

А. М. Сліпчук, * Р. С. Яким

Національний університет “Львівська політехніка”,
*Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І. Франка

КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ З’ЄДНАННЯ “КОМБІНОВАНИЙ ЗУБОК – ШАРОШКА” У ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛОТАХ

© Сліпчук А. М., Яким Р. С., 2018

Встановлено розподіл напруженого стану в з’єднанні “комбінований зубок – шарошка”, яким обґрунтовано ефективність застосування конструкцій вставного породоруйнівного оснащення, що реалізовує ефект раціонального розподілу значень натягів по всій довжині спряженої поверхні. Це не тільки забезпечує високу надійність вставного породоруйнівного оснащення, але й істотно спрощує технологію виготовлення отворів у шарошках під твердосплавне оснащення. Встановлено раціональну величину натягу у разі посадки твердосплавних зубків з комбінованим хвостовиком у тіло шарошки. Результати моделювання напруженого стану в з’єднаннях підтвердили те, що підвищити жорсткість з’єднання можна збільшенням сили натягу за рахунок зменшення запасу міцності завдяки сприятливим умовам спряження у контакті максимально однорідних матеріалів (у цьому випадку “сталь – сталь”).

Ключові слова: міцність, напружений стан, вставні комбіновані породоруйнівні зубки, натяг, з’єднання “зубок – шарошка”.

The nature of the stressed state in the connection “combined tooth – roller cone” has been established, which substantiates the effectiveness of the use of the structures of the insertion rope destructive equipment, which realizes the effect of the rational distribution of the values of tensions along the entire length of the conjugate surface. This ensures not only the high reliability of the insertion rope-destroying equipment, but also significantly simplifies the technology of manufacturing holes in beads for carbide-based equipment. The rational value of tension at the planting of hard-alloyed teeth with a combined shank in the body of the roller cone is established. The results of simulation of the stress state in the compounds confirmed that increasing the stiffness of the connection can be increased tension by reducing the strength due to favorable conditions for coupling in contact with the most homogeneous materials (in this case, “steel – steel”).

Key words: strength, stress condition, tungsten carbide inset cutter, tension, connection “cone – tungsten carbide inset cutter”.

Постановка проблеми. Міцність закріплення вставних твердосплавних зубків у тіло шарошки є одним з головних чинників, що визначає надійність бурового інструменту загалом. Своєю чергою, конструкція хвостовика твердосплавного зубка визначає різні можливості з’єднання та впливає на надійність і жорсткість з’єднання з тілом породоруйнівного інструменту. Як наслідок удосконалення конструкції вставного твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт є актуальною проблемою і має важливе практичне значення для долотобудування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. За останні роки у вирішенні цієї проблеми значний внесок зроблено у роботах [1–10] та ін. Встановлено [1, 2], що руйнування у ділянці

з'єднання “зубок–шарошка” пов'язані не тільки з показниками міцності матеріалу шарошки, а й з конструкцією спряжених поверхонь отвору й хвостовика твердосплавної вставки. Величина натягу в з'єднанні є ключовим параметром надійної роботи долота загалом. Низькі показники міцності матеріалу шарошки обмежують значення величини допустимого натягу, спричиняючи небезпеку утворення тріщин та зрізання шару матеріалу в отворі, а високі – небезпеку утворення тріщин чи випадання твердосплавних вставок. Коли зубок виступає за межі отвору, то за умов високих значень границі плинності матеріалу шарошки виникає крайовий ефект і через концентрацію напружень у цій зоні можливе утворення тріщин по краю отвору.

За високої крихкості шарошок спостерігається відколювання фрагментів вінців та зубків. Одночасно зауважено різний характер руйнування твердосплавних вставних зубків. Це пояснюється неоптимальним натягом у спряженні з'єднання “зубок–шарошка” [1–5].

Встановлено [1, 3, 5], що істотно змінити напружений стан у ділянці контакту з'єднання “зубок–шарошка”, і тим самим підвищити надійність з'єднання, можна за рахунок удосконалення конструкції хвостовика твердосплавної породоруйнівної вставки.

