

## ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ВСТАВНИХ ПОРОДОРУЙНІВНИХ ЗУБКІВ В ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛОТАХ

Ю.Д. Петрина, Р.С. Яким, Д.Ю. Петрина, Т.П. Венгринюк, Н.Я. Пицків

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

Дослідження має на меті вирішення проблеми підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок тришарошкових бурових доліт. Обґрунтовано розроблені підходи у вдосконаленні комплексного підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок бурових доліт.

Запропоновані залежності для визначення раціональної величини натягу при посадці твердосплавних зубків в тілі шарошки. Встановлено, що фізико-механічні властивості сталі 14XH3MA забезпечують необхідні натяги і міцність з'єднання "зубок – шарошка". Оптимізація натягів позитивно впливає на зменшення ймовірності руйнування зубка та шарошки як при складальних операціях, так і під час припрацювання на вибої.

Встановлено позитивний вплив фізико-механічних властивостей цементованої та загартованої сталі 14XH3MA на міцність з'єднання "зубок – шарошка". Фізико-механічні властивості цієї сталі дають можливість здійснювати запресовування зубків у шарошку на швидкостях 1-2 мм/с, що дає можливість не тільки підвищити міцність з'єднання до 30%, але й продуктивність праці.

Встановлено, що за умови зберігання експлуатаційних параметрів зміцненої шарошки найкращу міцність з'єднання "зубок – шарошка" забезпечує їх запресовування при нагріванні шарошки та охолодженні зубка (різниця температур  $\Delta T \approx 900\text{K}$ ). При цьому забезпечення шорсткості отворів в шарошці  $R_z \approx 3 \text{ мкм}$  і селективному з'єднанні підвищується стійкість з'єднання приблизно на 50% порівняно із стійкістю в серійних долотах.

Ключові слова: з'єднання "зубок – шарошка", фізико-механічні властивості матеріалів, довговічність, надійність, запресовування.

Целью исследования есть решение проблемы повышения качественных показателей вставного породоразрушающего оснащения шарошек трёхшарошечных буровых долот. Обоснованы разработанные подходы в совершенствовании комплексного повышения качественных показателей вставного породоразрушающего оснащения шарошек буровых долот.

Предложены зависимости для определения рациональной величины натяга при посадке твёрдосплавных зубцов в теле шарошки. Установлено, что физико-механические свойства стали 14XH3MA обеспечивают необходимые натяги и прочность соединения "зубец - шарошка". Оптимизация натягов положительно влияет на уменьшение вероятности разрушения зубца и шарошки как при сборочных операциях, так и во время приработки на забое.

Установлено позитивное влияние физико-механических свойств цементированной и закалённой стали 14XH3MA на прочность соединения "зубец - шарошка". Физико-механические свойства этой стали позволяют осуществлять запресовку зубцов в шарошку на скоростях 1-2 мм/с, что даёт возможность не только повысить прочность соединения до 30%, но и производительность труда.

Установлено, что при условии сохранения эксплуатационных параметров упрочнённой шарошки наилучшую прочность соединения "зубец - шарошка" обеспечивает их запресовку при нагреве шарошки и охлаждении зубка (разница температур  $\Delta T \approx 900\text{K}$ ). При этом обеспечение шероховатости отверстий в шарошке  $R_z \approx 3 \text{ мкм}$  и селективном соединении повышается стойкость соединения приблизительно на 50% по сравнению со стойкостью в серийных долотах.

Ключевые слова: соединение "зубец – шарошка", физико-механические свойства материалов, долговечность, надёжность, запресовка.

The study deals with resolving the problem of quality improvement of inserted rock-cutting elements of the three-cone drilling bits. The developed approaches to complex quality improvement of the inserted rock-cutting elements of the three-cone drilling bits are grounded.

Dependences for determination of rational tension values in the process of the hard-facing alloy teeth fit in the cone body are suggested. It has been found out that the physical and mechanical properties of the 14XH3MA steel provide necessary tensions and strength of the "tooth-cone" connection.

Positive influence of physical and mechanical properties of case-hardened and tempered 14XH3MA steel onto strength of the "tooth-cone" connection has been determined.

