

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КРІПЛЕННЯ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ОЗБРОЄННЯ ШАРОШКОВИХ ДОЛІТ

¹Є.І.Крижанівський, ¹І.В.Воввідко, ²Г.С.Веселовський, ²Р.Й.Гук

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42464
e-mail: math@nung.edu.ua

²Дрогобицький долотний завод, 82100, м. Дрогобич, вул. Тураша 20, тел. (03244) 37471
e-mail: markdep@ddz.lv.ukrtel.net

Дан краткий анализ крепления твердосплавного вооружения шарошечных долот и условий их работы на забое. Проведён эксперимент по определению точности изготовления твердосплавных зубков и выполнения отверстий под их запрессовку. На базе разработанной методики анализа прочности прессового соединения зубков с корпусом шарошки оценена надёжность крепления твердосплавных зубков долота 250,8 ОКП-ГВ. Даны рекомендации по повышению качества выполнения прессового соединения «зубок-корпус шарошки».

A short analysis of casing hardalloying arming of roller bits and conditions of their work on bottom-hole has been done. An experiment on definition accuracy of manufacturing hardalloying teeth and execution apertures for their pressing has been made. The reliability of casing hardalloying teeth of bit 250,8 ОКП-ГВ on the base of worked-out methodize of pressing connection strength of teeth with roller body has been valued. The recommendations on heightening quality of manufacturing pressing connection "tooth – roller body" have been given.

Використання шарошкових доліт із твердосплавним озброєнням дало змогу значно підвищити продуктивність буріння нафтових, газових і геолого-пошукових свердловин. У зв'язку з цим область їх застосування постійно розширюється. Аналогічні тенденції спостерігаються і в зарубіжній практиці, де останнім часом розроблено долота із твердосплавним озброєнням типу М і С [1, 2, 3].

Шарошкові долота руйнують породу шляхом послідовного нанесення ударів зубками під час обертання долота і під дією осевого навантаження. В процесі буріння відбувається, з одного боку, руйнування гірської породи, а з іншого – зношення самого інструменту. Озброєння шарошкових доліт працює в складних умовах абразивного, гідроабразивного і ударно-втомного зношення, значних контактних навантажень, високочастотних вібрацій, дії агресивних середовищ і високої температури [4]. Напруження, які виникають в твердосплавних зубках, обумовлюються, в першу чергу, характером взаємодії їх із гірською породою.

В результаті взаємодії з гірською породою твердосплавні зубки затуплюються і руйнуються або випадають із тіла шарошки, що призводить до зміни геометрії зубків, збільшення площі контакту зубка з породою, зниження питомого тиску на породу, накопичення твердосплавних зубків на вибої свердловини і, як наслідок, до зниження ефективності процесу руйнування породи і механічної швидкості буріння [1, 2, 5, 6, 7, 8]. Основні види руйнування оснащення доліт – випадання, ламання або викришування зубків [1, 6]. Причина ламання і викришування зубків – утворення втомних тріщин, які виникають від багаторазового циклічного ударяння об породу на вибої свердловини і, перш за все, в місцях концентрації на-

пружень. Випадання зубків обумовлене, в першу чергу, неякісним їх запресуванням в тіло шарошки.