Відомі різні спроби змінити конструкції хвостовика зубків:

- паяння або заплавлювання рідкою сталлю в тіло шарошки [6]. Проте спосіб паяння твердосплавних зубків не застосовують для виготовлення доліт великих діаметрів, де можна було б отримати значний ефект;

- прогнозують підвищення ефективності з'єднання за рахунок збільшення довжини частини зубка, що вплавляється. Здійснений теоретичний аналіз жорсткості з'єднання “зубок–шарошка” у роботах [7], однак неминуче збільшуються розміри вузла опори. В розрахунковій моделі припускають, що коливання здійснюються без опору, тобто контактний шар має лише пружні властивості, а шарошка жорстка;

- запропоновано здійснювати з'єднання „зубок–шарошка” сплавленням, яке ґрунтується на змочуванні поверхні зубка металом шарошки, розчиненням, взаємною дифузією з подальшим утворенням твердого зв'язку. Автори [8] навели залежності, які дають змогу визначити напруження у твердосплавному зубку, нанесеному шарі й металі шарошки. Для порівняння розглядали напружено-деформований стан з'єднання з натягом “зубок–шарошка”. Автори оперують середніми значеннями напружень, отриманими зі співвідношень нормальних σ_r і тангенціальних σ_τ напружень у циліндричних тілах. Проте в області контактної зони з'єднання “зубок–шарошка” діють радіально-стискаючі σ_r , тангенціальні σ_τ і поздовжньо-осьові напруження σ_z ;

- для зменшення ймовірності руйнувань під час запресування твердосплавних вставок в отвори тіла бурового інструменту встановлені параметри західної фаски, а також надано рекомендації щодо знежирення спряжених поверхонь вставки й отвору для кращого зчеплення [9]. В статті досліджено характер руйнування ділянок з'єднання “зубок–шарошка”, породоруйнівного оснащення, а також характер взаємозв'язку між конструктивними особливостями хвостовика породоруйнівних вставок та напруженим станом у спряжених деталях.

Виклад основного матеріалу. Аналіз поверхонь отворів під твердосплавне вставне оснащення виявив сліди пластичної деформації та фретингового зносу. У всіх випадках в ділянці виходу зубка з отвору тіла шарошки зафіксовано помітні ділянки, притертості з ідеально чистою поверхнею і слідами наклепу, також можуть траплятися тріщини. Найбільше пошкодження зафіксовано на площі контакту в посадці “зубок – шарошка” у верхній і нижній частинах поверхні отвору. Тут найпомітніша пластична деформація у формі вм'ятини від краю основи дна хвостовика (рис. 1), яку можна пояснити значною жорсткістю системи “зубок – шарошка – вибій”. Відтак вона починає прогресувати у міру відпрацювання долота, розхитування твердосплавного зубка в отворі шарошки.

Як наслідок можна виділити такі характерні руйнування запресованого з'єднання “зубок – шарошка”:

1. Виникнення пластичної деформації та тріщин, притертих зон у ділянці горловини отвору.
2. У середній частині – підвищення шорсткості, наявність задирок.

3. У ділянці дна отвору – пластичні деформації від основи твердосплавного хвостовика (рис. 1), які спричиняють розхитування і випадання твердосплавного зубка.

Сліди фретингового зносу однорідні. Виявлено незначні сліди пластичної деформації, розташовані по площині отвору (рис. 1, б). Це свідчить про високу міцність з'єднання “зубок – шарошка”. Як правило, в такому випадку можна спостерігати або рівномірне зношення робочої ділянки твердосплавного зубка, або розколювання, що обмежується зоною, де зубок виступає з отвору шарошки (рис. 2, а).

За значного відхилення від паралельності осей отвору і зубка спостерігається притерта зона в ділянці горловини отвору, а також концентричні сліди фретингового зносу і різко неоднорідна пластична деформація по глибині отвору (рис. 1, б). У цьому випадку типовим є розколювання твердосплавного зубка вздовж осі (рис. 2, б).

