

Література

1 Маковой Н. Гидравлика бурения / Пер. с рум. – М.: Недра, 1986. – 537 с.

2 Гулизаде М. П., Михалиев Ф. А., Ильясов А. Г. К вопросу определения гидравлических потерь в эксцентричном кольцевом пространстве при структурном режиме движения вязкопластической жидкости // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1967. – №11. – С. 51–54.

3 Мовсумов А.А., Махмудов М.Н., Гасанов Т.Г. И др. Определение коэффициента гидравлического сопротивления при движении вязко-пластической жидкости в кольцевом пространстве при эксцентричном расположении внутренней трубы // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1967. – №4. – С. 41–43.

4 Гулизаде М.П., Михалиев Ф.А., Ильясов А.Г. К исследованию движения вязкопластической жидкости в эксцентричном кольцевом пространстве при структурном режиме движения вязкопластической жидкости // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1967. – №12. – С. 27–31.

5 Зейналов И.Э. Исследование влияния фильтрации бурового раствора и свойств жидкостей, используемых в качестве ванны на характер взаимодействия колонны труб в глинистой корке // Изв. ВУЗов „Нефть и газ”. – 1991. – №8. – С. 46–51.

УДК 622.24.051

АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ З'ЄДНАННЯ „ЗУБОК-ШАРОШКА” В ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛОТАХ

Ю.Д.Петрина, Р.С.Яким, Т.Б.Пасинович

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,

e-mail: public@nuing.edu.ua

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

Dependences for the determination of tension rational quantities in the process of the hard facing alloy teeth fit in the cone body are suggested. At is fixed that the physico-mechanical properties of the steel 14ХНЗМА provide necessary tensions and the strength of the „tooth-cone” joint. Tensions optimization influences positively on the probability decrease of the tooth and cone destruction either in the composing operations or during the face operations.

Точність складання пресового з'єднання „зубок-шарошка”, що характеризується величиною оптимального натягу, є одним з чинників, що найбільш суттєво впливають на напружений стан у ньому. Тому одним з основних способів підвищення довговічності доліт є підвищення точності під час проектування даного пресового з'єднання. Оскільки забезпечення надійності і довговічності посадки вставних зубків у тіло шарошки з огляду на високі експлуатаційні вимоги до бурових доліт має першочергове значення, то дослідження впливу механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на параметри з'єднання є актуальними.

Окресленим дослідженням присвячено роботи [1-7] та ін. Оскільки автори виходять з різних позицій переважаючого впливу того чи іншого чинника на надійність з'єднання, до розв'язання даного питання спостерігаються різні підходи.

Здійснений порівняльний аналіз натягів у з'єднанні „зубок-шарошка” в процесі посадки твердосплавного ВК8-ВК та сталевго зубка дав підстави авторам [1] рекомендувати виготов-

лення зубка зі сталевим хвостовиком і твердосплавною вражаючою головкою. Проте складність виготовлення такої конструкції зубків не дала можливості широко впровадити у виробництво запропоновані ідеї.

Дослідження технологічних чинників процесу складання з'єднання [2] виявив, що на довговічність озброєння шарошкових доліт суттєво впливає шорсткість отворів у шарошці та різниця температур між зубком і шарошкою під час пресування. Пропонуються оптимальні параметри технологічного процесу пресування зубків у тіло шарошки. Однак, доцільним є встановлення залежностей для проектування і оцінки надійності з'єднання „зубок-шарошка”, виходячи з напруженого стану спряжених деталей.

Проведені аналітичні і експериментальні дослідження пресового з'єднання „зубок-шарошка” дали можливість авторам [3] рекомендувати оптимальні натяги, які виникають в процесі запресування твердосплавних зубків. Проте запропоновані розрахункові формули не враховують різну міцність матеріалу по глибині отвору під посадку. Також упускаються показ-

ники, які дають можливість враховувати геометричні параметри спряжених деталей. Все це не гарантує необхідної точності і надійності розрахунків, що, в свою чергу, негативно впливає на точність та стабільність технологічних процесів запресовування зубків у шарошки різних типорозмірів і конструкцій.

