

## ПІДВИЩЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ВСТАВНОГО ПОРОДОРУЙНІВНОГО ОСНАЩЕННЯ ШАРОШОК ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ

<sup>1</sup>Р.С. Яким, <sup>2</sup>Ю.Д. Петрина, <sup>2</sup>І.С. Яким

<sup>1</sup> Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка,  
82100, м. Дрогобич, вул. І.Франка, 24, тел. 067 9070484, e-mail: Jakym.r@online.ua

<sup>2</sup> ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: public@nung.edu.ua

Дослідження має на меті вирішення проблеми підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок тришарошкових бурових доліт. Дослідження проводились в умовах реального виробництва бурових доліт, за умов математичного планування експериментів, комплексним застосуванням експериментальних лабораторних, стендових і натурних експлуатаційних випробовувань. Теоретично і експериментально обґрунтовано розроблені підходи у вдосконаленні комплексного підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок бурових доліт на етапах проектування, конструювання і виготовлення. Розв'язано задачу вдосконалення способу вибору натягу у з'єднанні „зубок-шарошка”, що враховує фізико-механічні показники матеріалів та конструкторсько-технологічні параметри спряжених поверхонь. Також обґрунтовано новий підхід у вдосконаленні конструкції хвостовиків вставок, що дає економію матеріалів, підвищення якості й технологічності формоутворення отворів у шарошках під вставне породоруйнівне оснащення.

Ключові слова: вставні породоруйнівні зубки, натяг, з'єднання „зубок-шарошка”

Целью исследования есть решение проблемы повышения качественных показателей вставного породоразрушающего вооружения шарошек трехшарошечных буровых долот. Исследования осуществляли в условиях реального производства буровых долот, при математическом планировании экспериментов, комплексным использованием экспериментальных лабораторных, стендовых и натурных эксплуатационных испытаний. Теоретически и экспериментально обоснованы разработанные подходы в совершенствовании комплексного повышения качественных показателей вставного породоразрушающего вооружения шарошек трехшарошечных буровых долот на этапах проектирования, конструирования и изготовления. Решено задачу совершенствованием способа выбора натяга в соединении „зубок-шарошка”, который учитывает физико-механические показатели материалов и конструкторско-технологические параметры сопряженных поверхностей. Также обосновано новый подход в совершенствовании конструкции хвостовиков вставок, что дает экономию материалов, повышение качества и технологичности формирования отверстий в шарошках под вставное породоразрушающее вооружение.

Ключевые слова: вставные породоразрушающие зубки, натяг, соединение „зубок-шарошка”

The problem of quality improvement of inserted rock-cutting elements of the three-cone drill bits is resolved. The study has been carried out under conditions of a real production of drill bits with the mathematical planning of experiments and complex utilization of experimental laboratory, bench and full-scale operating tests. The developed approaches to complex quality improvement of the inserted rock-cutting elements of the three-cone drill bits at stages of designing, engineering and manufacturing are theoretically and experimentally grounded. The problem is solved by improving the method of tension choosing in the "tooth-cone" joint. This method includes physical and mechanical properties of the materials and design-technological parameters of the joined surfaces. A new approach to improving shank inserts design has been also grounded. This approach allows saving of materials, improving of quality and technological effectiveness of holes formation in the cones for inserted rock-cutting elements.

Key words: inserted rock-cutting teeth, tension, "tooth-cone" joint

Ефективність буріння тришарошковими буровими долотами у більшості визначається якісними показниками породоруйнівного оснащення. Для буріння твердих, твердих абразивних, міцних та особливо міцних гірських порід шарошки таких доліт виконуються з вставним породоруйнівним оснащенням – твердосплавними зубками. Породоруйнівне оснащення шарошок доліт працює у край важких умовах за дії високих динамічних навантажень, корозивних абразивних середовищ, підвищених температур тощо. У результаті породоруйнівне оснащення зазнає руйнувань через: абразивний знос, тріщиноутворення й відколювання фраг-

ментів шарошки чи породоруйнівних зубків, випадання твердосплавних вставок тощо. Одночасно якісні показники вставного породоруйнівного оснащення шарошок мають першочергове значення, не тільки з огляду на високі експлуатаційні вимоги до тришарошкових бурових доліт, а й на їх собівартість, зумовлену застосуванням цінних матеріалів. Це ставить комплекс вимог до матеріалів, конструкції, технології виготовлення породоруйнівного оснащення доліт. Зауважимо, що ці вимоги досить важко, а подекуди неможливо задовольнити одночасно. Тому існує проблема підвищення якісних показників вставного породоруйнівного

го оснащення шарошок бурових доліт, яка вирішується різними шляхами.

За останні роки проблемі вдосконалення і підвищення довговічності вставного породоруйнівного оснащення приділено велику увагу в роботах [1-12] та ін. Значна частина досліджень присвячена розв'язанню проблеми підбору і розробки матеріалів для вставних зубків [1-3] та ін. Відомі роботи з розробки технології виготовлення комбінованих зубків [4, 5]. За останні роки розроблено основні підходи до вдосконалення конструкції вставного породоруйнівного оснащення з метою підвищення ефективності буріння [6-9]. Сьогодні також багато уваги приділяється вдосконаленню технології пресування твердосплавних зубків у шарошки [8-12]. Аналіз цих та багатьох інших робіт, а також вивчення практики виготовлення тришарошкових бурових доліт на долотних заводах свідчить, що проблему необхідно вирішувати комплексно. Тут добре зарекомендував себе процесний підхід [9, 13, 14], який дозволяє на довиробничих і виробничих етапах вирішувати широкий спектр задач з єдиних позицій множин конструкторських, технологічних, функціонально-експлуатаційних, економічних показників якості. Тим не менше існує низка ще не вирішених взаємопов'язаних задач оптимізації фізико-механічних, конструкторсько-технологічних параметрів з'єднання „зубок-шарошка”, а також вдосконалення технологічних процесів формоутворення отворів під хвостики твердосплавних зубків і складальних операцій. Залишаються дискусійними також питання конструктивної досконалості хвостовиків вставних зубків.

Виходячи з вище викладеного, ціллю даного дослідження є вдосконалення комплексного підходу у підвищенні якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок тришарошкових бурових доліт на етапах проектування, конструювання і виготовлення. Відтак задача дослідження полягає у підвищенні довговічності вставного твердосплавного оснащення вдосконаленням методу вибору натягу у з'єднанні „зубок-шарошка” залежно від фізико-механічних показників матеріалів та конструкторсько-технологічних параметрів спряжених поверхонь.

Вирішення окресленої задачі дослідження здійснювали на базі ТОВ „УніБурТех”, яке спеціалізується на виготовленні тришарошкових бурових доліт. Шарошки доліт виготовляли за існуючою заводською технологією з долотних сталей, що піддаються хіміко-термічній обробці на основі цементації, гартування, відпуску. Формоутворення отворів здійснювали на верстаті моделі MCV500 згідно існуючої технології, яка докладно описана в [15].

Встановлення геометричних розмірів отворів застосовується пневмокомпаратор „Western L-10”, що забезпечує допуск 0,05мм на діаметр статистичної групи вимірювання. Цей прилад призначений для неконтактного заміру діаметрів отворів з точністю до 2,5мкм. Діаметри зубків вимірювали за допомогою горизонтально-

го проекційного оптиметра ОГЭ-1, шкала якого має ціну поділки рівну 1мкм.