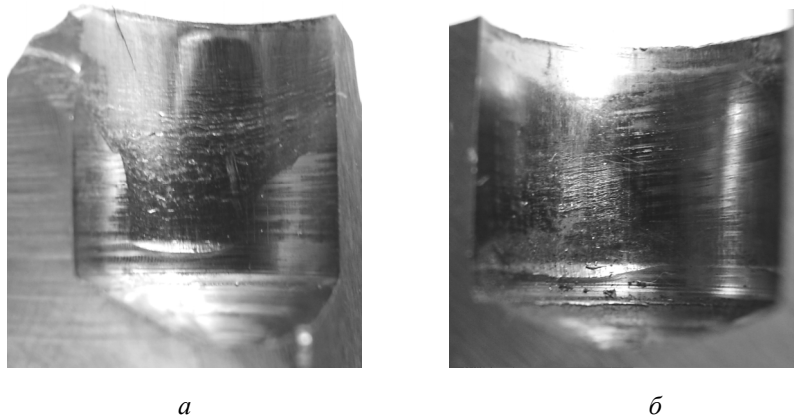


Рис. 1. Загальний вигляд отворів у шарошці під твердосплавні зубки в перерізі:
 а – пластична деформація, тріщина в ділянці виходу зубка з отвору
 (виріз 1/4 частини отвору); б – притерта зона та концентричні сліди
 фретингового зносу і різко нерівномірна деформація (виріз 1/2 частини отвору)

Згинальний момент, який виникає під час роботи долота та діє на зубок, може перевищувати запас міцності з'єднання “зубок – шарошка” на фоні фретингового зносу, а це, як правило, призводить до деформації в нижній ділянці отвору (рис. 1). У цьому випадку дуже часто відбувається розколювання твердосплавного зубка в нижній частині хвостовика (рис. 2) та, як наслідок, зубок випадає з отвору або перекошується та втискається у тіло вінця шарошки.

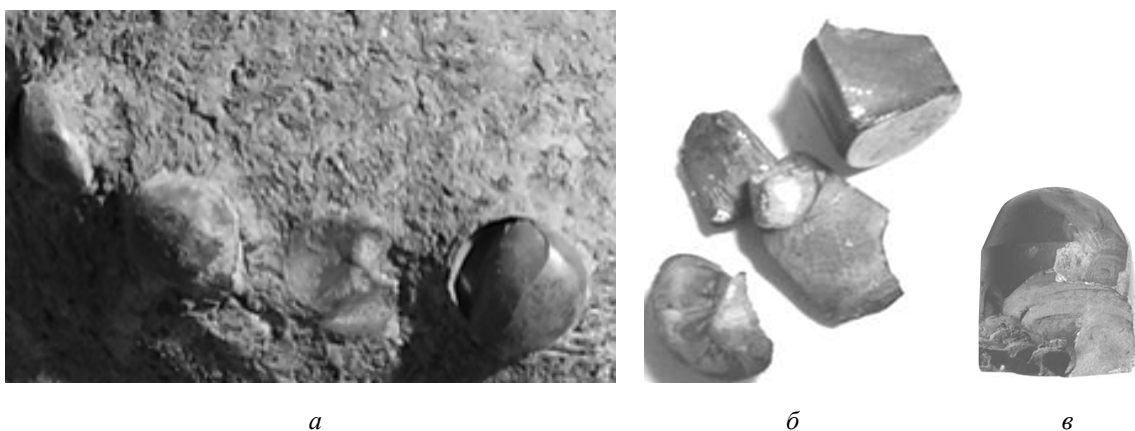


Рис. 2. Види катастрофічного розколювання твердосплавних зубків: а – розколювання робочої поверхні твердосплавних зубків; б – фрагменти розколених вздовж осі твердосплавних зубків; в – розколювання у нижній ділянці хвостовика твердосплавного зубка

Отже, найперспективнішим, з огляду на напружений стан в зубку і шарошці [4], є зменшення жорсткості робочої системи „порода – зубок – шарошка” [10]. Це підвищує довговічність роботи твердосплавного оснащення бурових доліт.