It has been also found out that the highest strength of the "tooth-cone" connection in the conditions of the strengthened cone operation parameters preserving is ensured by their pressing-in when a cone is heated and a tooth is cooled (temperature difference  $\Delta T \approx 900\text{K}$ ). At the same time, when providing roughness of the holes in the cone  $R_z \approx 3 \text{ mkm}$  and selective connection, the steadfastness of the connection increases at least by 50 per cent in comparison with the steadfastness in the serial bits.

Key words: "tooth-cone" connection, physical and mechanical properties of materials, durability, reliability, pressing-in

Вирішення важливої державної проблеми забезпечення паливно-енергетичного комплексу сировиною вимагає для цієї галузі розробки та впровадження високоефективного устаткування. Техніко-економічні показники бурових робіт суттєво залежать від стійкості породоруйнуючих інструментів на вибої. В світовій практиці долотобудування склалася тенденція до широкого використання твердосплавних породоруйнівних елементів. Руйнування таких доліт відбувається найчастіше через випадання та руйнування породоруйнівного оснащення. Тому розв'язання проблеми надійності з'єднання "зубок-шарошка" є актуальним і має практичне значення.

Високі вимоги до надійності з'єднання "зубок-шарошка" ставлять задачі оптимальних параметрів натягів і процесів складання. Основні технологічні чинники, які впливають на міцність і довговічність пресових з'єднань "зубок-шарошка" – це точність складання пресового з'єднання; шорсткість спряжених поверхонь; термічна обробка та характеристики міцності деталей; температурні умови складання пресових з'єднань тощо [1]. Довговічність деталей або вузлів, що знаходяться під дією змінних пульсуючих навантажень, значною мірою залежить від характеру розподілу напружень, розташування і величини зон їх концентрації. Тому доцільно аналізувати вплив технологічних чинників на довговічність твердосплавного оснащення з точки зору характеру розподілу напружень в зубах, що зумовлює зношення та руйнування оснащення. Довговічність оснащення суттєво залежить від величини концентрації напружень в зоні входу зуба в тіло шарошки.

Точність складання пресового з'єднання "зубок-шарошка", що характеризується величиною оптимального натягу, є одним з чинників, що найбільш суттєво впливають на напружений стан в ньому. Тому одним з основних способів підвищення довговічності доліт є підвищення точності даного пресового з'єднання. Досягти цього можна шляхом підвищення точності виготовлення складових ланок з'єднання, а більш ефективно – введенням селективного складання [2].

Максимальні натяги викликають появу тріщин в цементованому шарі шарошки.

Тріщиностійкість цементованих шарошок тісно пов'язана з міцністю з'єднання "зубок-шарошка", яке значною мірою впливає на довговічність бурового долота. Зі збільшенням натягу при запресовуванні зростає концентрація напружень в пресовому з'єднанні "зубок-корпус шарошки", що викликає появу тріщин в цементованому шарі, а це, в свою чергу, веде до зменшення довговічності оснащення [1]. В процесі взаємодії з породою зубки сприймають складні навантаження, які в подальшому ще збільшують концентрацію напружень.

Існуючі методи запресовування або пайки твердосплавних зубків не забезпечують надійного їх кріплення в тілі шарошки. До 25% зубків у процесі буріння випадують з тіла шаро-

шки і знижують довговічність роботи доліт. Тому питання надійного кріплення зубків у корпусі шарошок має велике практичне значення.

Для забезпечення міцності спряжених деталей виконують розрахунок найбільшого допустимого тиску в з'єднанні "зубок-шарошка"  $p_{доп}$ . Згідно теорії найбільших дотичних напружень, яка найкраще відповідає експериментальним даним, умова міцності деталей полягає у відсутності пластичної деформації на контактних поверхнях отвору і валу [3, 4]:

$$p_{доп} \leq 0,58\sigma_{0,2},$$

де  $\sigma_{0,2} = 1800$  МПа для цементованого шару з вмістом вуглецю на його поверхні рівним приблизно 1%.

Отже,  $p_{доп} \leq 0,58 \cdot 1800 = 1044$  МПа.