Якість твердосплавних зубків оцінювали неруйнівним контролем партій твердосплавних зубків вимірюванням коерцетивної сили магніто-метричним методом із застосуванням приладу ИКС-968 (рис. 1). Суть методу полягає у намагнічуванні твердосплавного зубка в постійному магнітному полі до стану магнітного насичення і вимірювання напруги зворотного напрямку, необхідного для повного розмагнічування зубка. Дані вимірювань коерцетивної сили зв'язують з еталонними значеннями, встановленими для різних твердих сплавів.



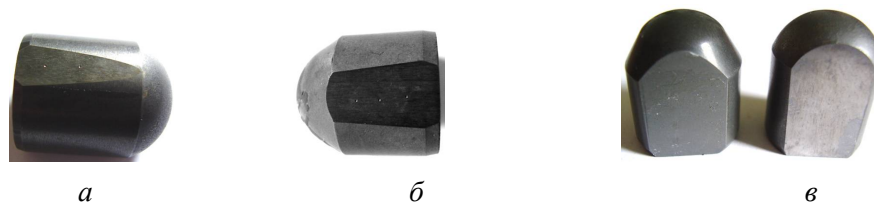
Рисунок 1 – Прилад ИКС-968 і випробувані на коерцетивну силу твердосплавні зубки

Застосовуючи стандартні методики встановлювали якість розподілу твердості та показники мікроструктури на спеціально підготовлених темплетях твердосплавних зубків (рис. 2). Також на спеціально підготовлених темплетях з шарошки (рис. 3) вивчали якість отворів під вставки і з'єднання „зубок-шарошка”.

Пресування зубків у тіло шарошки здійснювали за допомогою спеціального заводського устаткування згідно методики описаної в [15].

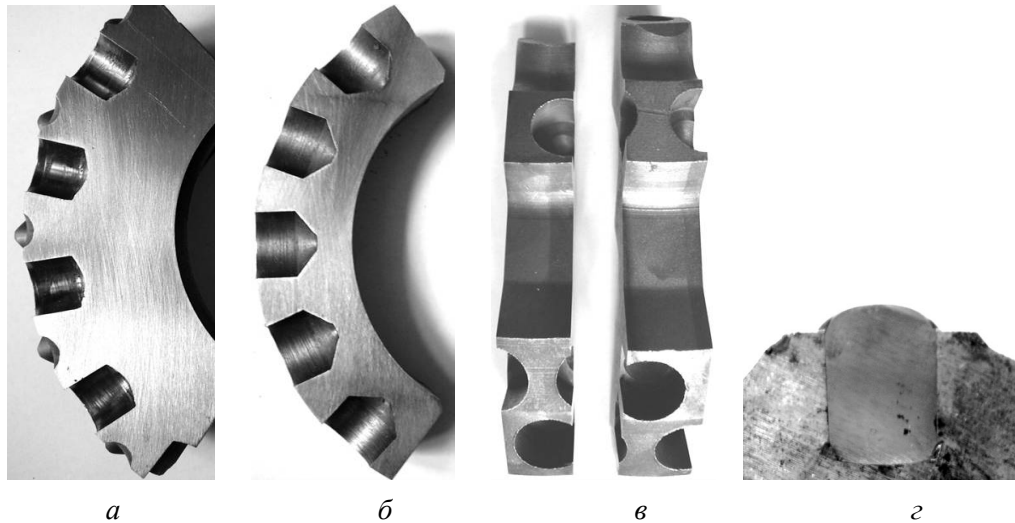
Аналізом встановлено, що фізико-механічні показники матеріалів шарошок і вставних зубків, а також технологія виготовлення отворів, конструкторські параметри спряжених поверхонь визначають характер пошкоджень і руйнувань породоруйнівного оснащення. Зокрема, при недостатній міцності вінців шарошки відбувається оголення вставних зубків і їх випадання (рис. 4, а). У випадку високої крихкості шарошок спостерігається відколювання фрагментів вінців та зубків (рис. 4, б-д). Одночасно зауважено різний характер руйнування твердосплавних вставних зубків. Це пояснюється неоптимальним натягом у спряженні з'єднання „зубок-шарошка” [9, 11, 16, 17].

Виходячи з відомих формул опору матеріалів, нерухомість пресового з'єднання забезпечується створенням натягу з відповідним розподілом напружень в тілі зубка і спряжених шарах тіла шарошки. Тому вплив механічних показників матеріалів зубка та шарошки на величину сил контактного зв'язку і натяги в з'єднанні оцінювали на основі відомих формул Ляме [16, 17]:



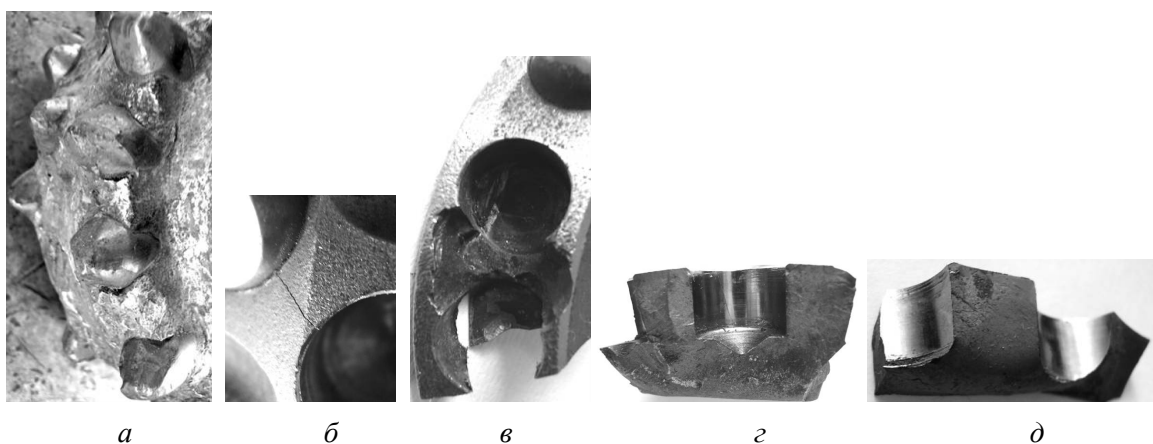
*а – твердосплавний зубок, випробуваний на пошарову твердість на глибину до 1мм від поверхні,  
б – твердосплавний зубок, випробуваний на пошарову твердість на глибину 2-3мм від поверхні,  
в – твердосплавні зубки з полірованою і травленою площиною у поздовжньому перерізі*

**Рисунок 2 – Темплети для досліджень твердосплавних зубків**



*а – вінець шарошки з демонтованим одним рядом твердосплавних зубків (поперечний розріз шарошки),  
б – вінець шарошки з просверленими отворами під твердосплавні зубки перед розвірчуванням і зенкеруванням (поперечний розріз шарошки),  
в – поздовжні розрізи шарошок з готовими отворами під твердосплавні зубки,  
г – твердосплавний зубок у вінці шарошки (поперечний переріз вінця шарошки)*

**Рисунок 3 – Темплети для досліджень якості з'єднання „зубок-шарошка”**



*а – оголення зубків по вінцю шарошки,  
б – тріщини між отворами під вставні зубки в тілі вінця шарошки,  
в – відколювання фрагменту вінця між двома отворами під вставні зубки,  
г, д – відколені фрагменти вінців шарошки*