Відтак поставлено завдання вивчити розподіл напруженого стану нової конструкції хвостовика вставного твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт (конструкція породоруйнівної вставки, описана в [11]), з оптимізацією жорсткості системи „порода – зубок – шарошка”.

Поверхня хвостовика цієї конструкції складається з рівних частин твердого сплаву і сталі (рис. 3). Виконання кільця на меншому діаметрі хвостовика твердосплавного зубка дає змогу не тільки підвищити надійність з'єднання вставки з тілом породоруйнівного інструменту, але й збільшити жорсткість кріплення зубка, що забезпечує високу стійкість твердосплавного зубка до руйнування. Кільце виконує роль буфера, який одночасно підвищує міцність пресового з'єднання і знижує жорсткість між тілом породоруйнівного інструменту та твердосплавним зубком.

Для експериментальних досліджень проведено стендові випробовування шарошкового долота 250,8 ТКЗ – ПГВ – Д27Б з експериментальними зубками (рис. 3). Зубок виготовлено зі сплаву ВК10КС-К, для якого $\sigma_T = 1832$ МПа. Шарошки та кільця хвостовиків зубків виготовлено зі сталі 14ХН3МА, для якої $\sigma_T = 835$ МПа. Щоб мати змогу адекватно порівняти експериментальні результати та правильно оцінити працездатність експериментальної конструкції зубка порівняно із з'єднанням без кільця, зубки встановлювали через один.

Згідно з технологічним процесом складання бурових шарошкових доліт у з'єднанні „зубок–шарошка” натяг лежить у межах від $N_{\min}=0,081$ до $N_{\max}=0,144$ мм.

Випробовування долота здійснено на металевому вибої зі сталі 20 за осьового навантаження 220–250 кН та частоти обертання долота 60–75 об./хв, що дає змогу належно імітувати реальні умови роботи долота.

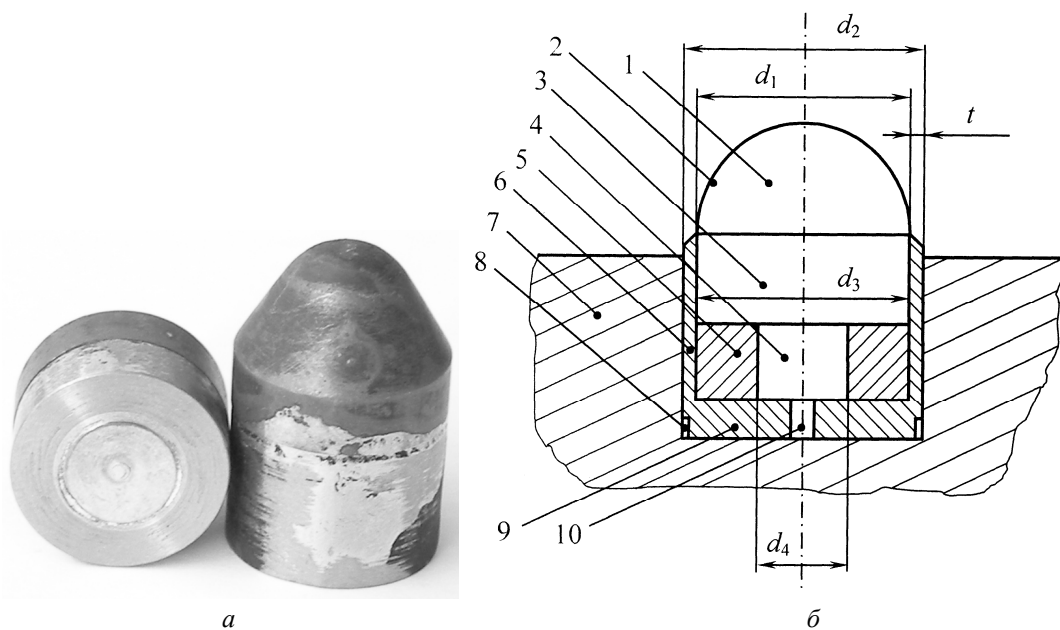


Рис. 3. Загальний вигляд (а) та конструкція (б) породоруйнівної вставки згідно з [11]: 1 – твердосплавний елемент (зубок); 2 – робоча головка; 3 – ступінь хвостовика із більшим діаметром; 4 – ступінь хвостовика із меншим діаметром; 5 – кільце; 6 – проміжна втулка; 7 – гніздо корпуса інструмента; 8 – циліндрична виточка, 9 – дно проміжної втулки, 10 – центральний отвір

