

Л.Д. ПИТУЛЕЙ, Р.Т. КАРПІК, І.О. ШУЛЯР
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАПРЕСУВАННЯ ВСТАВНИХ ЗУБКІВ ШАРОШОК БУРОВИХ ДОЛІТ

Розглядається проблема надійності кріплення вставних зубків у корпусі шарошки бурового долота, оскільки відсутність рекомендацій щодо оптимальних параметрів запресування негативно впливає на показники стійкості шарошкових доліт. При дослідженні враховувалися конкретні специфічні умови роботи з'єднання з натягом та різниця модулів пружності його елементів. За критерій оцінки стримуючого зусилля прийнято величину зусилля випресування зубка. Як показали дослідження, при встановлених діапазонах натягів «зубок – корпус шарошки» для вставних зубків певних типорозмірів досягається їх надійне закріплення.

Ключові слова: долото, шарошка, зубок, хвостовик, з'єднання, запресування, випресування, натяг, питомий тиск.

L.D. PITULEI, R.T. KARPYK, I.O. SHULIAR
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

THE STUDY OF THE OPTIMAL PARAMETERS FOR PRESSING OF THE REPLACEABLE ROLLER BITS OF THE DRILLING BITS

Annotation - The problem of reliability of the mounting of replaceable bits in the roller bit body of the drilling bit is considered since the lack of recommendations for optimal parameters of pressing adversely affects stability index of the rock drilling bits. In the study, specific working conditions of pressure coupling and the difference between elastic modulus of its elements have been considered. As a criterion for restraint evaluation, the restraint value of the bit knockout was adopted. The study has shown that with the set pressure range of "the bit — the body of the roller bit" for the replaceable bits of certain sizes, their reliable mounting can be achieved.

Keywords: drilling bit, roller bit, bit, liner, coupling, pressing in, knockout, pressure, specific pressure.

Постановка проблеми

Оскільки в процесі експлуатації шарошок бурових доліт із вставними зубками виникають випадки їх зламу, викришування та випадання з тіла шарошки, постає задача дослідження причини такого роду зношування та методів їх усунення [1].

На показники зносостійкості роботи шарошкових доліт із вставними зубками суттєво впливає якість їх запресування в корпус шарошки. Запресування повинно забезпечувати:

- рівномірне закріплення всіх зубків на визначену глибину згідно типорозмірів;
- співвісність зубків з отворами у шарошці;
- оптимальний натяг з'єднання «вставний зубок-корпус шарошки».

Аналіз останніх досліджень

Відсутність обґрунтованих рекомендацій, щодо процесів запресування, впливає на недосконалість конструкції доліт із вставним оснащенням і, як наслідок, на зменшення ресурсу їх роботи (на 20 – 30%). [2]

Авторами [3] проведені дослідження оптимальних умов запресування, при яких можливо визначити необхідні технологічні параметри, зокрема максимальні зусилля на одиницю довжини з'єднання «зубок-тіло шарошки», що дозволяють забезпечити якість такого з'єднання.

Формулювання цілей статті

Теоретично встановити оптимальні параметри запресування вставних зубків та експериментально дослідити зміну зусилля випресування зубків від величини натягу, враховуючи конкретні специфічні умови роботи з'єднання та різницю модулів пружності його елементів.

Виклад основного матеріалу

За критерій оцінки стримуючого зусилля прийнято величину зусилля випресування зубка. Натяг, який відповідає максимальному зусиллю випресування зубка із дослідного зразка, приймався конкретним для певних умов.

При теоретичному дослідженні напруженого стану ділянки, яка прилягає до спряженої поверхні отвору шарошки, нехтувалось процесами пластичної деформації шарошки у зв'язку з її масогабаритністю в порівнянні із масою зубка. Оскільки модуль пружності матеріалу зубка (ВК8) в 3 рази більший за модуль пружності матеріалу шарошки (в основному Сталь 18ХНЗМА), деформацію проаналізовано тільки в межах зони пружності.

Згідно теорії найбільших дотичних напружень питомий тиск на контактних поверхнях спряження «зубок-корпус шарошки» визначається за формулою:

$$\rho_{2T} \leq \tau_{2T} \left[1 - \frac{d_{nom}}{d_2} \right], \quad (1)$$

де τ_{2T} - межа плинності матеріалу охоплюючої поверхні (тіла шарошки) при зсуві;

d_{nom} - номінальний діаметр з'єднання;

d_2 - діаметр охоплюючої поверхні.

Межа плинності матеріалу охоплюючої поверхні при зсуві визначається за формулою:

$$\tau_{2T} = 0,58\sigma_{2T},$$

де σ_{2T} - межа плинності матеріалу охоплюючої поверхні при розтягу.