Під час вивчення впливу натягу в з'єднанні „сталевий зразок – твердосплавний штир” на його міцність [4] встановлено, що зі збільшенням натягу в контактуючій зоні спряжених деталей збільшується ймовірність виникнення напружень, які перевищують міцність цементованої сталі. Це призводить до виникнення мікро- чи макротріщин навколо отвору в радіальному напрямку. Глибина розташування і ширина тріщини залежить від твердості цементованого шару і від величини натягу. Тому автор рекомендує для цементованої сталі твердістю 55-60HRC за номінального діаметра отвору 10 мм створювати натяг 0,08-0,09 мм. Однак, не пропонуються аналітичні залежності для можливого проектування натягу в з'єднаннях „шарошка-зубок”.

Дослідження технології пресових з'єднань та їх конструкцій [5] свідчить, що у випадку знежирення спряжених поверхонь ацетоном відбувається різке зростання як сили запресовування, так і сили випресовування. Автори пояснюють це явищем схоплюванням спряжених поверхонь. Процес попереднього деформування перед випресовуванням забезпечує високу точність отвору. При цьому спостерігали підвищення стійкості з'єднання на 30%.

У [6] здійснено теоретичний аналіз жорсткості з'єднання „зубок-шарошка”. Автори прогнозують підвищення ефективності з'єднання за рахунок збільшення довжини частини зубка, що вплавляється. Однак, при цьому неминує збільшення розміри опорного вузла. У розрахунковій моделі припускається, що коливання здійснюються без опору, тобто контактний шар має лише пружні властивості, а шарошка – жорстка.

Авторами [7] пропонується виконувати з'єднання „зубок-шарошка” сплавленням, яке ґрунтується на змочуванні поверхні зубка металом шарошки, розчиненням, взаємною дифузією з наступним утворенням твердого зв'язку. Наведено залежності, які дають можливість визначити напруження в твердосплавному зубку, нанесеному шарі і металі шарошки. Для порівняння розглядали напружено-деформований стан з'єднання „зубок-шарошка” з натягом. Автори оперують середніми значеннями напружень, отриманими зі співвідношень нормальних σ_r і тангенціальних σ_t напружень в циліндричних тілах. Проте в області контактної зони з'єднання „зубок-шарошка” діють радіально-стискаючі σ_r , тангенціальні σ_t і поздовжньо-осьові напруження σ_z .

В [8] зроблено аналіз моделі розрахунку граничного натягу в з'єднанні „зубок – шарошка”, яку запропоновано в [9]. Зокрема, вказано

на низку недоліків, а саме: неможливість оцінити внутрішні напруження. Пропонується використання методу скінчених елементів, проте не наведено математичної моделі, яка б дала змогу оцінити міцність з'єднання.

З метою усунення зазначених вище упущень поставлено завдання: дослідити вплив механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на величину сил контактного зв'язку і оцінити натяги в з'єднанні.

Гіпотезою дослідження є твердження про те, що отримані залежності для встановлення раціональної величини натягу під час посадки твердосплавних зубків у тілі шарошки відкривають можливість для забезпечення зменшення ймовірності руйнування зубка і шарошки як під час складальних операцій з виготовлення, так і під час припрацювання на вибої.

У відповідності до існуючого технологічного процесу складання бурових шарошкових доліт у з'єднанні „зубок-шарошка” натяг змінюється від $N_{\min} = 0,081$ до $N_{\max} = 0,144$ мм. Оскільки контактний зв'язок зубка з тілом шарошки є єдиним чинником, який забезпечує міцність з'єднання, розглянемо вплив механічних властивостей матеріалів тіла шарошки і зубка на величину сил контактного зв'язку і натяги в з'єднанні.

Глибина посадки зубків знаходиться в межах $(0,8 - 1,0)d_z$. Деяка частина цієї глибини відноситься до тіла вінця, а найбільша – до тіла шарошки (рис. 1).

Оскільки вінець є виступом на тілі шарошки і має близькі вільні грані, напружений стан тіла вінця і шарошки будуть відрізнятися один від одного.