Оскільки контактний зв'язок зубка з тілом шарошки є єдиним фактором, що забезпечує міцність з'єднання, розглянемо вплив механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на величину сил контактного зв'язку і натяги у з'єднанні.

Глибина посадки експериментальних зубків становила 10 мм, з них 5 мм – висота сталевго кільця, закріпленого на твердосплавному ступені хвостовика меншого діаметра, 5 мм – висота твердосплавного ступеня хвостовика більшого діаметра. Частина цієї глибини належить до тіла вінця, а найбільша, у якій розміщене сталеве кільце, – до тіла шарошки. Оскільки вінець є виступом на тілі шарошки і має близькі вільні грані, напружені стани тіла вінця і шарошки відрізнятимуться.

У разі посадки з натягом контактні тиски визначаються відомими формулами Ляме [12]. Оскільки розмір шарошки порівняно із зубками на порядок більший, тиск у зоні контакту зубка з тілом шарошки визначатиметься формулою

$$p_k = \frac{N}{d_3} \left(\frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{1 + \mu_{ш}}{E_{ш}} \right)^{-1}, \quad (1)$$

де d_3 – діаметр зубка (15,28 мм); N – величина натягу в разі посадки зубка в шарошку ($N_{\min}=0,081$ до $N_{\max}=0,144$ мм); μ_3 – коефіцієнт Пуассона для матеріалу хвостовика зубка (для сталі кільця 0,3, для твердого сплаву 0,24); $\mu_{ш}$ – коефіцієнт Пуассона для матеріалу шарошки (0,3); E_3 – модуль пружності для матеріалу хвостовика зубка (для твердосплавного ступеня хвостовика $5,6 \cdot 10^5$ МПа, а для сталевго кільця хвостовика $2,1 \cdot 10^5$ МПа); $E_{ш}$ – модуль пружності для матеріалу шарошки ($2,1 \cdot 10^5$ МПа).

В області контактної зони, як у тілі шарошки, так і в тілі зубка виникають радіально-стискаючі σ_r , тангенціальні σ_τ і поздовжньо-осьові напруження σ_z . Використовуючи задані під час конструювання з'єднання „зубок–шарошка” натяги, а також викладки в [4], для нашого випадку отримаємо взаємозв'язок коефіцієнта запасу міцності та параметрів напруженого стану в області контактної зони посадки зубка із комбінованим хвостовиком у тіло шарошки зі сталі 14ХНЗМА (табл. 1).

Таблиця 1

Вплив коефіцієнта запасу міцності на параметри напруженого стану в посадці зубка з комбінованим хвостовиком у тіло шарошки

Спряжені поверхні		Твердий сплав – сталь			Сталь – сталь		
Коефіцієнт запасу міцності k_T		1,25	1,50	1,75	1,25	1,50	1,75
Натяг, мм		0,135	0,120	0,10	0,135	0,120	0,10
Напруження, МПа.	σ_r	-1170,58	-1040,51	-867,09	-927,68	-824,61	-687,17
	σ_τ	±1170,58	±1040,51	±867,09	±927,68	±824,61	±687,17
	σ_z	117,058	104,051	86,709	92,768	82,461	68,717

Встановлено величину допустимого натягу посадки зубків згідно з [4]

$$N_\partial = \frac{d_3}{k_T} \left(\frac{\sigma_{Tш}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{T3}}{1-f} \right) \times \left(\frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{1 + \mu_{ш}}{E_{ш}} \right), \quad (2)$$

де $\sigma_{Tш}$ – границя плинності сталі шарошки, МПа; σ_{T3} – границя плинності матеріалу хвостовика зубка, МПа; k_T – коефіцієнт запасу міцності; f – коефіцієнт тертя зубка по стінці отвору в шарошці (в розрахунках приймали $f = 0,1$), а також встановили величину сили, необхідної для випресовування зубка з тіла шарошки за натягу (2), яка дорівнює

$$P_B = \frac{\pi f d_3 h_3}{k_T} \left(\frac{\sigma_{Tш}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{T3}}{1-f} \right) \quad (3)$$

де h_3 – глибина посадки хвостовика зубка в тіло шарошки.