**Рисунок 4 – Типові руйнування вінців шарошок оснащених вставними зубками**

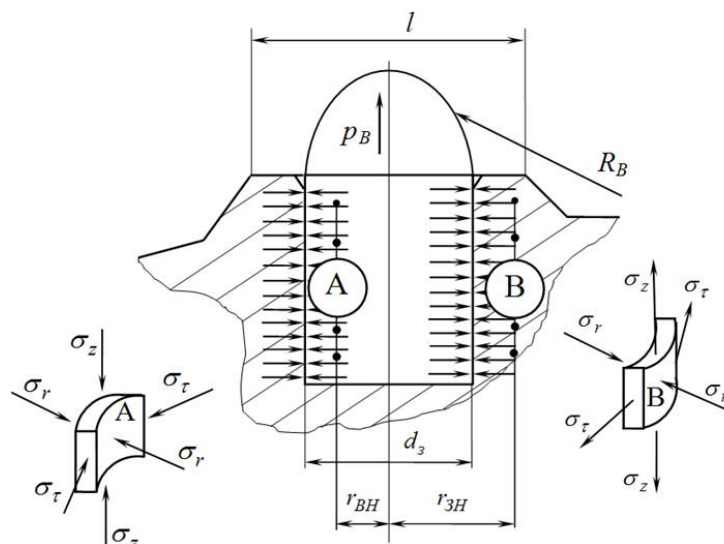


Рисунок 5 – Схеми напружень і зусиль, що визначають надійність з’єднання зубка і шарошки на вінці шарошки

Таблиця 1 – Головні напруження в спряжених ділянках з’єднання „зубок-шарошка”

Напруження в тілі	вінця шарошки	хвостовика зубка
Формули визначення	$\sigma_\tau = -\sigma_r = p_k \frac{r_3^2}{r_i^2}, \sigma_z = -f\sigma_r = fp_k \frac{r_3^2}{r_i^2}$	$\sigma_\tau = \sigma_r = -p_k, \sigma_z = -fp_k$

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

де  $d_3$  – діаметр зубка (мм);

$N$  – величина натягу при посадці зубка в шарошку (мм);

$\mu_3$  – коефіцієнт Пуассона для матеріалу хвостовика зубка (для твердого сплаву 0,24),

$\mu_{ш}$  – коефіцієнт Пуассона для сталі шарошки (0,3);

$E_3$  – модуль пружності для матеріалу хвостовика зубка ( $5,6 \cdot 10^5$  МПа);

$E_{ш}$  – модуль пружності для матеріалу шарошки.

Висота спряженої поверхні з’єднання „зубок-шарошка” дорівнює  $(0,8 - 1,0)d_3$ . У конструкціях породоруйнівного оснащення для доліт типу ОК найбільша частина хвостовика контактує з серцевиною шарошки, менша – з тілом вінця (рис. 5). У такому випадку напружений стан тіла вінця і шарошки будуть відмінними. У долотах типу ТКЗ практично весь хвостовик зубка контактує з серцевиною вінця шарошки.

Після складання з’єднання, у матеріалах спряжених деталей створюються такі напруження ( $\sigma_r$  – радіально-стискаючі,  $\sigma_\tau$  – тангенціальні,  $\sigma_z$  – поздовжньо-осьові), які визначають зусилля випресування зубка ( $p_B$ ) за дії реакції вибою ( $R_B$ ) (рис. 5). Відповідно напруження в з’єднанні визначаються згідно формул

[16] (табл. 1). Тут  $r_3$  – радіус зубка,  $r_i$  – радіус від осі симетрії посадки до розглядуваної точки,  $f$  – коефіцієнт тертя зубка до стінки отвору в шарошці.

Оскільки коефіцієнт тертя дає можливість врахувати вплив геометричних параметрів і жорсткості елементів з’єднання на несучу здатність і міцність з’єднання, згідно [18], при розрахунках прийнято  $f = 0,1 \div 0,15$ . При цьому можливі підвищення коефіцієнта тертя вище вказаних значень будуть сприятливо впливати на підвищення запасу надійності з’єднання. Для розрахунків ми приймали  $f = 0,1$ .

З виразів головних напружень (табл. 1) видно, що тіло зубка є у стані стиснення, а тіло шарошки зазнає напруження стиску ( $\sigma_r$ ) і напруження розтягу ( $\sigma_z, \sigma_\tau$ ). Оскільки робоча поверхня зубка вільна від дії цих напружень, то після посадки створюється пружне переміщення зубка вздовж своєї осі. Це спричинює виникнення повздовжніх напружень стиску в тілі зубка і розтягу в тілі шарошки. Значення цих напружень у основному визначаються коефіцієнтом тертя між тілом зубка і шарошки.

Отже, згідно тих же відомих положень опору матеріалів встановлювали вимоги до величини натягу для нашого випадку. Для цього застосовано теорію міцності про питому потенціальну енергію зміни форми, де два напружених стани є однаково небезпечними, якщо кількість потенціальної енергії зміни форми, що накопичується в одиниці об’єму, для них однакова. Відповідно до цього є однакова небезпека

Таблиця 2 – Умови міцності для з'єднання „зубок-шарошка”

Умова міцності	для шарошки	для зубка
Формули визначення	$\sigma_1 = \sigma_\tau \Big _{r_i=r_3} = p_\kappa,$ $\sigma_2 = \sigma_z \Big _{r_i=r_3} = fp_\kappa,$ $\sigma_3 = \sigma_\tau \Big _{r_i=0} = -p_\kappa,$ $\sigma_{EKB}^{ш} = \frac{T_{ш} \sqrt{1-f^2}}{d_3} \times$ $\times \left( \frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{ш}}{E_{ш}} \right)^{-1} \leq [\sigma_P]_{ш},$	$\sigma_1 = \sigma_z = fp_\kappa,$ $\sigma_2 = \sigma_\tau = \sigma_3 = \sigma_r = -p_\kappa,$ $\sigma_{EKB}^z = \frac{T_3(1-f)}{d_3} \times$ $\times \left( \frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{ш}}{E_{ш}} \right)^{-1} \leq [\sigma_P]_z,$

Таблиця 3 – Залежність значення коефіцієнта поправки від діаметрів зубків і твердості вінців шарошки

Діаметри зубків, мм	Твердість вінців шарошки, HRC	Коефіцієнт $K_{II}$	Твердість вінців шарошки, HRC	Коефіцієнт $K_{II}$
10	56-57	1,4 – 1,5	58-61	1,8 – 2,0
12	56-57	1,15 – 1,2	58-61	1,3 – 1,4
14	56-57	1,1 – 1,11	58-61	1,2 – 1,22

двох напружених станів – складного та одноосового, для яких розрахунково-еквівалентне напруження  $\sigma_{EKB}$  має вигляд [16]:

$$\sigma_{EKB}^i = \left( \frac{1}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] \right)^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_P]_i, \quad (2)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження на контактній поверхні спряження;

$[\sigma_P]_i$  – допустиме напруження на розтяг для спряжених матеріалів.

Отже згідно табл. 1 та (2) за [16] попередити руйнування деталей можливо накладанням умов поданих в табл. 2. Тут  $T_{ш}, T_3$  – поля допусків отвору шарошки та зубка відповідно.