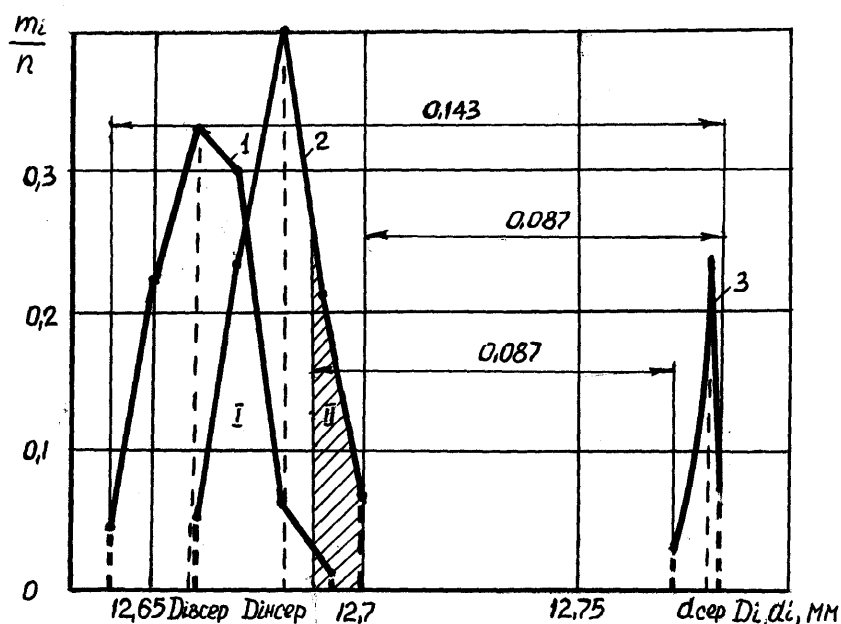
Потрапляння на вибій уламків зубків різко активізує процес зношення озброєння шарошкового долота. За зменшеного вильоту зламного зубка збільшується ударне навантаження, що діє на сусідні зубки озброєння, посилюється вібрація долота, підвищується зношування опорних елементів шарошок і цапф бурових доліт [15, 16].

Довговічність твердосплавного озброєння, в першу чергу, визначається механічними характеристиками твердого сплаву і способом його кріплення в тілі шарошки [1, 9].

Для кріплення твердосплавних зубків у вітчизняній і зарубіжній практиці застосовують гаряче та холодне запресування з гарантованим натягом, паяння, віброзабивання та інші методи. Найбільш широко застосовується холодне запресування зубків з гарантованим натягом у вітчизняній практиці та гаряче запресування у зарубіжній технології виготовлення пресо-вого з'єднання.

При цьому міцність пресо-вого з'єднання "зубок-корпус шарошки" визначається точністю складання і величиною натягу. Аналітичний розрахунок міцності такого з'єднання викликає певні труднощі внаслідок різної міцності поверхні отвору по глибині, різниці в фізико-механічних властивостях спряжених деталей і складної схеми прикладання робочих величин навантаження [1].

Як свідчить практика, із збільшенням натягу в процесі запресування зростає концентрація напружень в пресо-вому з'єднанні "зубок-корпус шарошки", що викликає появу тріщин в поверхневому шарі тіла шарошки, і призводить до зменшення довговічності озброєння [1, 10].



- 1 – полігон відносних частот розподілу величин діаметрів верхньої частини отворів;
 2 – полігон відносних частот розподілу величин діаметрів нижньої частини отворів;
 3 – полігон відносних частот розподілу величин діаметрів зубків;
 I, II – відповідно область оптимальних та нестабільних натягів з'єднання

Рисунок 1 — Розподіл допустимих величин натягів (0,087-0,143 мм) з'єднання „зубок-корпус шарошки” долота 250,8 ОКП-ГВ в масивах значень діаметрів отворів і зубків

Тому величина натягу пресового з'єднання повинна знаходитись в межах певного діапазону значень, що забезпечує йому необхідний рівень надійності в процесі роботи долота.

Аналіз роботи доліт із твердосплавним озброєнням, які виготовлені на Дрогобицькому долотному заводі, засвідчив, що існуючі методи запресовування твердосплавних зубків не забезпечують надійного їх кріплення в тілі шарошки. Значна частина зубків в процесі буріння випадає із тіла шарошки і знижує ефективність роботи доліт. Тому питання надійного кріплення зубків в корпусі шарошки в умовах існуючого технічного оснащення заводу є, безумовно, надзвичайно актуальним.

В даній статті відображено методичний підхід до визначення надійності пресового з'єднання „зубок-корпус шарошки” та деякі технологічні аспекти підвищення точності виконання отворів в тілі шарошки.