Отримані дані засвідчили, що за однакових значень посадки для ділянок спряжених матеріалів „твердий сплав – сталь” забезпечується приблизно в 1,7 разу більша міцність і жорсткість контакту порівняно з ділянками „сталь – сталь”. Необхідно зауважити, що на ділянці спряження сталь–сталь за натягу $N_{\partial} = 0,26$ мм сила випресовування дорівнює $p_B = 43$ кН, а це відповідає такому самому значенню сили випресовування для ділянки „твердий сплав – сталь”, яка дорівнює запасу міцності близько $k_T = 1,655$. Отже, у разі виконання комбінованого хвостовика уможливується ранжування значень натягів по всій довжині спряженої поверхні й встановлення необхідної міцності з’єднання „зубок–шарошка”.

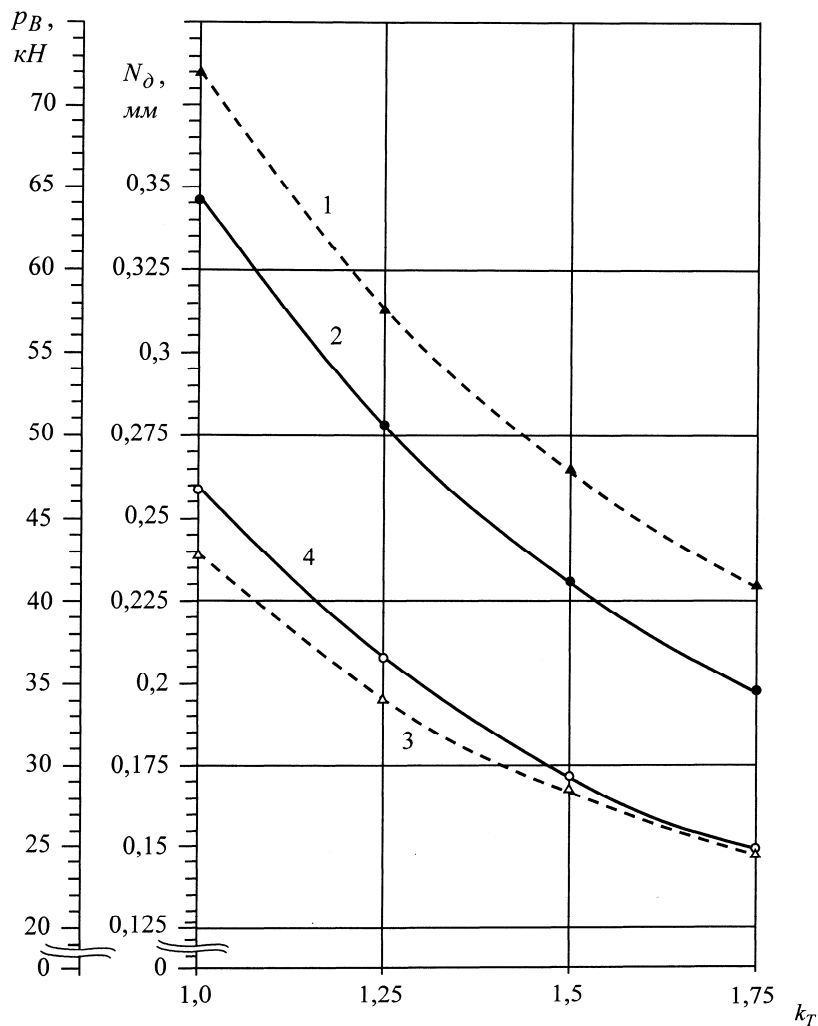


Рис. 4. Вплив коефіцієнта запасу міцності тіла шарошки на величину оптимального натягу пресового з’єднання „зубок–шарошка” та на силу випресовування зубка на різних ділянках хвостовика: 1 – сила випресовування у ділянці спряження „твердий сплав – сталь”; 2 – величина натягу в ділянці спряження „твердий сплав – сталь”; 3 – сила випресовування у ділянці спряження „сталь – сталь”; 4 – величина натягу в ділянці спряження „сталь – сталь”