Відповідно натяг у посадці повинен обмежуватися граничними значеннями напружень матеріалів деталей. Враховуючи відому залежність

$$T_N = N_{max} - N_{min} = T_{ш} + T_3,$$

натяг мав би визначитися з відомого рівняння [16]:

$$T_N = d_3 \left( \frac{[\sigma_P]_{ш}}{\sqrt{1-f^2}} + \frac{[\sigma_P]_z}{1-f} \right) \times \left( \frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{ш}}{E_{ш}} \right).$$

Тим не менше приведенний вираз не враховує такий чинник як поверхнева твердість шарошки у місці посадки. Важливість такого чин-

ника обґрунтована в роботах [19-21]. Твердість поверхневих шарів вінців шарошки для різних за призначенням доліт є різною. Вінці шарошок виконуються в одному випадку без цементації (забезпечується захистом спеціальною обмазкою перед ХТО), в іншому випадку цементуються. У всіх випадках шарошки піддаються гартуванню. Відповідно маємо два випадки твердості розглядуваних поверхонь – HRC56-57 та HRC58-63. Для врахування цього, співставленням існуючих в заводській практиці вимог щодо параметрів посадки з результатами дослідження А. І. Беляєва [19], слід у розрахунки натягу ввести коефіцієнт поправки, позначимо його  $K_{II}$ . Цей коефіцієнт повинен враховувати діаметр вставних зубків, а також те, що натяг повинен зменшуватися пропорційно зі збільшенням твердості поверхневих шарів. Експериментально встановлено, що твердосплавні зубки не зазнають руйнувань у 90% коли значення  $K_{II}$  знаходиться у межах які подано в табл. 3

Отже, натяг визначиться з співвідношення

$$T_N = \frac{d_3}{K_{II}} \left( \frac{[\sigma_P]_{ш}}{\sqrt{1-f^2}} + \frac{[\sigma_P]_z}{1-f} \right) \times \left( \frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{ш}}{E_{ш}} \right). \quad (3)$$

Враховуючи що  $[\sigma_P]_{ш} < [\sigma_P]_z$ , можна констатувати, що в тілі шарошки навколо спряження виникає напруження більше за границю плинності. Тому величина натягу повинна обґрунтовуватися для попередження трі-

Таблиця 4 – Максимальні радіальні, поздовжні та тангенціальні напруження в спряженні з'єднання „зубок-шарошка”

Напруження	для шарошки	для зубка
Формули визначення	$\begin{cases} \sigma_1 = \sigma_r = p_k(l) \frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} \\ \sigma_2 = \sigma_z = -f\sigma_r = fp_k(l) \\ \sigma_3 = \sigma_\tau = -p_k(l) \end{cases}$	$\begin{cases} \sigma_1 = \sigma_z = -fp_k(l) \\ \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_r = \sigma_\tau = -p_k(l) \end{cases}$

щиноутворення. Відтак контактний тиск на рівні висоти виступу вінця шарошки (1) встановиться з

$$p_k(l) = \frac{N}{d_3} \left[ \frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{l^2 + d_3 + \mu_{uw}}{l^2 - d_3} \frac{1}{E_{uw}} \right]^{-1}, \quad (4)$$

де  $l$  – ширина вінця шарошки.

Максимальні радіальні, поздовжні та тангенціальні напруження в спряженні отримують із залежностей згідно [16], які подано в табл. 4.

Тоді розрахунково-еквівалентні напруження набудуть вигляду:

$$\sigma_{EKB}^{uw} = \frac{p_k(l)}{\sqrt{2}} = \left[ \left( \frac{l^2 + d_3 - f}{l^2 - d_3} \right)^2 + (1-f)^2 + \left( \frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} - 1 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_P]_{uw}; \quad (5)$$

$$\sigma_{EKB}^z = P_k(l)(1-f) \leq [\sigma_P]_z. \quad (6)$$

Аналогічно, за таких умов допустимий натяг рівний

$$T_N = \frac{d_3}{K_{II}} \times$$

$$\times \left[ \frac{\sqrt{2}[\sigma_P]_{uw}}{\sqrt{\left( \frac{l^2 + d_3 - f}{l^2 - d_3} \right)^2 + (1-f)^2 + \left( \frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} - 1 \right)^2}} + \frac{[\sigma_P]_z}{1-f} \right] \times \left[ \frac{l^2 + d_3 + \mu_{uw}}{E_3} + \frac{1}{E_{uw}} \right].$$

Для шарошок, де  $l = 1,5d_3$ , розрахунок допустимого натягу спрощений

$$T_N = \frac{d_3}{K_{II}} \times$$

$$\times \left[ \frac{\sqrt{2}[\sigma_P]_{uw}}{\sqrt{(2,6-f)^2 + (1-f)^2 + 2,56}} + \frac{[\sigma_P]_z}{1-f} \right] \left[ \frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{2,6 + \mu_{uw}}{E_{uw}} \right]. \quad (7)$$

Знаючи значення  $[\sigma_P]$ ,  $\mu$ ,  $E$  для матеріалів шарошок та зубків, застосовуючи потужності програмного продукту Mathcad, можна легко вести проектування конструкції посадки зубків у шарошку.

Отже, для проектування посадок для вставного породоруйнівного оснащення типу ТКЗ слід вести за формулою (7), де отримується натяг більший за величину допустимого отриманого згідно формули (3). Натомість для проектування натягів для вставного породоруйнівного оснащення типу ОК слід застосовувати формулу (3).

Для практичних розрахунків замість допустимого напруження можна застосувати відомі значення границі плинності

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_T}{k_T},$$

тоді розрахункова формула для встановлення допустимого натягу в посадці матиме вигляд

$$N_\partial = \frac{d_3}{k_T K_{II}} \left[ \frac{\sigma_{Tuw}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{Tz}}{1-f} \right] \times \left[ \frac{1 - \mu_3}{E_3} + \frac{1 + \mu_{uw}}{E_{uw}} \right], \quad (8)$$

де  $k_T$  – коефіцієнт запасу міцності.

Величину сили, яка необхідна для демонтажу зубка з отвору в шарошці за натягу (8), можна отримати з відомого рівняння, яке в нашому випадку матиме вигляд

$$p_B = \pi f p_k d_3 h_z = \frac{\pi f d_3 h_z}{k_T} \times \left[ \frac{\sigma_{Tuw}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{Tz}}{1-f} \right], \quad (9)$$

**Таблиця 5 – Механічні властивості сталей шарошок і твердих сплавів зубків, необхідні для розрахунків**

Матеріал	Модуль пружності $E$ , МПа	Границя плинності $\sigma_T$ , МПа	Коефіцієнт Пуассона $\mu$
14ХН3МА	$2,1 \cdot 10^5$	886	0,3
16ХН3МА	–"–	834	–"–
17Н3МА	–"–	745	–"–
20ХН3А	–"–	750	–"–
ВК8-ВК	$5,8 \cdot 10^5$	1800	0,21

**Таблиця 6 – Вплив коефіцієнта запасу міцності й натягу на напружений стан у спряжених ділянках зубка зі сплаву ВК8-ВК й отворів у шарошці зі сталі 14ХН3МА**

$d_z$ , мм				Коефіцієнт запасу міцності, $k_T$		
				1,25	1,50	1,75
10	Натяг, мм			0,120	0,100	0,088
	Напруження, МПа	$\sigma_r$	–1588,87	–1324,06	–1165,17	
		$\sigma_\tau$	$\pm 1588,87$	$\pm 1324,06$	$\pm 1165,17$	
		$\sigma_z$	158,89	132,41	116,52	
12	Натяг, мм			0,185	0,154	0,132
	Напруження, МПа	$\sigma_r$	–2041,25	–1699,21	–1456,46	
		$\sigma_\tau$	$\pm 2041,25$	$\pm 1699,21$	$\pm 1456,46$	
		$\sigma_z$	204,13	169,92	145,65	
14	Натяг, мм			0,220	0,183	0,157
	Напруження, МПа	$\sigma_r$	–2080,66	–1730,73	–1484,84	
		$\sigma_\tau$	$\pm 2080,66$	$\pm 1730,73$	$\pm 1484,84$	
		$\sigma_z$	208,07	173,07	148,48	

де  $h_z$  – висота спряжених поверхонь хвостовика зубка і отвору шарошки.