Експлуатаційний тиск не повинен перевищувати допустимий, тому що при пластичному деформуванні матеріалу зубків і корпусу шарошки знижується несуча здатність з'єднання, особливо в умовах динамічного навантаження.

Аналіз пресового з'єднання "зубок-шарошка", яке складалося на Дрогобицькому долотному заводі з шарошки з отворами  $\varnothing 10^{+0,055}$  та зубків  $\varnothing 10,14_{-0,027}$ , свідчить, що натяги в з'єднанні змінювалися від  $N_{min} = 0.058$  мм до  $N_{max} = 0.14$  мм.

Зі зменшенням натягу при запресовуванні збільшується ймовірність випадання зубків [3]. Застосування селективного складання дає змогу отримати більш однорідні з'єднання деталей: в пресових посадках найбільший натяг зменшується, а найменший – збільшується. Це підвищує однорідність, а, отже, і якість з'єднання.

Відомо, що величина натягу визначає здатність пресових з'єднань витримувати необхідні навантаження та довговічність з'єднання. В результаті натягу на спряжених поверхнях деталей виникають контактні тиски  $p_k$ . Їх величину визначають з умови рівності суми абсолютних значень радіальних переміщень обох деталей і різниці радіусів спряжених поверхонь до запресовки. Враховуючи, що зубок виконаний у вигляді суцільного валу, кінцева формула для визначення контактного тиску має вигляд [4]:

$$p_k = \frac{1}{d} \frac{N}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}}, \quad (1)$$

де  $N$  - натяги в з'єднанні;

$E_1$  і  $E_2$  – модулі пружності матеріалів охоплюваної та охоплюючої деталей;  $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11}$  Па;

$d$  – діаметр спряженої поверхні ( $d = 10$  мм);

$C_1$  і  $C_2$  – коефіцієнти, які знаходяться з врахуванням величин коефіцієнтів Пуассона  $\mu_1$  і  $\mu_2$  охоплюваної та охоплюючої деталей;  $C_1 = 0,7$ ;  $C_2 = 1,3$  [4].

При підстановці числових значень в формулу (1), отримали наступні значення контактних тисків:

для  $N_{max} = 0.14$  мм,  $p_k = 1400$  МПа;

для  $N_{min} = 0.058$  мм,  $p_k = 580$  МПа.

Отже, при складанні з максимальним натягом контактний тиск  $p_k = 1400$  МПа значно перевищує допустимий  $p_{дон} = 1044$  МПа, що неприпустимо. В такій ситуації в цементованому шарі шарошки почнуть виникати тріщини ще в процесі запресовки. Щоб уникнути цього явища запропоновано, як сказано вище, селективне складання пресового з'єднання "зубок-корпус шарошки".

В результаті досліджень, проведених у роботах [1, 3, 4], встановлено, що контактний тиск розподіляється на спряжені поверхні нерівномірно. Викликані ним напруження концентруються в основному в зоні входу зубка в шарошку та в даній частині з'єднання, середня частина з'єднання навантажена значно слабше.

При зростанні контактного тиску, що відповідає збільшенню натягу при запресовці, напруження по лінії спряження пропорційно підвищуються, зберігаючи попереднє розташування зон концентрацій. Величина концентрації напружень з ростом контактного тиску збільшується.

При моделюванні робочих навантажень на зубок ділянка розтягу в його клиновій частині змінюється ділянкою стиску, причому зі сторони дії робочого навантаження напруження стиску є значно меншим, ніж із вільної сторони зубка. Концентрація напружень в місці входу зубка в тіло шарошки зі сторони дії робочого навантаження – зменшується, а зі сторони свобідного навантаження – збільшується. Встановлено, що величина зміни концентрації напружень залежить від робочого навантаження та кута його прикладання.

Перекочування шарошки по забою призводить до зміни напрямку дії робочих навантажень, які залежать від геометричних розмірів долота. Це, в свою чергу, призводить до періодичної зміни величини концентрації напружень в зоні входу зубка в тіло шарошки і утворення змінних напружень у всій клиновій робочій частині зубка. Наявність таких напружень викликає втомне зношування оснащення, веде до зародження і розкриття втомних тріщин, виникнення яких визначається величиною концентрації напружень в зоні входу зубка в шарошку.