Як впливає з аналізу проведених досліджень, зменшуючи запас міцності, можна збільшити силу натягу, цим самим підвищивши жорсткість з’єднання (рис. 4). Однак збільшення величини натягу до границі плинності матеріалів з’єднаних деталей може спричинити руйнування спряжених деталей.

За завищених натягів зубці часто ламаються на рівні вінця. Це пояснюється тим, що концентрація напружень зменшує міцність на ділянці виступу зубка з тіла шарошки. Підвищення напруженого стану цієї частини додатково збільшується за рахунок дій сил реакції вибою. На

модернізованих шарошках вказані явища усувають, захищаючи вінці шарошки від цементації, що не дає змоги підвищити їхню крихкість. Проте цілком позбутись на практиці негативних наслідків підвищення концентрації напружень на ділянці виходу зубка з шарошки проблематично. Тому, підбираючи коефіцієнт запасу міцності, а значить, і величини натягу, необхідно враховувати і вплив реакції вибою на напружений стан зубка.

Проведені стендові випробовування долота з експериментальною конструкцією твердосплавного зубка без кільця виявили позитивні результати відпрацювання експериментального зубка (рис. 5).

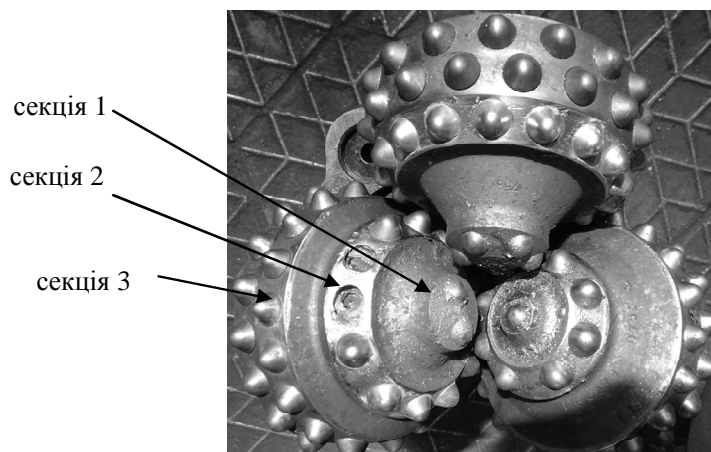


Рис. 5. Загальний вигляд породоруйнівного оснащення шарошок бурового долота 250,8ТКЗ–ПГВ–Д27Б з експериментальними і зубками без кільця, що відпрацювало в стендових умовах 35 годин

Аналіз динаміки виходу з ладу долота показав, що перші незначні руйнування вражаючої частини твердосплавного зубка зафіксовані на 17-й годині роботи долота. Після 20 годин роботи робоча частина твердосплавного зубка без кільця на шарошці секції № 2 зруйнувалася повністю до рівня вінця шарошки. Після 35 годин роботи долота біля зубка без кільця зруйнувався експериментальний зубок запропонованої конструкції (з усього оснащення було зруйновано тільки по одному зубку без кільця і зубку нової конструкції) у найнавантажнішому вінці шарошки другої секції. Зауважимо, що на практиці такі руйнування типові (біля зруйнованого зубка через перенавантаження руйнується сусідній твердосплавний зубок), тому експлуатаційні показники досліджуваних зубків рівнозначні. Буріння були припинено у зв'язку із повним заклинюванням секцій № 2 і 3. Загалом отримані дані цілком відповідають даним з експлуатації бурових доліт 250,8ТКЗ – ПГВ – Д27Б у реальних умовах, де також спостерігають подібну картину руйнування пар твердосплавних зубків.