Для дослідження величин натягів у з'єднанні „зубок-корпус шарошки” на базі долотного заводу був проведений експеримент із визначення характеристик точності виготовлення твердосплавних зубків та виконання отворів під їх запресовування.

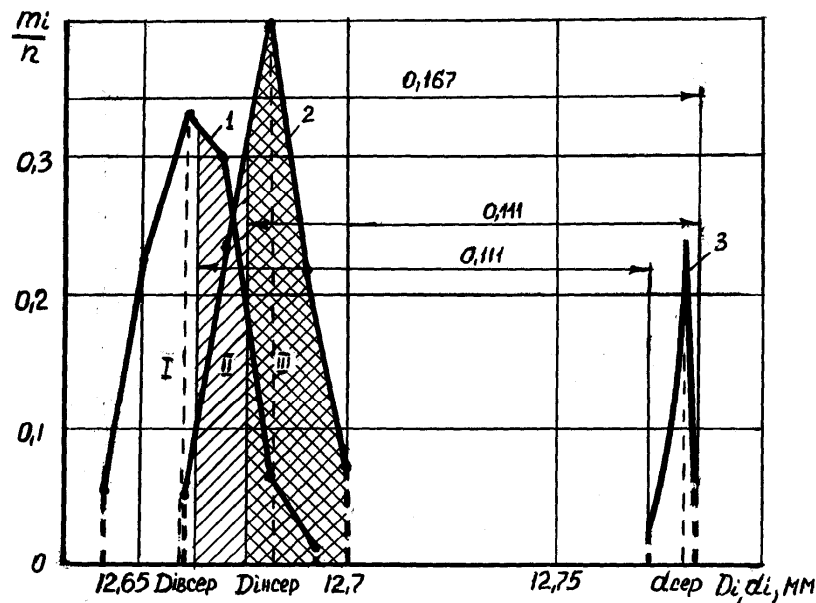
Із партії шарошок доліт 250,8 ОКП-ГВ було взято вибірку розмірів отворів у верхній і нижній частинах діаметром $D=12,65^{+0,05}$ мм в кількості 60 штук, а також вибірку розмірів зубків (60шт.) номінального діаметра $d=12,79_{-0,012}$. Отримані розміри діаметрів отворів в корпусах шарошок та значення діаметрів зубків були розміщені в порядку збільшення їх значень у вигляді статистичного ряду. Аналіз табличних

значень засвідчив, що натяги пресового з'єднання „зубок-корпус шарошки” можуть змінюватись в межах від 0,083 до 0,143 мм.

У Всесоюзному науково-дослідному інституті бурової техніки (ВНДІБТ) було проведено фундаментальні комплексні дослідження умов запресовування твердосплавних зубків у корпус шарошки [1]. Результати аналітичних та експериментальних досліджень дали змогу встановити залежність між деякими фізико-механічними властивостями сталей корпусу шарошки і надійністю пресового з'єднання твердосплавних зубків. Для зубків діаметром близько 13 мм і твердістю поверхні вінця HRC<44 раціональні величини натягів з'єднання повинні знаходитись в діапазоні 0,087-0,143 мм.

Для більш детального аналізу ймовірних величин натягу у пресовому з'єднанні зубків з корпусом шарошок долота 250,8 ОКП-ГВ було побудовано полігони відносних частот розподілу значень діаметрів отворів в корпусі шарошки та зубків, які зображені на рис. 1. Тут вісь ординат відображає відносні частоти заміряних розмірів отворів і зубків m_i/n .