Нейтральні лінії відносно розтягу-стиску на клиновій робочій поверхні зубка утворюють можливі площини ковзання, за якими відбувається руйнування твердого сплаву. Ці площини починаються в місці прикладання робочого навантаження і закінчуються в зоні концентрації напружень в місці входу зубка в шарошку, описуючи гіперболічно вигнуту криву.

Виходячи з вищесказаного, довговічність оснащення бурових доліт суттєво залежить від величини концентрації напружень в зоні входу зубка в шарошку.

Збільшення ймовірності випадання зубків, що відбувається зі зменшенням натягу, є дуже неприємним явищем на вибої [3]. Зубки, що випали, попадаючи під зубки шарошки, що обертається, призводять до їх сколу, в результаті чого зменшується породоруйнівна здатність долота.

У роботах [1, 2] розглядаються перспективи використання селективного складання та висунуті загальні рекомендації щодо підвищення надійності з'єднання "зубок-шарошка", проте в них не відображено геометричних параметрів селективних груп.

Для дослідження впливу введення селективного складання на точність пресового з'єднання "твердосплавний зубок-шарошка" проводили визначення характеристик точності партії деталей на базі Дрогобицького долотного заводу.

Було проведено вибірку розмірів отворів у шарошках в кількості  $N_{ome} = 100$  шт. із заводської партії та з партії поставки (10000 шт.) зубків  $N_3 = 100$  шт.

Вимірювання деталей проводили на горизонтальному оптиметрі ОГЭ-1 з ціною поділки шкали 1 мкм. Отримані дійсні розміри діаметрів отворів на шарошках і діаметрів зубків розміщували у послідовності збільшення їх значень, що дало можливість отримати ряди випадкових дискретних величин. На основі даних вимірювань була висунута гіпотеза Н: розміри діаметрів зубків і розміри діаметрів отворів шарошок підпорядковані нормальному закону розподілу. В таких випадках діапазон розсіювання результатів досліджень рекомендується розбивати на 8 – 15 інтервалів. Для даного дослідження діапазон розсіювання результатів було розділено на 9 інтервалів, відповідно до яких зроблено групування отриманих значень дійсних розмірів, визначено середнє значення розміру в інтервалах та емпіричні і теоретичні частоти.

Аналіз, проведений в роботі [2], свідчить, що гіпотеза про нормальність генеральної сукупності, з якої отримана вибірка, не суперечить проведеним експериментальним дослідженням.

На основі отриманих результатів [2] нами побудовані емпіричні та теоретичні криві розподілу розмірів з'єднаних деталей (діаметрів зубків і отворів у шарошках).

Оскільки центри групування практично співпадають (їх зміщення складає приблизно 14 мкм) і криві розподілу розмірів з'єднаних деталей відповідають закону нормального розподілу, кількість з'єднань "зубок-отвір шарошки" в одноіменних групах приблизно однакова. Таким чином, ліквідується можливість утворення незавершеного виробництва.

Для забезпечення надійності з'єднання "зубок-шарошка" необхідно враховувати точність обробки отворів в шарошках, які отримують розвірчування після цементациї. Найбільш суттєвими похибками, що впливають на точність обробки, є похибки від розмірного спрацювання ріжучого інструменту – розвіртки та коливання пружних об'ємних та контактних деформацій елементів технологічної системи, внаслідок їх нагріву при різанні. Після проведення аналізу точності встановлено, що ріжучий інструмент – розвіртку, оснащену пластинами твердого сплаву, необхідно переточувати, коли її знос по задній поверхні буде досягати

0,3 – 0,35 мкм, або приблизно через 30 хвилин роботи.

Незважаючи на існуючі недоліки селективного складання (відсутність повної взаємозамінності, підвищення трудомісткості контролю, можливість існування невикористаних деталей, необхідність утворення надлишкових запасів деталей), підбір зубків та отворів у вузлі “зубок-корпус шарошки” можна використовувати як метод, що дає змогу отримати необхідну точність складання при економічній точності обробки з’єднуваних деталей, а також запобігає виникненню натягів на верхній та нижній границях, чим досягається підвищення якості складання та надійності з’єднання в умовах експлуатації, зменшується ймовірність виникнення тріщин на верхній (цементованій) частині шарошки.

