкість обертального буріння при традиційній компоновці бурового снаряда склала 25,7 м/год, а середня механічна швидкість з включенням до складу бурового снаряда ГПОН – 41,7 м/год, тобто збільшилася в 1,6 разу.

Виробничі випробування гідродинамічного підсилювача осьового навантаження проведені в умовах Самарської ГРЕ КП «Південукргеологія» при бурінні розвідувально-експлуатаційної свердловини на воду. Геологічний розріз свердловини складений породами II-V категорій. Свердловина бурилася спочатку з відбором керна кільцевою коронкою типу М діаметром 112 мм з подальшим розширенням під експлуатаційну колону (діаметр колони 168 мм) до проектного діаметру трьохшарошковим долотом В-244,5М.

Узагальнені результати промислових випробувань ГПОН

Таблиця 2

№ п/п	породигірничий наменування	буримостіКатегорія по	Пробурено метрів, <i>звичайн.</i> <i>сГПОН</i>	Час, хвилин <i>звичайн.</i> <i>сГПОН</i>	Технологічний режим буріння			Коефф. зростання механічної швидкості буріння, рази $(\frac{сГПОН}{звич.})$
					Осьов. наван, кН	Кільк. оберт. за хв.	Витр. рідини л/хв	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Суглинок	II-III	5,6 / 2,6	73/25	2-3	110	120- 150	1,36. (6,2/4,6)
2	Пісок	II	11,6 / 8,9	102/54	7-9	"	"	1,45. (9,9/6,8)
3	Глина	III	17,4 / 14,3	200/203	4-6	"	"	1,38. (7,2/5,2)
4	Глина	IV	7,1 / 16,7	265/226	9-12	"	"	1,76. (4,4 / 2,5)

5	Мергель	V	5,5 / 19,2	161/363	12-13	190	240-300	1,55. (3,17/2,1)
6	Пісок (під фільтр)	II	6,8 / 27,9	49/149	5-6	110	120	1,35. (11,2 / 8,3)

Для проходки свердловини була застосована бурова установка УРБ-3АМ з насосом НБ-32. Промивальна рідина – малоглиняний розчин. Статичне навантаження створювалося вагою бурового снаряда.

При проведенні виробничих випробувань була пробурена обертальним способом розвідувально-експлуатаційна свердловина глибиною 153 м. 46-ю рейсами, з яких 28 рейсів з ГПОН. Додаткове динамічне навантаження від дії ГПОН при витраті рідини 120-150 л/хв складала 5-6 кН, а при збільшенні витрати до 240-300 л/хв – до 12-15 кН. Результати промислових випробувань наведені в табл. 2.

Не дивлячись на те, що розвідувально-експлуатаційна свердловина проходила в два етапи (спочатку пілот-свердловина, потім її розбурка долотом до проектного діаметру) мало місце істотне зростання механічної швидкості на всіх інтервалах глибин в 1,35-1,75 разу. Очікуваний економічний ефект від застосування гідродинамічного підсилювача на підприємствах КП «Південукргеологія» складає 1477575 грн. на рік.

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій дано теоретичне рішення задачі створення додаткового, до ваги бурового снаряду, навантаження на породоруйнівний інструмент шляхом використання гідродинамічних явищ в неоднорідному напорному трубопроводі (бурильних трубах) і наукове обґрунтування параметрів гідродинамічного пристрою, що забезпечує ефективне обертове буріння свердловин великого діаметру в м'яких породах.

Основні наукові результати, висновки і рекомендації:

1. Проблема забезпечення необхідного осьового навантаження на долото при обертальному бурінні свердловин великого діаметру в м'яких породах є актуальною. Через дефіцит осьового навантаження доводиться здійснювати багаторазове розширення свердловини, що знижує ефективність обертального буріння.

2. Застосування неоднорідного трубопроводу із замкнутою робочою камерою в системі промивки свердловини дозволяє за рахунок багаторазового відбиття гідрударної хвилі отримати необхідне додаткове навантаження і забезпечити умови об'ємного руйнування гірських порід.

3. Розроблені математичні моделі окремих фаз робочого циклу гідродинамічного пристрою, що дозволяють за заданими діаметральними і технологічними даними визначати конструктивні, силові і енергетичні параметри. Для забезпечення пристроєм необхідного осьового навантаження необхідно, щоб відношення діаметру бурильних труб до діаметру робочої

камери знаходилася в межах 0,1 - 0,5, а довжина робочої камери складала 1,5 - 2,0 м;

4. Розроблена інженерна методика розрахунку конструктивних, силових і енергетичних параметрів гідродинамічного підсилювача осьового навантаження, що дозволяє оперативно прогнозувати його конструктивні і енергетичні параметри.

5. Запропонована конструктивна схема гідродинамічного перетворювача енергії потоку рідини в необхідне осьове навантаження (патент України). Розроблений на її основі і випробуваний в стендових і виробничих умовах гідродинамічний підсилювач вписується в традиційну технологію обертального буріння свердловин без реконструкції бурової установки.