Як видно із рисунка, полігони частот розподілу величин діаметрів отворів, виміряних у їх верхній і нижній частинах, зміщені один відносно одного за середнім значенням діаметрів на величину 0,02мм. Дві паралельні осі ординат лінії, які відображають мінімально допустиму величину натягу $N_p=0,087$ м за мінімального та максимального значень діаметрів твердосплавних зубків, поділяють площу полігону відносних частот розподілу розмірів отворів у двох вимірах на дві області. Лінія, яка характеризує



- 1 – полігон відносних частот розподілу величин діаметрів верхньої частини отворів;
 2 – полігон відносних частот розподілу величин діаметрів нижньої частини отворів;
 3 – полігон відносних частот розподілу величин діаметрів зубків;
 I, II – відповідно область оптимальних та нестабільних натягів з'єднання

Рисунок 2 — Розподіл допустимих величин натягів (0,111-0,167 мм) з'єднання „зубок-корпус шарошки” долота 250,8 ОКП-ГВ в масивах значень діаметрів отворів і зубків

максимальний натяг $N_p=0,143$ мм, в даному випадку співпадає з мінімальним значенням полігону частот розподілу діаметрів отворів.

Перша область характеризується наявністю такого типу пресового з'єднання „зубок-корпус шарошки”, в якому за всіх можливих співвідношень розмірів діаметрів зубків та отворів величина натягу з'єднання не буде виходити за межі діапазону, тобто буде номінальною.

Друга область характеризується можливістю утворення нестабільних величин натягів. Все залежить від співвідношення розмірів отвору та зубка. За максимальних розмірів зубка та мінімальних значеннях діаметра отвору натяг з'єднання буде знаходитись в допустимому діапазоні (0,087-0,143) і, навпаки, за максимальних величин діаметра отвору і мінімальних розмірів зубка, натяг з'єднання буде меншим за допустимий.

Фактичний натяг в пресовому з'єднанні, зазвичай, визначають як різницю діаметрів охоплюваної та охоплюючої деталей без врахування мікрогеометрії спряжених поверхонь. Однак, мікронерівності, які утворюються за будь-якої обробки двох деталей, змінюються в процесі їх запресовування, зменшують величину натягу. Одночасно знижується з цієї причини і питомий тиск. Таким чином, в процесі запресовування відбувається ніби згладжування нерівностей двох поверхонь, що викликає послаблення посадки.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що зміна натягу виникає за рахунок зменшення діаметра охоплюваної деталі і збільшення діаметра отвору. Зміна діаметрів більш

помітна при збільшенні питомого тиску у спряжених деталях.

Для визначення номінального натягу з врахуванням мікрогеометрії поверхонь можна користуватися такою формулою [11]:

$$N_n = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (1)$$

де: R_{z1} , R_{z2} – висоти нерівностей спряжених поверхонь;

N_p – розрахунковий (раціональний) натяг двох деталей.

Що стосується виконання отвору, то після зенкерування і розвінчування шорсткість його поверхні R_{z1} складає близько 10 мкм. Після шліфування зубків шорсткість їх поверхні R_{z2} можна довести до 10 мкм. Таким чином, права частина виразу (1) може складати приблизно 0,024-0,03 мм.

Виходячи із наведеного граничні значення діапазону раціональних величин натягів необхідно збільшити хоча б на величину 0,024 мм. Тоді номінальні величини натягів з пресового з'єднання будуть знаходитись в діапазоні 0,111-0,167 мм.

Якщо відобразити такий діапазон величин натягів на полігонах відносних частот розподілу величин діаметрів отворів корпусу шарошки та зубків, то розподіл всього масиву ймовірних величин натягів дещо зміниться (рис. 2). Лінія, яка характеризує максимальне значення номінального натягу $N_n=0,167$ мм, виходить за межі полігонів відносних частот, а окрім областей I і II утворилась область III.

В даній області за будь-якого співвідношення значень діаметрів зубка та отвору вели-

чини натягів не будуть знаходитись в межах зазначеного діапазону. Отже, з'єднання „зубок-корпус шарошки”, величини натягів яких знаходяться в області III, не можуть бути визнані як надійні.

Як видно із рисунка 2, область III складає близько 12% загальної площі під полігоном 1 відносних частот розподілу величин діаметрів отворів у верхній частині і приблизно 70% від загальної площі під полігоном 2 відносних частот розподілу значень діаметрів отворів у нижній частині. Область II складає відповідно 36 та 27%.