Під час посадки з натягом, контактні тиски визначаються відомими формулами Ляме [10]. Оскільки розмір шарошки порівняно з розміром зубка на порядок вищий, то тиск у зоні контакту зубка з тілом шарошки визначатиметься формулою

$$p_k = \frac{N}{d_z} \left(\frac{1 - \mu_z}{E_z} + \frac{1 + \mu_{ш}}{E_{ш}} \right)^{-1}, \quad (1)$$

де: d_z – діаметр зубка;

N – величина натягу під час посадки зубка в шарошку;

$\mu_z, \mu_{ш}$ – коефіцієнти Пуассона для матеріалів зубка та шарошки;

$E_z, E_{ш}$ – модулі пружності для матеріалів зубка та шарошки.

В області контактної зони як в тілі шарошки, так і в тілі зубка виникають радіально-стискаючі σ_r , тангенціальні σ_t і поздовжньо-осьові напруження σ_z .

Отже, для тіла шарошки:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= -\sigma_r = p_k \frac{r_z^2}{r_i^2}; \\ \sigma_z &= -f\sigma_r = fp_k \frac{r_z^2}{r_i^2}. \end{aligned} \quad (2)$$

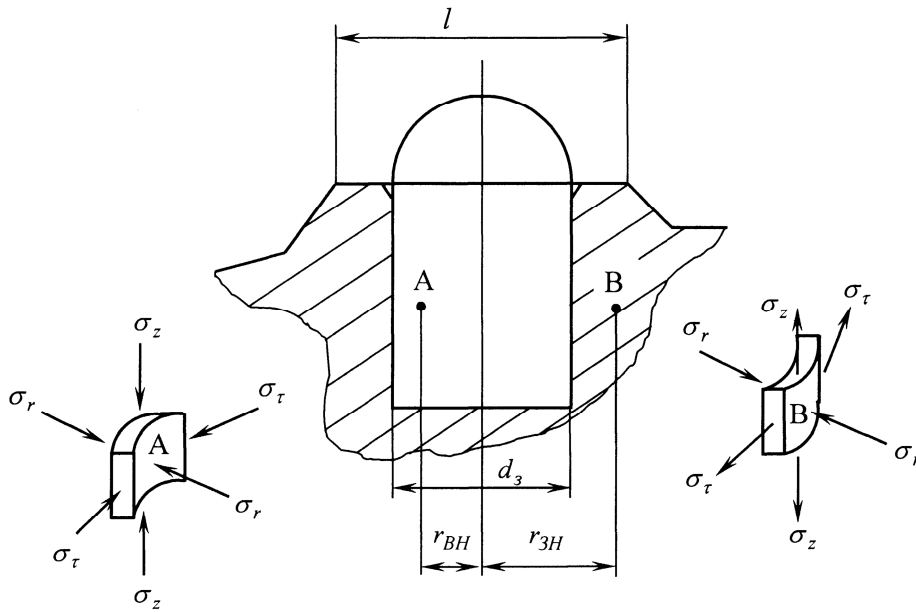


Рисунок 1 – Схема посадки зубка на вінці шарошки

Для тіла зубка:

$$\begin{aligned} \sigma_r = \sigma_\tau = -p_k; \\ \sigma_z = -fp_k, \end{aligned} \quad (3)$$

де: r_3 – радіус зубка;

r_i – радіус від вісі 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 [11] для розрахунку прийнято $f = 0,1 \div 0,15$. При цьому можливі збільшення коефіцієнта тертя вище вказаних значень будуть сприятливо впливати на підвищення запасу надійності з'єднання. Для розрахунків ми приймали $f = 0,1$.

Із виразів (2) і (3) видно, що тіло зубка знаходиться в стані стиснення, а тіло шарошки зазнає дію стискаючих (σ_r) і розтягуючих (σ_z, σ_τ) напружень. Оскільки робоча поверхня зубка вільна від дії цих напружень, то після посадки відбувається пружне переміщення зубка вздовж своєї осі. Це спричинює повздовжні напруження стиску в тілі зубка і розтягу - в тілі шарошки. Значення цих напружень загалом визначаються коефіцієнтом тертя між тілом зубка і шарошки.