При користуванні формулою (1) слід також мати на увазі, що в процесі запресування нерівності на контактних поверхнях деталей змінюються і в з’єднанні створюється менший натяг. Поправку на змінання нерівностей контактних поверхонь визначали за формулою [4]:

$$u = 2(k_1 R_{z1} + k_2 R_{z2}), \quad (2)$$

де  $k_1$  і  $k_2$  – коефіцієнти, які враховують висоту змінання нерівностей отвору і валу, залежать від матеріалів спряжених поверхонь та методу складання з’єднання;

$R_{z1}$  і  $R_{z2}$  – висота нерівностей поверхонь отвору і валу.

Зусилля запресування (розпресування) з’єднання підраховували за формулою [4]:

$$P = f \pi p_k d \ell, \quad (3)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;

$\ell$  – довжина з’єднання.

Дослідження проводили на шарошках, виготовлених зі сталі 16ХНЗМА та твёрдосплавних зубків ВК8-ВК і ВК11-ВК в умовах Дрогобицького долотного заводу.

Параметри твёрдосплавних зубків наведено в таблиці 1.

**Таблиця – Фізико-механічні характеристики досліджених сплавів**

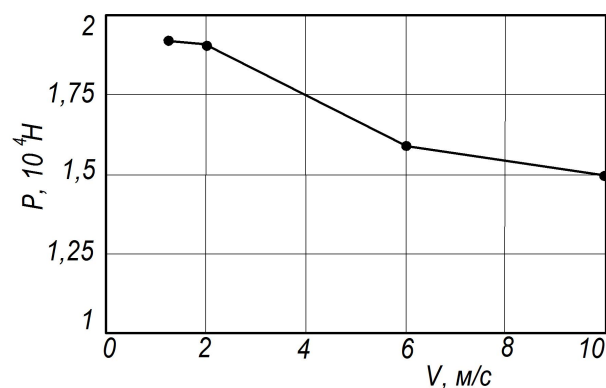
Матеріал	Густина, г/см <sup>3</sup>	$\sigma_{32}$ , МПа	HRC <sub>3</sub>
ВК11-ВК	14,2 ... 14,4	21070	87 ... 88
ВК8-ВК	14,5 ... 14,8	18620	87,5 ... 89

Для  $d = 10$  мм,  $\ell = 7$  мм та  $f = 0,08$  – значення коефіцієнта тертя для сталі, що приймається при  $N_{opt} = 0,1$  мм,  $P = 17584$  Н; при  $N_{max} = 0,14$  мм,  $P = 24617,6$  Н; при  $N_{min} = 0,06$  мм,  $P = 10550,4$  Н (для шарошки, зубки якої виготовлені з твёрдого сплаву ВК8-ВК)..

Як видно з формули (3), збільшення глибини забивання зубка та його діаметру призводить до росту зусилля розпресування. Це підтверджено багатьма експериментальними роботами. Однак Дрогобицький долотний завод використовує готові твёрдосплавні зубки діаметром і висотою  $\cong 10$  мм, отже, впливати зміною

цих параметрів на ефективність закріплення зубків не може.

Міцність пресового з’єднання та сила запресовки значною мірою визначаються швидкістю виконання цієї операції. Зазначимо, що швидкість запресування становила 10...15 мм/с. Така швидкість запресування використовується на Дрогобицькому долотному заводі з метою підвищення продуктивності праці. Проте найбільша міцність з’єднання (рис. 1) була досягнута при порівняно менших швидкостях (1 мм/с), причому, це підвищення сягало до 30%.



**Рисунок 1 – Залежність зусилля розпресування від швидкості запресування**

З метою полегшення запресування застосовують теплове складання: нагрів охоплюючої деталі (шарошки) або охолодження охоплюваної деталі (зубка), а також перше і друге разом.