Крім того, питомий тиск на контактній поверхні з'єднання визначається з врахуванням модулів пружності та коефіцієнтів Пуассона матеріалів зубка ($E_1 = 6 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,25$) та шарошки ($E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,3$):

$$\rho_{2T} = \frac{N_P \cdot E_1}{x d_{nom} \left(C_1 + \frac{E_1}{E_2} \right) C_2}, \quad (2)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{nom}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{nom}} \right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{nom}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{nom}}{d_2} \right)^2};$$

N_P - розрахунковий натяг з'єднання «зубок-корпус шарошки»;

x - коефіцієнт, який враховує співвідношення довжини до діаметра з'єднання;

d_1 - номінальний діаметр зубка.

Підставивши у формулу 2 значення модулів пружності та коефіцієнти Пуассона для матеріалів з'єднання, отримаємо:

$$\rho_{2T} = \frac{1,29 \cdot 10^4 \cdot N_P}{x d_{nom}}. \quad (3)$$

Тому розрахунковий натяг, при якому забезпечується максимальне зусилля запресування для утримання зубка в корпусі шарошки визначається як:

$$N_P = \frac{\rho_{2T} \cdot x d_{nom}}{1,29 \cdot 10^4}. \quad (4)$$

Таким чином, для конкретних типорозмірів зубка та відповідних розмірів отворів в корпусі шарошки можна знайти оптимальне значення натягу, перевищення величини якого може викликати появу пластичних деформацій на контактній поверхні з'єднання. Подальше збільшення зусилля запресування при незмінних конструктивних параметрах з'єднання та глибини запресування може привести до пластичної деформації в зоні деякого діаметра d_3 при умові, що $d_3 < d_2$. При цьому питомий тиск на контактній поверхні з'єднання визначається за формулою:

$$\rho_2 = -2\tau_{2T} \ln \frac{d}{d_3} + \tau_{2T} \left[1 - \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Знак «мінус» перед першим доданком змінюється на «плюс», так як $\frac{d_{nom}}{d_3} < 1$.

При пружних деформаціях, коли $d_{nom} = d_3$ та для масивного корпусу шарошки, коли значенням $\left(\frac{d_3}{d_2} \right)^2$ можна знехтувати, питомий тиск на контактній поверхні з'єднання визначається як:

$$\rho_2 = \tau_{2T} \left(1 - 2 \ln \frac{d_{nom}}{d_3} \right) \quad (6)$$

Отже, величина оптимального натягу при відомих діаметрах з'єднання залежить від межі плинності при розтягу матеріалу корпусу шарошки (при умові відсутності тріщиноутворень).

Розглянемо причини появи тріщин і зрізу матеріалу тіла шарошки при запресуванні вставних зубків в корпус шарошки.

Ці явища безпосередньо пов'язані з межею плинності матеріалу охоплюючої поверхні та величиною натягу з'єднання. При цьому при більшому значенні межі плинності величина допустимого натягу лімітується умовою тріщиноутворення, а при меншому значенні – умовою зрізу матеріалу. При високій межі плинності тріщиноутворенню в поверхневому шарі поблизу отвору також сприяє концентрація напружень в цій зоні, обумовлена крайковим ефектом, який виникає внаслідок вильоту зубка за межі отвору.

Перш за все такого роду ефект є характерним для цементованого шару, висока твердість якого (HRC 56 - 61) сприяє крихкому руйнуванню матеріалу. В меншій мірі крайковий ефект спостерігається в зоні дна отвору корпусу шарошки.

На зріз матеріалу корпусу шарошки впливає також кут фаски відносно осі з'єднання: чим більший кут фаски відносно осі з'єднання, тим меншим повинно бути значення величини натягу. Найбільш оптимальним при запресуванні зубків в корпус шарошки є кут фаски в межах $3 - 6^{\circ}$.

Проте використання зубків з фасками таких незначних кутів пов'язано із значним зменшенням активної довжини з'єднання, а також технологічними труднощами утворення фасок у зв'язку з малою довжиною зубків. Тому експериментальні зразки виготовлялись з кутами фасок 15° з деяким згладжуванням між циліндричною та конічною поверхнями.

Експерименти проводили на спеціальних циліндричних зразках з вінцями, що імітують тіло шарошки з отворами під зубки.

Зразки виготовляли як з цементованими, так і нецементованими поверхнями при різних значеннях твердості серцевини (HRC32-35; HRC35-37; HRC40-44; HRC56-61). Отвори висвердлювались після викінчувальної термообробки. Міжосьова віддаль – 1,5d. Шорсткість поверхні отвору R_a 2,5–1,6. Відхилення від циліндричності форми на базовій довжині не більше, ніж 0,015 мм.

Основний об'єм експериментів проведено для з'єднань з номінальним діаметром 10мм та довжиною 7мм. Також досліджувались з'єднання з номінальними діаметрами 8 та 12 мм та відповідно довжинами 5, та 9 мм (рис.1).