Необхідно зауважити, що напруження згідно виразів (2) і (3) одночасно є і головними напруженнями.

Найбільш навантаженою частиною в з'єднанні „зубок-шарошка” є контактні поверхні, які визначаються точністю виготовлення зубка і отвору під посадку зубка. За підвищених значень сили натягу в площині контакту можуть формуватися тріщини, які в подальшому призводять до сколювання зубка чи тіла шарошки. Тому величина натягу повинна бути вибрана,

виходячи з властивостей міцності матеріалів зубка і шарошки. Оскільки обидва тіла знаходяться під дією тривісного напруженого стану, для оцінки цього процесу повинно бути вибрано величину розрахованого напруження, що містить всі три види напружень при натягу. Таким напруженням є розрахунково-еквівалентне напруження σ_{EKB} , яке обирається згідно однієї з теорій міцності [10]. Згідно теорії питомої потенціальної енергії зміни форми, два напружені стани є однаково небезпечними, якщо кількість потенціальної енергії зміни форми, що накопичується в одиниці об'єму, для них однакова. Це положення встановлює ознаки однакової безпеки обох напружених станів – складного і одновісного розтягів.

$$\begin{aligned} \sigma_{EKB}^i = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \leq \\ \leq [\sigma_P]_i, \end{aligned} \quad (4)$$

де: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження, які виникають на контактній поверхні отвору шарошки і зубка;

$[\sigma_P]_i$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалів шарошки і зубка

Безпека тіла шарошки і зубка забезпечується, якщо величину натягу на основі (2), (3) і (4) підбирати згідно таких умов:

для шарошки:

$$\begin{aligned} \sigma_1 = \sigma_\tau|_{r_i=r_3} = p_k; \\ \sigma_2 = \sigma_z|_{r_i=r_3} = fp_k; \\ \sigma_3 = \sigma_\tau|_{r_i=0} = -p_k; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\sigma_{EKB}^{III} = \frac{T_{III} \sqrt{1-f^2}}{d_3} \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{III}}{E_{III}} \right)^{-1} \leq [\sigma_P]_{III},$$

де T_{uw} – поле допуску отвору шарошки;
для зубка

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_z = fp_K; \\ \sigma_2 &= \sigma_r = \sigma_3 = \sigma_r = -p_K; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\sigma_{EKB}^3 = \frac{T_3(1-f)}{d_3} \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{uw}}{E_{uw}} \right)^{-1} \leq [\sigma_P]_3,$$

де T_3 – поле допуску зубка

Величина натягу під час посадки зубка повинна включати в себе граничні значення напружень матеріалів шарошки і зубка. Відомо, що допуск натягу

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

тоді отримаємо величину зміщення контактної контури

$$\begin{aligned} T_N &= d_3 \left(\frac{[\sigma_P]_{uw}}{\sqrt{1-f^2}} + \frac{[\sigma_P]_3}{1-f} \right) \times \\ &\times \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{uw}}{E_{uw}} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Оскільки $[\sigma_P]_{uw} < [\sigma_P]_3$, після посадки зубка під цим значенням в тілі шарошки навколо контактної зони робоче напруження буде перевищувати границю плинності. Внаслідок витіснення, матеріал шарошки отримує незначний наклеп, який позитивно впливає на захоплення зубка тілом вінця шарошки.

На рівні висоти виступу вінця шарошки контактний тиск (1) буде мати вигляд

$$p_K(l) = \frac{N}{d_3} \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{l^2 + d_3 + \mu_{uw}}{l^2 - d_3 + E_{uw}} \right)^{-1}, \quad (8)$$

де l – ширина робочої поверхні вінця шарошки.