Теплове складання суттєво (в середньому в 1,2-1,5 рази) збільшує несучу здатність з’єднань з натягом. Це пояснюється тим, що при складанні під пресом мікронерівності змінюються, в той час як при тепловому складанні вони, змикаючись, заходять одне в одне, що підвищує коефіцієнт тертя та міцність зчеплення.

При достатньо високому нагріві шарошки та глибокому охолодженні зубків можна отримати нульовий натяг при складанні, і, таким чином, ефективно забезпечити процес складання без застосування механічного запресування.

Відомі формули для випадків нагріву охоплюючої деталі та охолодження охоплюваної [5]:

$$-T_1 = \frac{N}{10^3 d \alpha_1} - T_0; \quad (4)$$

$$T_2 = \frac{N}{10^3 d \alpha_2} + T_0; \quad (5)$$

де  $N$ , мкм – натяг в з’єднанні при застосуванні селективного складання (оптимальний натяг дорівнює  $N_{opt} = 0,1$  мм);

$d$  – діаметр з’єднання в мм;  $d = 10$  мм;

$\alpha_1$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу охоплюваної деталі при від’ємних температурах. Враховуючи, що зубок виготовлений з твёрдого сплаву  $\alpha_1 = 5 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup> [5];

$\alpha_2$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу охоплюючої деталі. Для сталі 16ХНЗМА  $\alpha_2 = 13,2 \cdot 10^{-6}$  град<sup>-1</sup> [5];

$T_0$  – температура складання,  $T_0 = 293$  К.

Для охолодження зубків використовували рідкий азот ( $T_1 = 77$  К)

$$-77 = \frac{N_1}{10^3 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^{-6}} - 293;$$

$$N_1 = 10,8 \cong 11 \text{ мкм};$$

$$N_2 = N - N_1 = 100 - 11 = 89 \text{ мкм};$$

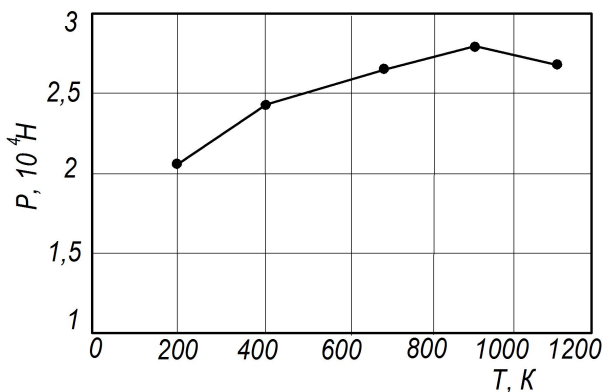
$$T_2 = \frac{89}{10^3 \cdot 10 \cdot 13,2 \cdot 10^{-6}} + 293 = 967 \text{ К}.$$

Отже, для отримання нульового натягу при складанні слід охолоджувати зубки до 77 К і нагрівати шарошку до 967 К.

Слід враховувати, що нагріті деталі охолоджуються при їх перенесенні з печі та складанні. Те ж саме стосується і охолоджуваних деталей.

Тому розрахункові температури (в даному випадку - температуру нагріву) слід підвищити на величину, що залежить від часу переносу деталі та швидкості операції складання (в середньому 20 ... 30 К).

Процес складання був здійснений на Дрогобицькому долотному заводі. При охолодженні вала до температури рідкого азоту 77 К і нагріві шарошки до 990 К, найбільшій шорсткості отворів R<sub>2</sub>3 (найменші затрати на виробництво шарошок) було отримано найвищу міцність з'єднання (рис. 2).



**Рисунок 2 – Залежність зусилля розпресування від перепаду температур корпусу шарошки і зубків при їх складанні**

Ефект підвищення міцності пресових з'єднань можна отримувати при менших перепадах температур  $\Delta T$ , але в цих випадках необхідно проводити механічне запресування (рис. 2).

Однак міцність пресового з'єднання із зменшенням перепаду температур дещо падає, хоча залишається вищою навіть при найменшому перепаді 200 К ( $\approx$  на 47%), ніж при звичайній механічному запресуванні.

Для з'єднання, складеного при перепаді температур 200К вивчали залежність зусилля розпресування від швидкості запресування. Зменшення швидкості запресування в даному випадку не мало впливу на міцність пресового з'єднання.