Для прикладу покажемо описаний в [16] вплив коефіцієнта запасу міцності на параметри посадки коли зубок виготовлено зі сплаву ВК8-ВК, а шарошка з долотних сталей, що широко застосовуються у долотобудуванні. Коерцитивна сила таких зубків складала 95-100 ерс-тед, твердість HRA87,5, середній розмір зерна 3,5-4,5мкм.

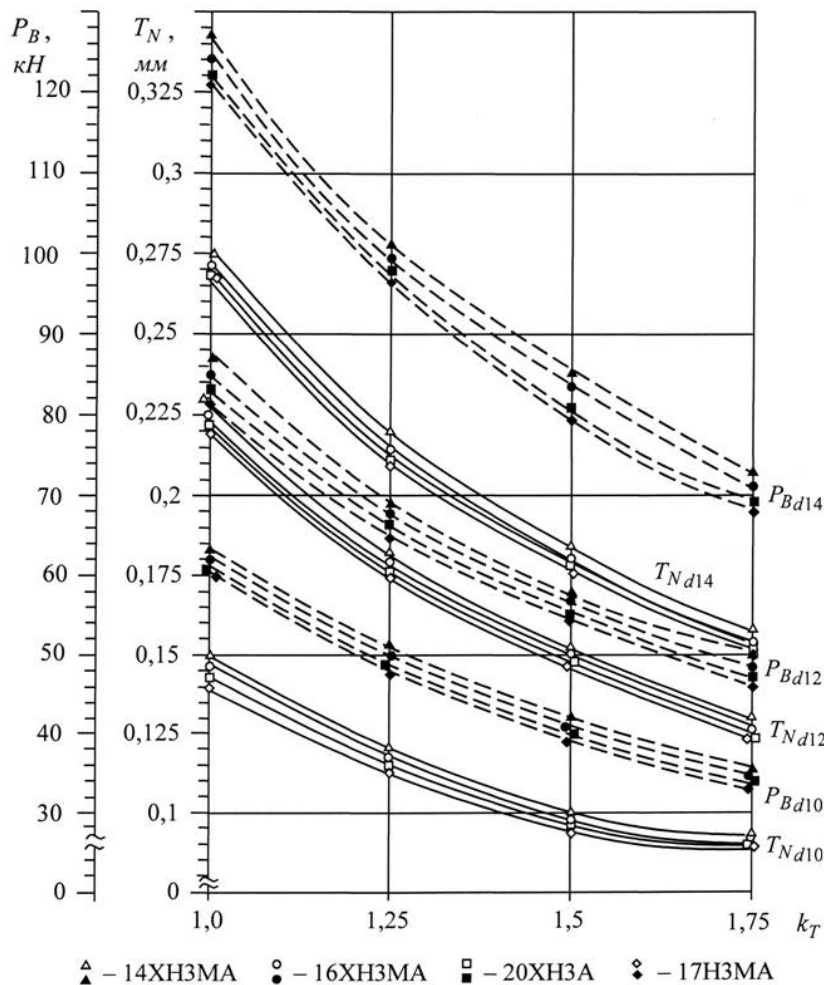
При розрахунках прийнято  $\varnothing 10\text{мм}$  –  $K_{II} = 1,45$ ,  $\varnothing 12\text{мм}$  –  $K_{II} = 1,13$ ,  $\varnothing 14\text{мм}$  –  $K_{II} = 1,11$ . Згідно з [22, 23] механічні властивості матеріалів шарошки і зубка (табл. 5), відтак отримані розрахункові дані посадки зубків декількох діаметрів у тіло шарошки за різних значень коефіцієнту запасу міцності (табл. 6).

Отже, підбираючи запас міцності в посадці, можна прогнозувати силу натягу, жорсткість та надійність цього з'єднання (рис. 6). При цьому слід враховувати, що спряженні „зубок-отвір” при натягах, які відповідають зонам пружної деформації, коефіцієнт тертя (зчеплення) незначно змінюється, а при переході у зону пружно-пластичної деформації коефіцієнт тертя зі збільшенням натягу збільшується [24].

Одночасно граничні величини натягу у спряженні „зубок-отвір” обмежуються: мінімальна – міцністю зчеплення, максимальна – появою тріщин навколо отвору. Тим не менше огляд вставного породоруйнівного оснащення відпрацьованих доліт свідчить, що поряд з випаданням зубків через мінімальні натяги маємо різний характер руйнування твердосплавних зубків. Для виявлення причин цього явища на ВАТ „ДДЗ” було підготовлено партії доліт з верхнім максимальним натягом у з'єднанні „зубок-отвір”, що у середньому дорівнював 0,23мм, 0,19мм, 0,16мм (згідно з технологією виготовлення вінці шарошок захищені від цементатії).

Якісним аналізом породоруйнівного оснащення відпрацьованих доліт виявлено типовий характер руйнування для кожної партії доліт (рис. 7).

Отже, при середньому натягу 0,23мм у з'єднанні „зубок-отвір” зубок зазнає недопустимі внутрішні напруження, що прискорюють його руйнування (рис. 7, а-д). Тут спостерігається інтенсивне тріщиноутворення і зубок буквально розсипається (рис. 7, в, г), у результаті фрагменти хвостовика завальцьовуються у тіло шарошки (рис. 7, д), що призводить до повної зупинки проходки долота.



**Рисунок 6 – Взаємозв’язок між коефіцієнтом запасу міцності тіла шарошки з різних марок долотних сталей, величиною оптимального натягу в пресовому з’єднанні „зубок-шарошка”, та силою випресовування зубків діаметрами 10мм, 12мм, 14мм (зубки виготовлені зі сплаву ВК8-ВК)**

Середній натяг 0,19мм у з’єднанні „зубок-отвір” також веде до прискореного руйнування твердосплавних зубків (рис. 7, e-u). Хоч тут не так інтенсивно проходять руйнування, але результат подібний – зубки руйнуються урівень тіла вінця шарошки (рис. 7, ж-и) і маємо повну втрату здатності руйнувати породу вибою долотом.