Максимальне значення радіальних, поздовжніх і тангенціальних напружень досягаються на контактній площині тіла вінця з тілом зубка: для шарошки

$$\begin{cases} \sigma_1 = \sigma_r = p_K(l) \frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3}; \\ \sigma_2 = \sigma_z = -f\sigma_r = fp_K(l); \\ \sigma_3 = \sigma_r = -p_K(l); \end{cases} \quad (9)$$

для зубка

$$\begin{cases} \sigma_1 = \sigma_z = -fp_K(l); \\ \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_r = \sigma_t = -p_K(l). \end{cases} \quad (10)$$

Значення розрахунково-еквівалентних напружень набудуть вигляду:

$$\begin{aligned} \sigma_{EKB}^{uw} &= \frac{p_K(l)}{\sqrt{2}} = \left(\left(\frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} - f \right)^2 + \right. \\ &\left. + (1-f)^2 + \left(\frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} - 1 \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_P]_{uw}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\sigma_{EKB}^3 = p_K(l)(1-f) \leq [\sigma_P]_3. \quad (12)$$

Величина допустимого натягу

$$T_N = d_3 \times$$

$$\begin{aligned} &\times \left[\frac{\sqrt{2}[\sigma_P]_{uw}}{\sqrt{\left(\frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} - f \right)^2 + (1-f)^2 + \left(\frac{l^2 + d_3}{l^2 - d_3} - 1 \right)^2}} + \right. \\ &\left. + \frac{[\sigma_P]_3}{1-f} \right] \cdot \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{l^2 + d_3 + \mu_{uw}}{l^2 - d_3 + E_{uw}} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Для шарошкових бурових доліт, в яких $l = 1,5d_3$, можна записати більш спрощений вираз для розрахунку допустимого натягу

$$\begin{aligned} T_N &= d_3 \left[\frac{\sqrt{2}[\sigma_P]_{uw}}{\sqrt{(2,6-f)^2 + (1-f)^2 + 2,56}} + \right. \\ &\left. + \frac{[\sigma_P]_3}{1-f} \right] \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{2,6 + \mu_{uw}}{E_{uw}} \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Для практичного використання формул необхідно знати величини $[\sigma_P]$, μ , E для матеріалів тіла шарошки і зубків. У табл. 1 представлено дані про механічні властивості матеріалів шарошки і зубка, які використовувались під час розрахунків.

Таблиця 1 – Механічні властивості сталей шарошок і твердих сплавів зубків, необхідні для розрахунків [12, 13]

Матеріал	Модуль пружності E , МПа	Границя плинності σ_T , МПа	Коефіцієнт Пуассона μ
14ХНЗМА	$2,1 \cdot 10^5$	886	0,3
16ХНЗМА	–	834	–
17НЗМА	–	745	–
20ХНЗА	–	750	–
ВК8-ВК	$5,8 \cdot 10^5$	1800	0,21

Таким чином, отримано дві розрахункові формули (7) і (13) для оцінки раціональної величини натягу під час посадки твёрдосплавних зубків в тілі шарошки.

Таблиця 2 – Вплив коефіцієнта запасу міцності на параметри посадки зубка зі сплаву ВК8-ВК в тіло шарошки зі сталі 14ХН3МА

		$d_3 = 10 \text{ мм}$			$d_3 = 14 \text{ мм}$		
Коефіцієнт запасу міцності k_T		1,25	1,50	1,75	1,25	1,50	1,75
Натяг, мм		0,115	0,105	0,085	0,140	0,125	0,115
Напруження, МПа	σ_r	-1522,67	-1390,26	-1125,45	-2324,06	-1182,19	-1087,62
	σ_τ	±1522,67	±1390,26	±1125,45	±2324,06	±1182,19	±1087,62
	σ_z	152,227	139,03	112,55	132,241	118,22	108,76

Попередній аналіз цих формул свідчить, що отриманий натяг за формулою (13) більший за величину допустимого натягу за формулою (7). Це є наслідком того, що під час посадки зубка тіло вінця має більшу можливість деформуватися через наявність вільних бокових поверхонь. Оскільки цієї можливості в тілі шарошки практично немає, при розрахунку міцності з'єднання „зубок-шарошка” слід керуватися формулою (7). Якщо замість допустимого напруження взяти границю плинності