Шорсткість спряжених поверхонь пресового з'єднання помітно впливає на його міцність, так як в процесі роботи вузла змінюється на-

пружений стан з'єднання. Отже, величина шорсткості впливає на довговічність твердосплавного оснащення.

Мікронерівності добре впливають на міцність з'єднання, діючи подібно до шпівів і, таким чином, збільшують площу зв'язку між спряженими поверхнями. Але, як встановлено дослідями [6], підвищення параметру шорсткості вище, ніж 0,05мкм знижує несучу здатність з'єднання внаслідок зменшення коефіцієнту тертя на поверхнях контакту.

Величина змінання мікронерівностей залежить від натягу в з'єднанні, висоти нерівностей, їх форми, профілю і густини розподілу, твердості і міцності матеріалу спряжених поверхонь, співвідношення між твердістю охопленої та охоплюючої деталей, а також від умов складання.

При складанні під пресом нерівності по-свідовно зрізуються при повздовжньому переміщенні і змінюються набагато більше, ніж при складанні з нагрівом або охолодженням деталей (коли нерівності змінюються в радіальному напрямку).

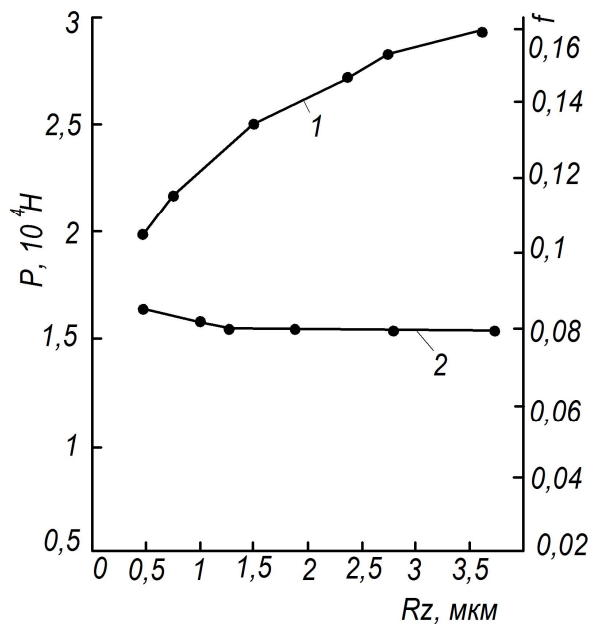
Відомо [7], що при механічному запресуванні найбільша міцність з'єднання досягається при малій шорсткості. На рис. 3 відображено результати аналогічних наших досліджень. Зубок використовували в стані поставання, а шорсткість отворів шарошки змінювали. Глибина забивання зубків у всіх дослідженнях становила  $\approx 7$  мм. Отримані результати засвідчують позитивний вплив зниження шорсткості на зусилля розпресування зубка.

При стендових випробуваннях експериментальних зразків шарошkových доліт 269,9 ОК-ПВ-3 спостерігали крихке руйнування зубків, загальний знос шарошки, при цьому випадання зубків складало біля 2%, що приблизно на 50% нижче за серійні шарошковые долота.

Значення концентрації напружень в зоні входу зубка в шарошку значно залежить від характеристик міцності матеріалу шарошки. Встановлено залежність [8, 9] між границею плинності сталей шарошок і випаданням зубків, а також зазначено, що зусилля розпресування зростає зі збільшенням (до певного значення) границі плинності. Таким чином, можна вважати, що з ростом границі плинності серцевини шарошок випадання зубків буде зменшуватись. Дослідження проводились на шарошках штиркових доліт діаметром 215,9 мм, виконаних зі сталей 14ХН3МА та 16ХН3МА (границя плинності сталі 14ХН3МА в середньому на 30% вища, ніж у сталі 16ХН3МА).

Готові шарошки цементували згідно серійної технології. Після цементації (глибина шару 1,6 мм) твердість поверхні складала 57–58 HRC. В результаті досліджень було встановлено, що заміна сталі 16ХН3МА сталлю 14ХН3МА дає змогу зменшити випадання зубків практично вдвоє, при цьому дещо підвищились показники стійкості і проходження долота. Це підтвердило припущення про позитивну роль підвищених значень границі плинності, якщо як критерій використовується надійність кріплення зубка.