Виходячи із площ областей, можна в першому наближенні дати кількісну оцінку міцності довільного пресового з'єднання. В даному випадку з'єднання „зубок-корпус шарошки” долота 250,8 ОКП-ГВ не можна вважати міцним, оскільки ймовірність виходу такого пресового з'єднання у нижній своїй частині за межі оптимального діапазону натягів може сягти 97%. Можна однозначно стверджувати, що близько 70% таких з'єднань зібрані неякісно, оскільки величини їх натягів у нижній частині отворів нижчі, ніж допустимі, а питомий тиск на поверхні контакту недостатній для забезпечення необхідної міцності спряжених деталей. Однак, це не означає, що така кількість зубків обов'язково випаде із отворів, оскільки розпресування з'єднання залежить від величини напружень, які виникають в зубках і обумовлені характером їх роботи, фізико-механічними властивостями гірських порід та низкою інших чинників.

Для того, щоб підвищити міцність кріплення твердосплавних зубків, необхідно, в першу чергу, вивести полігони частот 1 і 2 із областей II і III, або, хоча б із області III. Це можна досягнути зменшенням відстані між середніми значеннями діаметрів зубків $d_{\text{ісєр}}$ та діаметрів отворів у верхній частині $D_{\text{ісєр}}$. Окрім цього, в даному плані має істотне значення точність виконання отворів, що дасть змогу наблизити середнє значення діаметрів отворів у нижній ($D_{\text{ісєр}}$) і верхній ($D_{\text{ісєр}}$) частинах.

Виходячи із наведеного, необхідно, на нашу думку, зменшити діаметр отвору в корпусі шарошки на 0,03мм до величини $12,62^{+0,05}$ мм.

Найбільш істотними чинниками, що впливають на точність доведення отвору, є спрацювання розгортки та коливання елементів технологічної системи внаслідок її нагрівання в процесі різання [12]. Для підвищення точності виконання отворів на завершальній стадії оснащену пластинами твердого сплаву розгортку необхідно переточувати після зношування 0,3-0,35мм, або приблизно через 30 хвилин роботи [13]. Для підвищення точності обробки отворів рекомендується застосовувати інструмент для алмазного вигладжування, що дає змогу зменшити шорсткість поверхні отвору до 4 мкм, зміцнити поверхневий шар отвору на 25-35% та зменшити конусність отвору на 15-25% [14].

В момент удару твердосплавного зубка об вибій свердловини в короткий проміжок часу відбувається зростання ударного навантаження

від нуля до максимуму. Час наростання ударного навантаження залежить в основному від жорсткості системи „порода – зубок – шарошка”. Зміна жорсткості пресового з'єднання, в свою чергу, впливає на характер розподілу залишкових напружень, знижує величини напружень в зоні їх концентрації, тобто в місці входження зубка в тіло шарошки. Отже, зменшення жорсткості робочої системи „порода – зубок – шарошка” призводить до падіння максимальних ударних навантажень, які діють на зубок озброєння, тобто до зниження концентрації напружень в небезпечному перерізі і, як наслідок, до збільшення довговічності твердосплавного оснащення. За відомих фізико-механічних властивостей породи, матеріалів зубків і шарошки жорсткість системи можна знизити шляхом відповідного підбору хіміко-термічної обробки вінців шарошок, відповідних натягів у спряженні зубок-шарошка і впровадження певних конструктивних елементів [1].

Одним із радикальних конструктивних рішень підвищення довговічності твердосплавного озброєння за рахунок зменшення жорсткості системи „порода – зубок – шарошка” є метод прорізання розвантажувальних канавок на певній відстані від зубків на глибину 1,5-2мм. Такий метод простий у виконанні, технологічний і легко піддається автоматизації. Конструктивно канавки можуть бути або кільцевої або прямолінійно форми. В даному випадку мінімальна відстань від краю канавки до зубка залежить від фізико-механічних властивостей матеріалів зубка і корпусу шарошки, а також від міцності гірських порід, в яких передбачається буріння породоруйнуючим інструментом.