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

розрахункова формула для встановлення величини допустимого натягу посадки зубків приймає вигляд

$$T_N = \frac{d_3}{k_T} \left(\frac{\sigma_{Tu}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{Tz}}{1-f} \right) \times \left(\frac{1-\mu_3}{E_3} + \frac{1+\mu_{uu}}{E_{uu}} \right), \quad (14)$$

де k_T – коефіцієнт запасу міцності

Величина сили, яка необхідна для витягнення зубка з тіла шарошки під час натягу (14), визначиться за формулою

$$P_B = \pi f p_k d_3 h_z = \frac{\pi f d_3 h_z}{k_T} \times \left(\frac{\sigma_{Tu}}{\sqrt{1+f^2}} + \frac{\sigma_{Tz}}{1-f} \right). \quad (15)$$

де h_z – глибина посадки зубка в тіло шарошки.

Оскільки коефіцієнт запасу міцності та величина натягу суттєво впливають на прогнозування надійності з'єднання „зубок-шарошка”, було досліджено вплив коефіцієнта запасу міцності на параметри посадки зубка з сплаву ВК8-ВК в тіло шарошки зі сталі 14ХН3МА. В табл. 2 наведено розрахункові дані посадки зубків в тіло шарошки за різних значень коефіцієнта запасу міцності.

Як впливає з аналізу проведених досліджень (рис. 2), зменшуючи запас міцності можна збільшити силу натягу, і тим самим підвищити жорсткість з'єднання. Однак, збільшення величини натягу до границі плинності матеріа-

лів з'єднаних деталей може негативно вплинути на стійкість тіла зубка під час руйнування гірських порід.

За великих натягів часто відбувається злам зубків на рівні вінця, що обґрунтовується концентрацією напружень, зниженням міцності в ділянці виходу зубка з тіла шарошки, додатковим підвищенням напруженого стану цієї частини за рахунок дії сил реакції вибою. Для усунення вказаних явищ в [3] пропонується зменшувати внутрішні напруження в зоні виходу зубка у з'єднанні „зубок-шарошка” шляхом прорізування канавками вінців шарошки навколо зубків на глибину цементованого шару, а також формування замкової канавки на зубку. Однак, цілком позбутись на практиці негативних наслідків підвищення концентрації напружень на ділянці виходу зубка з шарошки проблематично. Тому при підборі коефіцієнту запасу міцності, отже, і величини натягу, слід також враховувати вплив реакції вибою на напружений стан зубка.

Проведено порівняльні дослідження впливу коефіцієнта запасу міцності тіла шарошки на величину оптимального натягу пресового з'єднання „зубок-шарошка” та на силу випресовування зубка (зубок із сплаву ВК8-ВК) для шарошок зі сталей 14ХН3МА, 16ХН3МА, 20ХН3А, 17Н3МА (рис. 2). Отримані дані свідчать про те, що фізико-механічні властивості сталі 14ХН3МА забезпечують найкращі показники, які визначають надійність з'єднання „зубок-шарошка”.

Проведені стендові випробовування секцій шарошкових доліт, в яких шарошки виготовлені із досліджуваних сталей, підтвердили правильність висунутих залежностей для прогнозування і аналізу надійності з'єднання „зубок-шарошка”.

Аналіз отриманих результатів виявив, що шарошки зі сталі 14ХН3МА мають вищу стійкість до випадання зубків. На робочих поверхнях спостерігаються дрібні сколювання, каверни від ударно-абразивного зношування (рис. 3, а). Причому було помічено, що високі значення натягу в з'єднанні „зубок-шарошка” спричинюють виникнення значних напружень в тілі зубка, що призводить до різкого зниження тріщиностійкості твердого сплаву. Цим можна пояснити інтенсивне сколювання зубків із залишками хвостовика в тілі шарошки (рис. 3, б).