1 – складання методом нагріву шарошки та охолодження зубка;

2 – складання методом напресовування

**Рисунок 3 – Залежність зусилля розпресування і коефіцієнта тертя від шорсткості отворів шарошки**

### Висновки

Аналіз свідчить, що найвищу міцність з'єднання “зубок-шарошка” забезпечує їх селективне складання з використанням нагріву шарошки і охолодження зубків при шорсткості отворів шарошки  $\sim R_z 3$  і швидкістю запресування  $\sim 1$  мм/с.

Встановлено, що підвищення значень границь плинності долатних сталей супроводжується зростанням надійності з'єднань “зубок-шарошка”.

Надалі планується вивчити вплив різних середовищ, які використовуються при запресуванні зубків у тіло шарошки, на міцність з'єднання “зубок-шарошка”.

При визначенні розмірів з'єднуваних зубків і отворів шарошки вимірвальні наконечники приладу опираються на вершини нерівностей їх поверхонь. Тому вимірний натяг буде  $N_{вим} = d_{вим} - D_{вим}$ . Отже, висота нерівностей входить в розміри деталей і натягу. В процесі запресовки нерівності на контактних поверхнях деталей зминаються і в з'єднанні створюється менший натяг, що знижує міцність з'єднання. Це враховується формулою (2). Зминання нерівностей залежить від різних чинників, зокрема й умов складання з'єднання “зубок-отвір шарошки” (з мастильним матеріалом і без нього). В роботі [10] встановлені значення коефіцієнтів  $k_1$  і  $k_2$  залежно від методів складання з'єднання та матеріалу деталей. Однак різні робочі середовища мають різний вплив на механічні властивості матеріалів деталей нафтогазового обладнання [11]. На даний момент це питання для деталей з'єднання “зубок-отвір шарошки” залишається ще зовсім не вивченим.

### Література

1 Яким Р.С. Научно-практичні основи технології виготовлення тришарошкових бурових доліт та підвищення їх якості і ефективності: монографія / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, І. С. Яким. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011. – 384 с.

2 Петрина Ю.Д. Підвищення надійності роботи бурових доліт шляхом їх селективного складання / Ю. Д. Петрина, О. В. Боднарчук, Я. І. Савчук // Методи і засоби технічної діагностики. – 1995. – № 2. – С. 121 – 125.

3 Алиев Э. А. Некоторые особенности расчета на прочность соединения “зубок- шарошка”, полученного новым способом / Э. А. Алиев, Р. Х. Рагимов // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1990. – № 7. – С. 34 – 37.

4 Новиков И. И. Микромеханизмы разрушения металлов / И. И. Новиков, В. А. Ермишкин. – М.: Наука, 1991. – 368 с.

5 Механические свойства металлов и сплавов: справочник / Л. В. Тихонов, В. А. Кононенко, Г. И. Прокопенко, В. А. Рафаловский. – Киев: Наук. думка, 1986. – 567 с.

6 Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие в 2-х книгах. Кн. 2 / П. И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.

7 Якушев А. И. Допуски в посадки ЕСДП СЭВ / А. И. Якушев, Е. Ф. Бежелукова, В. Н. Плуганов. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 255 с.

8 Договечность шарошечных долот / Н. А. Жидовцев, В. Я. Киршенбаум, Э. С. Гинзбург и др. – М.: Недра, 1992. – 266 с.

9 Сорокин Г.М. Системный анализ и комплексные критерии прочности сталей / Г. М. Сорокин, И. Б. Куракин. – М.: ООО “Издательский дом Недра”, 2010. – 101 с.

10 Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.

11 Механіка руйнування і міцність матеріалів: Довідн. посібник / Під заг. ред. В. В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988. – Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / Під ред. В. І. Похмурського, Є. І. Крижанівського. – Львів – Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
28.01.14

Рекомендована до друку  
професором **Крилем Я.А.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
професором **Никифорчиним Г.М.**  
(Фізико-механічний інститут НАН України,  
м. Львів)