6. Дослідження експериментального зразка гідродинамічного пристрою на стенді підтвердили адекватність теоретичної і фізичної моделі з відносною похибкою 23% по гідродинамічному тиску.

7. Дослідно-промислова перевірка працездатності і ефективності нового гідродинамічного пристрою показала:

- конструкція гідродинамічного підсилювача осьового навантаження працездатна і може застосовуватися для буріння свердловин без реконструкції бурової установки;
- застосування гідродинамічного підсилювача дозволяє збільшити механічну швидкість обертального буріння в м'яких породах в 1,35 – 1,75 рази;
- очікуваний економічний ефект складає 1477575 грн. у рік.

Основні положення дисертації опубліковані в роботах:

1. Сліпенький В.С. Методика розрахунку гідродинамічного ударника /В.С. Сліпенький/. Зб. наук. праць НГА України. 1999 р. № 1, т. 4. – С. 119-127.

2. Сліпенький В.С. Визначення енергетичних характеристик гідродинамічного вібробура / В.С. Сліпенький /. Нафтова і газова промисловість. 2002 р. № 6. – С. 22 - 25.

3. Сліпенький В.С. Принципи проектування гідравлічного вібратора / Ю.Д. Безсонов, В.Ф. Сірик, В.С. Сліпенький /. Зб. Гірнична електромеханіка та автоматика. Дніпропетровськ, НГУ. 2002 р. № 68. – С. 85 - 90.

4. Сліпенький В.С. Результати дослідного буріння із застосуванням гідродинамічного підсилювача осьового навантаження в стендових умовах / Ю.Д. Безсонов, В.С. Сліпенький /. Науковий вісник НГУ, Дніпропетровськ. 2005 р.

№ 12. – С. 73 - 78.

5. Сліпенький В.С. Вплив компоновки бурового снаряда на ефективність навантаження долота гідродинамічним підсилювачем осьового навантаження / Ю.Д. Безсонов, В.С. Сліпенький /. Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ. 2009. №7. – С. 78 - 81.

6. Гідродинамічний вібробур. Патент України № 200003266505 від 11.05.2000. Бюл. від 15.03.01 р. № 3 (Давиденко О.М, Сліпенький В.С., Безсонов Ю.Д., Сірик В.Ф.).

7. Сліпенький В.С. Досвід обертального буріння свердловин із застосуванням гідродинамічного підсилювача осьового навантаження / Ю.Д. Безсонов, В.С. Сліпенький /. Інструмент породоруйнівний і металообробний – техніка і технологія його виготовлення і застосування: Матеріали міжн. конф.- Київ: ІСМ ім. В.Н.Бакуля НАН України. 2007.р. вип. 10. – С. 134 - 138.

8. Сліпенький В.С. Раціональна компоновка бурового снаряда з гідродинамічним підсилювачем осьового навантаження / Ю.Д. Безсонов, В.С. Сліпенький /. Інструмент породоруйнівний і металообробний – техніка і технологія його виготовлення і застосування: Матеріали міжн. конф.- Київ: ІСМ ім. В.Н.Бакуля НАН України. 2009 р. вип. 12. – С. 104 - 108.

Особистий внесок здобувача у роботах, опублікованих в співавторстві: [3,4] - сформульований наукові принципи створення гідродинамічного пристрою, які забезпечують значне підвищення динамічного навантаження на долото на підставі багаторазового відбиття гідродинамічних хвиль; [5,6] – обробка результатів стендових і дослідно-промислових досліджень; [7,8] – розробка методики визначення раціональних компоновок бурового снаряда.

АНОТАЦІЯ

Сліпенький В.С. Обґрунтування параметрів гідродинамічного підсилювача осьового навантаження для обертального буріння свердловин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. Національний гірничий університет, Дніпропетровськ, 2010.

Дисертаційна робота присвячена обґрунтуванню конструктивних і енергетичних параметрів гідродинамічного підсилювача осьового навантаження, оснований на реалізації процесів виникнення і багаторазового відбиття гідродинамічної хвилі в неоднорідному трубопроводі із замкнутою порожниною в сукупності з роботою розподільного вузла потоку промивальної рідини.

Досліджено залежності динамічного навантаження від продуктивності бурового насоса, коефіцієнтів відбиття і загасання гідродинамічної хвилі.

Встановлено, що для забезпечення гідродинамічним пристроєм потрібної технологічним регламентом величини осьового навантаження необхідно, щоб відношення діаметру бурильних труб до діаметру робочої камери знаходилася в межах 0,1 - 0,5, а довжина робочої камери складала 1,5 - 2,0 м;

Розроблено і передано для використання виробничим підрозділам КП «Південукргеологія» інженерну методику розрахунку конструктивних, і енергетичних параметрів гідродинамічного підсилювача осьового навантаження.