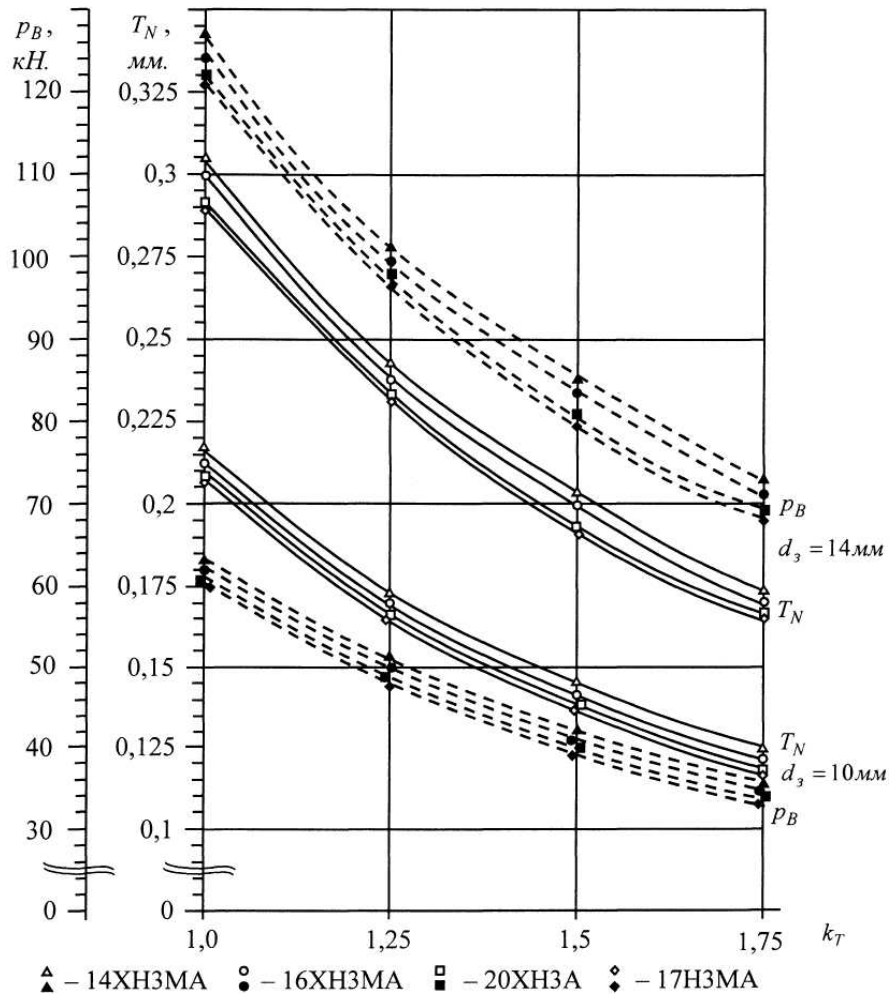


Рисунок 2 – Вплив коефіцієнта запасу міцності тіла шарошки на величину оптимального натягу пресового з’єднання „зубок-шарошка”, та на силу випресовування зубка (зубок зі сплаву ВК8-ВК)

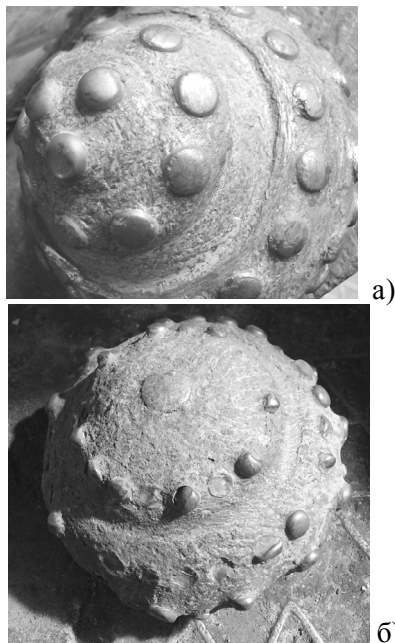


Рисунок 3 – Руїнування шарошок із сталі 14ХНЗМА за різних натягів у посадці з’єднання „зубок-шарошка”



Рисунок 4 – Випадання зубка з шарошки, виготовленої із сталі 20ХНЗМА за недостатнього натягу під час посадки

Випробовування шарошок зі сталі 16ХНЗМА засвідчили сколювання зубків до 3% та викорчовування, розхитування та випадання зубків, що засвідчило незадовільну міцність з’єднання „зубок-шарошка”.