Одним із ефективних методів підвищення точності і, як результат, надійності виконання пресового з'єднання є, безумовно, введення його селективного складання, на чому акцентують ряд вчених [1, 13].

В даний час виготовлена дослідна партія доліт 250,8 ОКП-ГВ, у яких з'єднання „зубок-корпус шарошки” виконані у відповідності до зазначених вище рекомендацій. Найближчим часом ці долота будуть випробувані в процесі буріння вибухових свердловин на Криворізькому залізорудному родовищі.

Висновки

1. Знайдено і обґрунтовано номінальний діапазон натягів (0,111-0,167мм) пресового з'єднання "зубок-корпус шарошки" для долота 250,8 ОКП-ГВ.

2. Запропоновано методику аналізу міцності пресового з'єднання зубків із корпусом шарошки, яка базується на аналізі полігонів відносних частот розподілу значень діаметрів отворів в корпусі шарошки і зубків у взаємозв'язку із номінальними діапазонами натягів пресового з'єднання.

3. Рекомендовано зменшити діаметр отвору в корпусі шарошки на 0,03 мм до величини $12,62^{+0,05}$ мм, що дасть можливість вивести діапазон ймовірних величин натягів поза межі області їх недопустимих значень.

4. Висвітлено деякі технологічні та конструктивні аспекти підвищення точності виконання отворів у корпусі шарошки та зменшення жорсткості системи „порода-зубок-шарошка”.

Література

1 Крылов К.А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот / К.А. Крылов, О.А. Стрельцова. – М.: Недра, 1983. – 206 с.

2 Жидовцев Н.А. Долговечность шарошечных долот / Н.А. Жидовцев, В.Я. Кершенбаум, Э.С. Гинсбург. – М.: Недра, 1992. – 266 с.

3 Масленников И.К. Буровой инструмент / И.К. Масленников. – М.: Недра, 1989. – 430 с. – (Справочник).

4 Виноградов В.Н. Ударно-абразивный износ буровых долот / В.Н. Виноградов, Г.М. Соколин, Г.К. Шрейбер. – М.: Недра, 1975. – 320 с.

5 Палий П.А. Буровые долота / П.А. Палий, К.Е. Корнеев. – М.: Недра, 1971. – 446 с. – (Справочник).

6 Посташ С.А. Повышение надёжности и работоспособности шарошечных долот / С.А. Посташ. – М.: Недра, 1982. – 120 с.

7 Беликов В.Г. Рациональная отработка и износостойкость шарошечных долот / В.Г. Беликов, С.А. Посташ. – М.: Недра, 1972. – 160 с.

8 Виноградов В.Н. Долговечность буровых долот / В.Н. Виноградов. – М.: Недра, 1977. – 315 с.

9 Симонов В.В. Работа шарошечных долот и их совершенствование / В.В. Симонов, В.Г. Выхребцов. – М.: Недра, 1975. – 195 с.

10 Жидовцев Н.А. Пути практического использования показателей механических свойств горных пород в бурении / Н.А. Жидовцев, Б.В. Байдюк, А.А. Крицун // Сб. науч. тр. БелНИГРИ. – Минск, 1982. – №3. – С. 3-11.

11 Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов / М.П. Новиков. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.

12 Справочник технолога-машиностроителя / [ред. Косилова А.Т., Мещерякова Р.К.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 634 с.

13 Петрина Ю.Д. Розробка науково-прикладних основ підвищення довговічності бурових доліт шляхом раціонального використання матеріалів: Дис... доктора техн. наук: 05.15.12 / Петрина Юрій Дмитрович. – Івано-Франківськ, 1996. – 312 с.

14 Локирев С.Г. Обработка отверстий / С.Г. Локирев. – М.: Машиностроение, 1984. – 208 с. – (Справочник).

15 Раба Х. Технология бурения нефтяных скважин / Х. Раба. – М.: Недра, 1989. – 413 с.

16 Травкин В.С. Породоразрушающий инструмент для вращательного бурения скважин / В.С. Травкин. – М.: Недра, 1982. – 185 с.