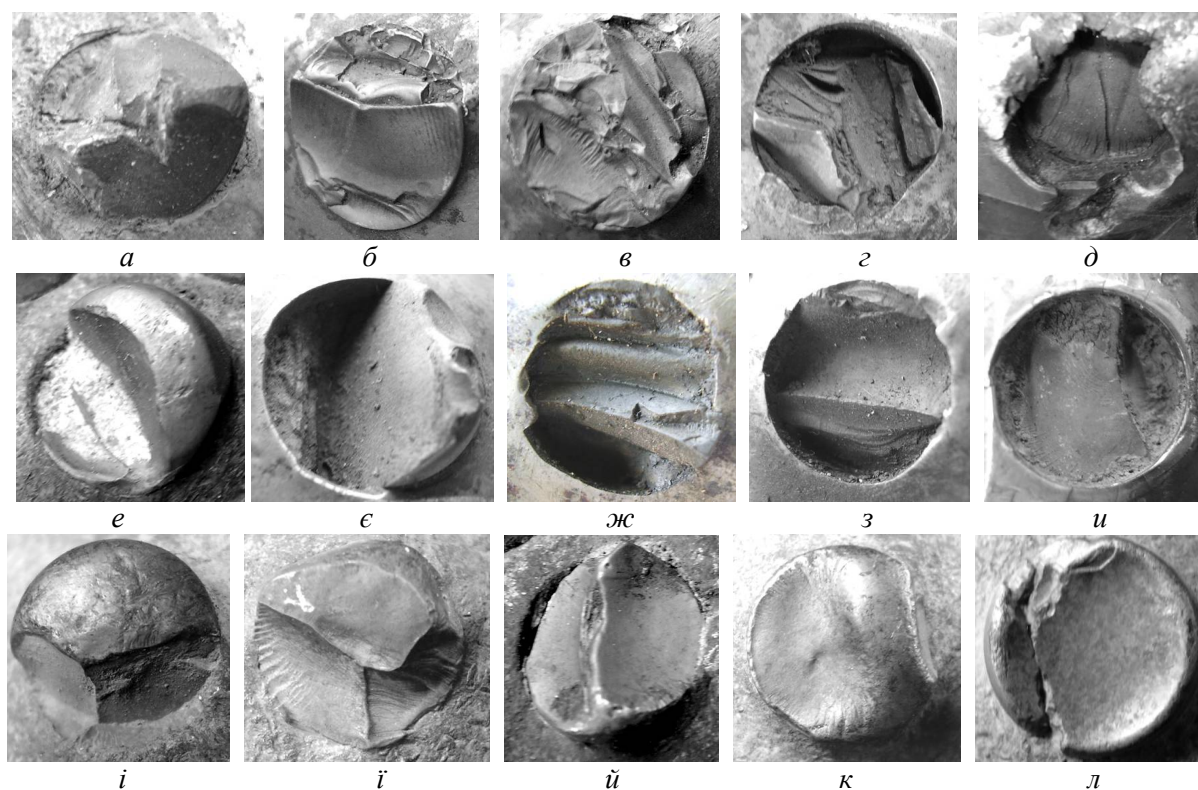
Середній натяг 0,16мм у з’єднанні „зубок-отвір” дає можливість очікувати найкращі показники по довговічності твердосплавного вставного оснащення (рис.7, i-l). Тут залежно від міцності твердого сплаву зубка і характеру навантаження зі сторони вибою відбувається, або самозаточування зубків (рис. 7, i-й), або відколювання вражаючої частини зубків (рис. 7, к-л).

При оцінці довговічності вставного породоруйнівного оснащення визначальним є трициклічність твердосплавних зубків, тому однозначну відповідь на питання про оптимальні натяги потрібно шукати у встановленні оптимальних напружень, виходячи з конкретних фізико-механічних показників тіла вінця шарошки і хвостовика зубка. Зокрема, для вирішення цього питання в [19, 20] запропоновано

зменшувати внутрішні напруження в зоні виходу зубка у з’єднанні „зубок-шарошка” шляхом прорізування вінців шарошки коло зубків канавками на глибину цементованого шару, а також формування замкової канавки на зубку. Однак цілком позбутись на практиці негативних наслідків підвищення концентрації напружень в ділянці виходу зубка з шарошки є проблематично. Тому при підборі коефіцієнту запасу міцності, отже, і величини натягу, необхідно враховувати і вплив реакції вибою на напружений стан зубка.

Загалом, порівнюючи дані отримані в [16] із залежностями, поданими на рис. 6, можна констатувати, що сталь 14ХНЗМА забезпечує найкращі показники для надійного кріплення вставних зубків і відтак довговічності вставного породоруйнівного оснащення шарошок. Одночасно зауважено, що високі значення натягу в з’єднанні „зубок-шарошка” ведуть до руйнування твердосплавних зубків при високій твердості вінців шарошок, що було виявлено при стендових випробуваннях доліт. Важливим є те, що уведення поплавкового коефіцієнту  $K_D$  дає змогу максимально наблизити розрахункові дані для попередження виникнення недопус-





*а-д* – руйнування від вершини з утворенням великої кількості тріщин в зубку,  
*е-и* – руйнування від вершини з утворенням декількох тріщин в зубку,  
*і-й* – руйнування від вершини з самозаточуванням зубків,  
*к-л* – руйнування сколюванням породоруйнуючої частини зубків

**Рисунок 7 – Типові руйнування серійних твердосплавних вставних зубків**

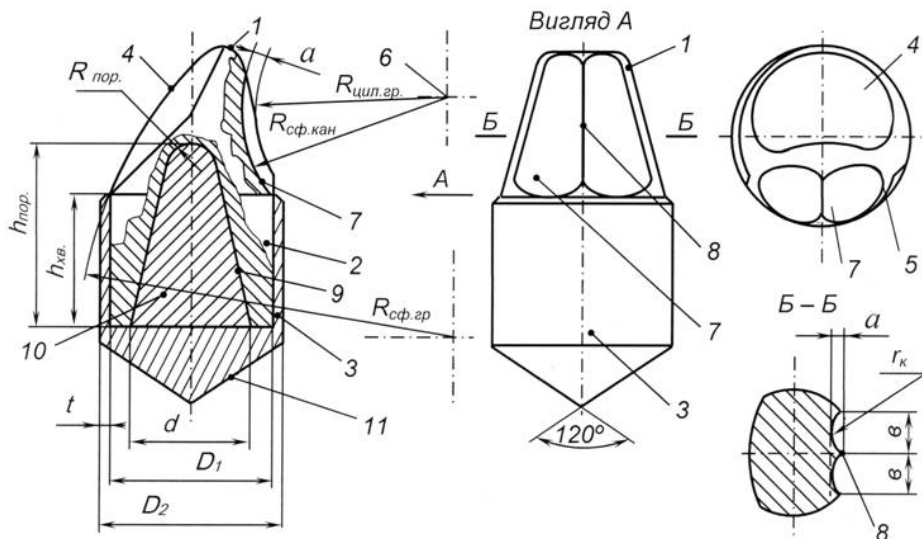
тимо високих значень натягів при проектуванні посадок „зубок-отвір”, які ведуть як до тріщиноутворення в тілі вінців шарошок, або в твердосплавному зубку. Ще одним важливим пунктом у призначенні параметрів посадки є розподіл твердості від поверхні вінця шарошки у серцевину. Так, з плавним зменшенням твердості від HRC62-57 (на поверхні зміцненого шару вінця шарошки), до HRC40-35 (твердості на дні отвору під вставний зубок, що відповідає значенням твердості серцевини шарошки), міцність спряження „зубок-отвір” підвищується [24, 25]. При цьому збільшується величина граничного натягу, внаслідок чого може бути розширений допуск посадки.

Зауважимо, що конструкторські параметри отворів також суттєво впливають на призначення посадок. Цю проблему вирішують технологічними способами. Зокрема свердління, підбір дна, розвірчування і зенкерування отворів під вставні зубки ведеться з одного установу із застосуванням спеціалізованого інструменту. На етапі підготовки виробництва здійснюється формування селективних груп зубків, відповідно до значень розмірів отворів у вінцях шарошки. На етапі складання з'єднання „зубок-шарошка” застосовується теплове і швидкісне пресування [15].