У шарошках зі сталі 20ХНЗМА і 17НЗМА на тлі загального зношування озброєння та вінців спостерігається випадання зубків за недостатнього натягу в з’єднанні (рис. 4).

Необхідно зауважити, що на шарошці немає яскраво вираженої пластичної деформації,

як це спостерігається в шарошках зі сталей 14ХНЗМА, 16ХНЗМА. Це свідчить, що випадання зубків спричинене нижчою границею плинності сталей 17НЗМА, 20ХНЗА, і тут має місце висока жорсткість в системі „шарошка-зубок-вибій”.

Отже, отримано залежності для встановлення раціональної величини натягу під час посадки твердосплавних зубків у тілі шарошки. Встановлено, що фізико-механічні властивості сталі 14ХНЗМА забезпечують необхідні натяги і міцність з'єднання „зубок-шарошка”. Оптимізація натягів позитивно впливає на зменшення ймовірності руйнування зубка і шарошки як за складальних операцій із виготовлення, так і під час припрацювання на вибої.

Надалі актуальним є з'ясування питання впливу робочих навантажень на стійкість вставного твердосплавного озброєння шарошкових доліт.

Література

- 1 Петрина Ю.Д., Борушак Б.О., Артим В.І. Аналіз надійності з'єднання „зубок-шарошка” для комбінованих зубків // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 1997. – № 34. – С.19-22.
- 2 Петрина Ю.Д., Яким Р.С., Пасинович Т.Б. Підвищення надійності з'єднання „шарошка-зубок” в тришарошкових бурових долотах // Анотації Міжнародної науково-технічної конференції „Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці” „ІФТУНГ-40”. – Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р. – С. 279.
- 3 Крылов К.А., Стрельцова О.А. Повышение долговечности и эффективности буровых долот. – М.: Недра, 1983. – 206 с.
- 4 Гусейнов А.А. Влияние натяга на прочность сопряжения „штырь-отверстие” // Материалы III научно-технической конференции молодых ученых и специалистов нефтяного машиностроения, посвященной вопросам повышения долговечности и совершенствования нефтепромыслового оборудования и инструмента. – Баку: Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-технологический институт нефтяного машиностроения, 1973. – С.72-76.
- 5 Кривошея В.В., Мельничук А.В. Перспективная технология сборки породоразрушающих инструментов // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Тезисы докладов V Международной конференции. – К.: ИСМ им. В.Н.Бакуля НАН Украины, 2002. – С.140-144.
- 6 Григоренко С.І., Кодак О.С., Пітулей Л.Д. Теоретичні передумови підвищення міцності з'єднання „зубок-шарошка”. Аналіз надійності з'єднання „зубок-шарошка” для комбінованих зубків // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 1997. – № 34. – С.83-85.
- 7 Кодак О.С., Григоренко С.І., Онисько О.Р. Технологічні передумови забезпечення міцності з'єднання твердосплавних зубків з тілом шарошки // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 1998. – № 35 (том 4). – С.50-53.
- 8 Корнута В.А. Аналіз можливостей моделювання напружено-деформованого стану деталей з'єднання твердосплавний зубець-шарошка // Анотації Міжнародної науково-технічної конференції „Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці” „ІФТУНГ-40”. – Івано-Франківськ 16-20 квітня 2007 р. – С.183.
- 9 Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов. 5-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1980. – 592 с.
- 10 Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1988. – 763 с.
- 11 Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: В 3-х кн., Кн. 1. изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 623 с.
- 12 Жидовцев Н.А., Кершенбаум В.Я., Гинзбург Э.С. и др. Долговечность шарошечных долот. – М.: Недра, 1992. – 272 с.
- 13 Лошак М.Г. Прочность и долговечность твердых сплавов – К.: Наукова думка, 1984. – 328 с.