Стендова і дослідно-промислова перевірка працездатності і ефективності нового пристрою показала, що конструкція гідродинамічного підсилювача

осьового навантаження працездатна і може застосовуватися для обертального буріння свердловин без реконструкції бурової установки. Застосування гідродинамічного підсилювача дозволяє збільшити механічну швидкість буріння в м'яких породах в середньому в 1,35 - 1,75 разу. Очікуваний економічний ефект від застосування гідродинамічного підсилювача на підприємствах КП «Південукргеологія» складає 1477575 грн. на рік.

Ключові слова: обертальне буріння, осьове навантаження, механізм подачі, промивальна рідина, гідравлічний удар, відбиття і загасання хвилі, математична модель, експеримент, ефективність.

АННОТАЦІЯ

Слипенький В.С. Обоснование параметров гидродинамического усилителя осевой нагрузки для вращательного бурения скважин. - Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. Национальный горный университет, Днепропетровск, 2010.

Диссертационная работа посвящена расчёту конструктивных и энергетических параметров гидродинамического усилителя осевой нагрузки, основанного на реализации процессов возникновения и многократного отражения гидроударной волны в неоднородном трубопроводе с замкнутой полостью в совокупности с работой распределительного узла потока промывочной жидкости. Такой подход позволил предложить инженерный метод расчёта и создать гидродинамическое устройство, обеспечивающее рациональную нагрузку на породоразрушающий инструмент.

В ходе аналитических исследований предложены математические модели движения элементов распределительного узла на отдельных фазах рабочего цикла, которые позволяют прогнозировать параметры силовой и энергетической характеристики гидродинамического устройства. Исследования экспериментального образца на стенде подтвердили адекватность математической и физической моделей гидродинамического устройства.

Исследованы зависимости динамической нагрузки от производительности бурового насоса, коэффициентов отражения и затухания гидроударной волны. Установлено, что для обеспечения гидродинамическим устройством требуемой технологическим регламентом величины осевой нагрузки необходимо, чтобы отношение диаметра бурильных труб к диаметру рабочей камеры находилось в пределах 0,1 - 0,5, а длина рабочей камеры составляла 1,5 - 2,0 м;

Разработана и передана для практического использования производственным подразделениям КП «Южукргеологія» инженерная методика расчёта конструктивных, силовых и энергетических параметров гидродинамического усилителя осевой нагрузки.

Стендовая и опытно-промышленная проверка работоспособности и эффективности нового устройства показала, что конструкция гидродинамического усилителя осевой нагрузки работоспособна и может применяться для вращательного бурения скважин без реконструкции буровой установки.

Применение гидродинамического усилителя позволяет увеличить механическую скорость бурения в мягких породах в среднем в 1,35 - 1,75 раза. Ожидаемый экономический эффект от применения гидродинамического усилителя на предприятиях КП «Южукргеология» составляет 1477575грн. в год.

Ключевые слова: вращательное бурение, осевая нагрузка, механизм подачи, промывочная жидкость, гидравлический удар, отражение и затухание волны, математическая модель, эксперимент, эффективность.

ANNOTATION

Slipen'kiy V.S. Parameters of hydrodynamic strengthener of axleloading for the rotatory well-drilling are grounding. – Manuskript.

Dissertation on the competition of graduate degree of candidate of engineering sciences on speciality 05.05.12 – machines of oil and gas industry. National mining university, Dnepropetrovsk, 2010.

Dissertation work is devoted the calculation of structural and power parameters of hydrodynamic strengthener of axleloading, origin and frequent reflection of hydropercussion wave based on realization of processes in a nonmonolith pipeline with the reserved cavity in an aggregate with work of point stream of washing liquid.

During analytical researches mathematical models are offered motions of elements of distributive knot on the separate phases of duty cycle, which allow to forecast the power parameters and power description of hydrodynamic device. Researches of experimental standard on a stand confirmed adequacy of mathematical and physical models of hydrodynamic device

Dependences of the dynamic loading are investigational on the productivity of boring pump, reflectivities and fading of hydropercussion wave. It is set that for providing a hydrodynamic device required technological regulation of axleloading size it is necessary, that attitude of diameter of borings pipes toward the diameter of working not exceed 0,5, and length of working chamber must not exceed 1,5 - 2,0 mcodes;

Developed and passed for the use the production enterprises of KP «Yuzhukргеologiya» engineering method of structural calculation, power and power parameters of hydrodynamic strengthener of axleloading.

Stand and experimentally-industrial verification of capacity and efficiency of new device rotined that the construction of hydrodynamic strengthener of axleloading is capable of working and can be used for the rotatory well-drilling without the reconstruction of the system of washing of the boring setting.

Application of hydrodynamic strengthener allows to increase mechanical speed of the boring drilling in the of soft breeds on the average in 1,35 – 1,75 time. Expected economic effekt from application of hydrodynamik strengthener 1477575 grn. Makes on the enterprises of KP "Yuzhukrgeologia" in a year.

Keywords: rotatory boring drilling, axleloading, infeed, washing liquid, water-hammer, reflection and fading of wave, mathematical model, experiment, efficiency.