Кардинально усунути проблеми, пов'язані з технологічною складністю формоутворення отворів під вставні зубки можна конструкторськими способами, а саме вдосконаленням

конструкції хвостовика [17, 26-28]. Наприклад, для підвищення ефективності черпакоподібних зубків розроблено нову конструкцію хвостовика, що реалізує ефект оптимізації жорсткості системи „шарошка-зубок-порода” і створює можливість підвищення міцності з'єднання „зубок-шарошка” шляхом збільшення площі спряжених поверхонь зубка та отвору в шарошці. На розроблену нових конструкцій черпакоподібних породоруйнівних зубків отримано патент на винахід [27], де ґрунтовно описані їх конструкції та принцип роботи. Тим не менше, апробація і випробовування розробленої конструкції черпакоподібного зубка [27] виявила, що така конструкція не може бути застосована у випадках коли треба суттєво підвищити виліт вставного зубка, також конструкція не забезпечує необхідної стійкості до руйнування зубка при його пресуванні в тіло шарошки. Але найбільш проблематичним є те, що конструкція вимагала збільшення розтрат цінного твердого сплаву, що робило економічно невіправданим впровадження у виробництво. Тому на основі існуючих критеріїв міцності та проведених лабораторних випробовувань розроблено нову конструкцію (рис. 8) [28].

Згідно з винаходом, циліндричний твердосплавний хвостовик виконується з конусоподібною порожниною із заокругленою вершиною  $R_{пор} = 2,5$ . Діаметр основи  $d$  і глибина  $h_{отв}$



1 – уражаюча головка, 2 – хвостовик, 3 – втулка, 4 – задня сферична випукла грань, 5 – передня вгнута грань, 6 – вісь симетрії передньої сферичної вгнутої грані, 7 – канавки, 8 – ребра канавок, 9 – конусоподібна порожнина, 10 – матеріал, що заповнює порожнину хвостовика, 11 – конусна основа

**Рисунок 8 – Конструкція одного з зчепкоподібних зубків згідно з винаходом [27]**

конусоподібної порожнини 9 визначається з співвідношень [28]:

$$\frac{D_1}{d} = 2, \quad \frac{h_{омв}}{h_{хв}} = 1,37 \dots 1,39,$$

де  $D_1$  – діаметр хвостовика зубка, мм,

$h_{омв}$  – глибина порожнини в тілі зубка,

$h_{хв}$  – висота хвостовика зубка, яка заповнена матеріалом, що володіє границею пружності і тріщиностійкістю вищою за матеріал тіла зубка, крім цього хвостовик додатково споряджений втулкою, що має в основі конус, виконується з втулкою, розміри якої відповідають співвідношенням:

$$0,69 < \frac{D_1}{D_2} < 1; \quad 0,4 \leq D_1 N_1 / D_2 N_2 \leq 0,5,$$

де  $D_1$  – діаметр внутрішньої поверхні втулки,

$D_2$  – діаметр зовнішньої поверхні втулки,

$N_1$  – натяг, що забезпечується внутрішньою поверхнею втулки діаметром  $D_1$ ,

$N_2$  – натяг, що забезпечується зовнішньою поверхнею втулки діаметром  $D_2$ .

Порожнина 9, для забезпечення міцності хвостовика 2, заповнюється матеріалом, що має границю пружності і в'язкість руйнування вищі за матеріал тіла зубка.

Для ефективного зниження небезпечних напружень в контакті „зубок-шарошка”, підвищення площі спряження і надійності з'єднання „зубок-шарошка” хвостовик 2 зубка під вакуумом запресовується у циліндричну втулку 3, що має основу 11 у вигляді конуса при вершині  $120^\circ$ . Розміри втулки 3 відповідають співвідношенням [28]:

Товщина  $t$  стінки втулки 3 і її зовнішній діаметр  $D_2$  є величинами різного порядку, що

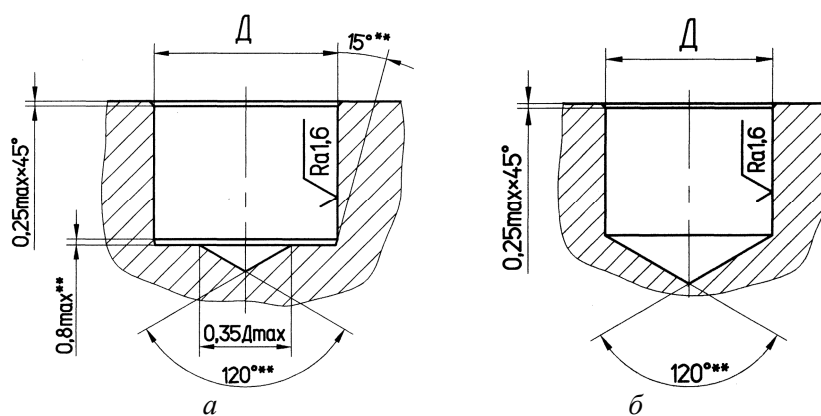
визначає втулку 3 тонкостінною. Для ефективного зчеплення хвостовика з тілом шарошки втулка 3 виготовляється з сталі, яка йде на виготовлення шарошки.

Виконання хвостовика зубка з втулкою, що має в основі конус, дозволяє не тільки оптимізувати жорсткість системи „шарошка-зубок-порода”, а й створює можливості підвищення міцності з'єднання „зубок-шарошка” шляхом збільшення площі спряжених поверхонь зубка та отвору в шарошці. Також втулка, виконуючи роль проміжного елемента між твердосплавним хвостовиком і сталлю тіла шарошки долота, усуває ризик крихкого руйнування хвостовика в умовах дії значних динамічних навантажень.

Отже, відкриваються можливості для збільшення вильоту вставного зубка і підвищення його впливу на породу вибою. Виконання в зубку циліндричного хвостовика з конусоподібною порожниною, що заповнюється матеріалом, який володіє границею пружності і в'язкістю руйнування вищою за матеріал тіла зубка, дозволяє не тільки підвищити пружність і міцність тіла зубка, а й економити цінний твердий сплав з якого виготовляють зубки. Міцність і жорсткість зубків при згинальних навантаженнях забезпечується пружним сердечником, що заповнює порожнину твердосплавного зубка.

Пропонована конструкція також, при значній економії цінних твердих сплавів, забезпечує збільшення вильоту зубка, а відтак підвищення ефективності та енергії впливу породоруйнівного оснащення шарошки на породу вибою.

За рахунок застосування втулки зменшуються витрати на дорогий спеціальний різальний інструмент для формування високоточних отворів в тілі шарошки, а також усунути проблему руйнування зубків при їх пресуванні.



*а* – отвір для серійних зубків,

*б* – отвір для черпакоподібних зубків, з підвищеною швидкістю вильоту

**Рисунок 9 – Конструкція отворів під посадку зубків у тіло шарошки долота**

Також можна ефективно підвищити якість та знизити затрати при формоутворенні отворів під такі зубки, оскільки в базовий процес передбачає застосування дорогого спеціального різального інструмента для підбирання dna отвору і його розвірчування (рис. 9).

Для запобігання прокручування породоруйнівних вставок можна застосувати технологію пайки, тим більше, що максимальний контакт по спряжених поверхнях „хвостовик-отвір” максимально сприяє утворенню тонкого рівномірного шару припою, що забезпечує надійність паяного з’єднання.