В результаті проведених досліджень встановлено якісний взаємозв'язок між жорсткістю кріплення твердосплавного вставного озброєння в отворах шарошки та характером руйнування твердосплавних зубків. А саме: площа контакту спряжених поверхонь та напружений стан у з'єднанні визначають довговічність роботи твердосплавного зубка.

Висновки. Встановлено, що у запропонованої конструкції з'єднання “комбінований зубок – кільце – шарошка” більша довговічність роботи, а відповідно і вища ефективність породоруйнівного оснащення. Така перевага реалізовується за рахунок раціонального розподілу значень натягів по всій довжині спряженої поверхні. Це не тільки забезпечує високу надійність вставного породоруйнівного оснащення, але й істотно спрощує технологію виготовлення отворів у шарошках під твердосплавне оснащення. Встановлено раціональні величини натягу при посадці твердосплавних зубків із комбінованим хвостовиком у тіло шарошки. Результати експериментальних

досліджень напруженого стану в з'єднаннях підтвердили те, що підвищити жорсткість з'єднання можна збільшенням сили натягу за рахунок зменшення запасу міцності завдяки зміні умов спряження у контакті максимально однорідних матеріалів (у цьому випадку “сталь – сталь”).

Надалі актуальним є розроблення нових конструкцій ефективного розташування вставного породоруйнівного оснащення шарошок.

1. Сліпчук А. М., Яким Р. С. *Покращення якості технології процесу запресовування зубців у шарошки бурових доліт / Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. Львів, 2017. – № 867. – С. 69–77.*
2. Nagaiwa Shigemi. *Feasibility study on roller-cone bit wear detection from axial bit vibration // Journal of petroleum science and engineering. Том: 82-83. FEB-MAR 2012. 140. – 150 р.*
3. Сліпчук А. М., Яким Р. С. *Підвищення якості технології пресування твердосплавних породоруйнівних зубків у шарошки бурових доліт // Вісник Нац. техн. університету “ХПІ” Серія: “Нові рішення в сучасних технологіях”: зб. наук. праць. 2017. № 7 (1229). Харків С.110–118.*
4. Петрина Ю. Д. *Аналіз надійності з'єднання „зубок–шарошка” в тришарошкових бурових долотах / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 1 (26). – С. 48–54.*
5. Яким Р. С. *Вдосконалення конструкції вставного твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, Т. Б. Пасинович // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2009. – № 4 (22). – С. 83–91.*
6. Байдик О. В. *Розробка технологічного процесу виготовлення бурових доліт, оснащених вставними композиційними зубками: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.08 „Технологія машинобудування” / О. В. Байдик. – К., 1997. – 20 с.*
7. *Теоретичні передумови підвищення міцності з'єднання зубок-шарошка / С. І. Григоренко, О. С. Кодак, Л. Д. Пітулей // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1997. – № 34. – С. 83–85. (Серія „Нафтогазопромислове обладнання”).*
8. *Кодак О. С. Технологічні передумови забезпечення міцності з'єднання твердосплавних зубків з тілом шарошки / О. С. Кодак, С. І. Григоренко, О. Р. Онисько // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1998. – № 35 (т. 4). – С. 50–53. (Серія „Нафтогазопромислове обладнання”).*
9. *Кривошея В. В. Перспективная технология сборки породоразрушающих инструментов / В. В. Кривошея, А. В. Мельничук // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения / Тезисы докладов V Международной конференции / ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, – 2002. – С. 140–144.*
10. *Крылов К. А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот / К. А. Крылов, О. А. Стрельцова. – М.: Недра, 1983. – 206 с.*
11. *Пат. 38856 Україна, МПК E21B 10/46. Породоруйнівна вставка / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Т. Б. Пасинович (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський нац. техн. університет нафти і газу. – № 2008 09040; заявл. 10.10.08; опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2.*
12. *Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев [отв. ред. Писаренко Г. С.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1988. – 763 с.*