У результаті здійснених досліджень теоретично і експериментально обґрунтовано розроблені підходи у вдосконаленні комплексного підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок бурових доліт на етапах проектування, конструювання і виготовлення. Розв’язано задачу вдосконалення способу вибору натягу у з’єднанні „зубок-шарошка”, що враховує фізико-механічні показники матеріалів та конструкторсько-технологічні параметри спряжених поверхонь. Також обґрунтовано новий підхід у вдосконаленні конструкції хвостовиків вставок, що дає економію матеріалів, підвищення якості й технологічності формоутворення отворів у шарошках під вставне породоруйнівне оснащення. Запропонована конструкція зубка бурового долота з хвостовиком, що реалізує ефект економії цінних твердосплавних матеріалів та підвищує техніко-економічні показники виготовлення шарошок доліт захищена патентом на винахід.

Створено нові підходи у підвищенні якісних показників вставного породоруйнівного оснащення тришарошкових бурових доліт, апробовано в умовах реального виробництва і прийнято до подальшого вдосконалення якості й підвищення конкурентоздатності доліт.

Надалі перспективним є розроблення нових матеріалів та конструкцій породоруйнівного оснащення шарошок для одночасного зниження собівартості та підвищення якісних експлуатаційних показників тришарошкових бурових доліт.

### Література

1 A Study of Drilling Performance of Energy Balanced Roller Cone Bit / S.L. Chen, J. Dahlem, C. Rayburn / SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition, (9-11 September 2003, Jakarta, Indonesia). – Jakarta: Copyright Society of Petroleum Engineers, 2003. Paper Number 80493-MS.

2 Bybee K. Drilling Performance of an Energy-Balanced Roller-Cone Bit. / Bybee K. // Journal of Petroleum Technology. – 2003. – № 12 (December). – P. 49-50.

3 Сальников М.А. Разработка буровых твёрдых сплавов с повышенными характеристиками пластичности и трещиностойкости на основе высокотемпературных карбидов вольфрама: автореф. дис. на соиск. научн. степ. канд. техн. наук: спец. 05.02.01 „Материаловедение (машиностроение)” / М. А. Сальников. – Самара, 2009. – 24 с.

4 Артим В.І. Підвищення працездатності шарошкових доліт, оснащених вставними композиційними зубками: дис... кандидата техн. наук: 05.15.07. „Машини та агрегати нафтової та газової промисловості” / Володимир Іванович Артим. – Івано-Франківськ, 1999. – 153 с.

5 Пітулей Л.Д. Технологічне забезпечення віброармування зубків бурового інструменту”: дис. кандидата техн. наук: спец. 05.02.08 „Технологія машинобудування” / Лоліта Дмитрівна Пітулей. – Івано-Франківськ, 2008. – 237 с.

6 Богомолов Р.М. Методи підвищення ефективності разрушення горних порід при буренні скважин шарошечними долотами: дис. ... доктора техн. наук: 25.00.15 / Богомолов Родион Михайлович. – М., 2001. – 434 с.

7 Долгушин В.В. Развитие методологии моделирования процессов технологии бурения и скважинных механизмов автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 25.00.15. „Технологія бурення і освоєння скважин” / В. В. Долгушин. – Тюмень, 2008. – 52 с.

- 8 Підвищення якості кріплення твердосплавного озброєння шарошкових доліт / Є. І. Крижанівський, І. В. Воєвідко, Г. С. Веселовський, Р. Й. Гук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4(29). – С. 17 – 21.
- 9 Яким Р.С. Науково-прикладні засади підвищення довговічності тришарошкових бурових доліт: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.12 / Яким Роман Степанович. – Івано-Франківськ, 2012. – 293 с.
- 10 Сизова Е.И. Повышение долговечности шарошечных долот совершенствованием технологии запрессовки твердого сплава / Е.И. Сизова // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2006. – №4. – С. 225-229.
- 11 Кремлев В.И. Повышение долговечности буровых шарошечных долот на основе совершенствования технологии сборки и упрочнения шарошек с твердосплавными зубками: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.08 „Технология машиностроения” / В. И. Кремлев. – Самара, 2009. – 20 с.
- 12 Акудинов Д.В. Повышение прочности прессовых соединений за счет использования явления схватывания при ультразвуковой запрессовке зубков шарошек буровых долот: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.08 „Технология машиностроения” / Д. В. Акудинов. – Самара, 2012. – 20 с.
- 13 Яким Р.С. Формування якості та експлуатаційних показників тришарошкових бурових доліт на усіх етапах їх створення / Р.С. Яким, Ю.Д. Петрина, І.С. Яким // Прогресивні технології і системи машинобудування: міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2011. – Вип. 42. – С. 309 – 314.
- 14 Яким Р. С. Забезпечення якості тришарошкових бурових доліт на етапах їх життєвого циклу / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, І. С. Яким // Прогресивні технології і системи машинобудування: міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – Вип. 1,2 (43). – С. 338 – 342.
- 15 Яким Р.С. Науково-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: Видання ІФНТУНГ, 2011. – 384 с.
- 16 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.
- 17 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.
- 18 Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие: в 3-х кн. / П. И. Орлов: кн. 1. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1977. – 623 с.
- 19 Беляев А.И. Исследование технологического процесса сборки шарошек буровых долот с твердосплавным вооружением: дис... кандидата техн. наук / Андрей Игоревич Беляев. – М, 1977. – 200 с.
- 20 Крылов К.А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот / К.А. Крылов, О.А. Стрельцова. – М.: Недра, 1983. – 206 с.
- 21 Матлин М.М. Исследование зависимости действительного натяга от параметров прессового соединения / М.М. Матлин, Е.Н. Казанкина, В.А. Казанкин // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2010. – Вып. 4. – № 4 (64). – С.110 – 121.
- 22 Долговечность шарошечных долот / [Жидовцев Н.А., Кершенбаум В.Я., Гинзбург Э.С. и др.]. – М.: Недра, 1992. – 272 с.,
- 23 Лошак М.Г. Прочность и долговечность твердых сплавов. / Лошак М.Г. – К.: Наукова думка, 1984. – 328 с.
- 24 Гусейнов А.А. Исследование напряженного состояния прессовых соединений типа „штырь-отверстие” и пути повышения его прочности: дис. ... кандидата техн. наук (нет шифра спец.) / Гусейнов А. А. – Баку, 1971. – 145 с.
- 25 Петрина Ю.Д. Вплив фізико-механічних властивостей сталі шарошки на міцність з'єднання „шарошка-зубок” в тришарошкових бурових долотах / Ю.Д. Петрина, Р.С. Яким, Т.Б. Пасинович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. –№ 3 (24). – С.73–78.
- 26 Яким Р.С. Основоположні засади вдосконалення конструкції вставного твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким // Нафтогазова енергетика. – 2011. – № 1 (14). – С.22–28.
- 27 Пат. 85941 МПК E21B 10/16, Зубок шарошки бурового долота. / Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким, Т.Б.Пасинович (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № а 2007 07134; заявл. 25.06.07; опубл. 10.03.2009, Бюл. № 5.
- 28 Пат. 99966 С2 Україна МПК E21B 10/16 (2006.01) Зубок шарошки бурового долота. / Р.С.Яким, Ю.Д.Петрина, І.С.Яким (Україна); заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № а 201015147; заявл. 16.12.2010; опубл. 25.10.2012, Бюл. № 20.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
11.09.13

Рекомендована до друку  
професором **Крилем Я.А.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
професором **Гладким Я.М.**  
(Хмельницький національний університет,  
м. Хмельницький)