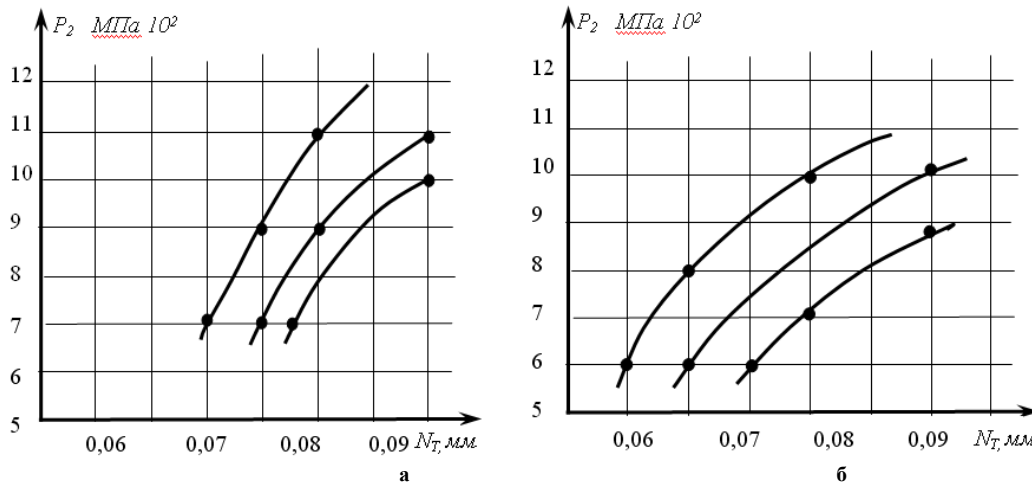


Рис. 1. Залежність питомого тиску на контактній поверхні з'єднання «зубок-корпус шарошки» від натягу з'єднання при HRC 40 – 44 (а); при HRC 35 – 37 (б): 1 – d = 8 мм; 2 – d = 10 мм; 3 – d = 12 мм

За результатами експериментів отримано залежності зусилля випресування зубка від величини натягу (рис. 2).

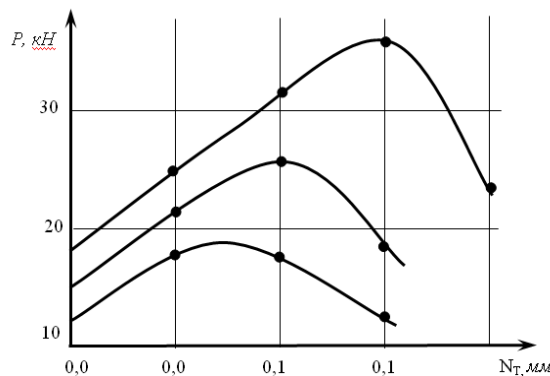


Рис. 2. Залежність зусилля випресування зубків від величини натягу N_T з'єднання «зубок-корпус шарошки» Ø10: 1-HRC 32 - 34; 2 - HRC 35 - 37; 3 – HRC 40 - 44

Як видно з рис. 2, зусилля випресування зубків із отворів збільшується із збільшенням натягу до певного значення, причому подальше збільшення натягу приводить до різкого зменшення зусилля випресування. Зменшення зусилля випресування при збільшенні натягу більше оптимального значення пояснюється частковим або повним зняттям поверхневого шару у отворі.

Впливу форми зразка та віддалей між отворами на зусилля випресування не помічалось. З підвищенням твердості зразків, а відповідно межі пластичності при зсуві досліджуваних матеріалів, зусилля випресування збільшується у всьому діапазоні натягів. Одночасно збільшується величина оптимального натягу з'єднання.

Висновки

Як показали дослідження, при встановлених діапазонах натягів з'єднання «зубок-корпус шарошки» для вставних зубків певних типорозмірів досягається їх надійне закріплення.

Згідно теорії найбільших дотичних напружень та враховуючи питомий тиск на контактній поверхні з'єднання «зубок-корпус шарошки» встановлено оптимальні параметри запресування вставних зубків. Сформульовано та розв'язано технологічні задачі щодо надійного закріплення хвостової частини зубків на визначену глибину згідно типорозмірів. Подальше поглиблення досліджень слід проводити, зважаючи на умови міцності такого роду з'єднань, враховуючи коефіцієнт тріщиностійкості K_{IC} , а також ускладнювати умови експериментів завдяки математичним моделям непружного деформування матеріалів.

Література

1. Шарошечные долота. Международный транслятор-справочник: Международная инженерная энциклопедия / [Под науч. ред. В.Я. Кершенбаума, А.В. Торгашова]. М: Недра, 2000. – 245 с.
2. Исследование напряженно-деформированного состояния при запрессовке твердосплавных элементов вооружения шарошки бурового долота / [Р.М.Богомолов, Л.В.Морозов, Н.В.Носов, В.И.Кремлев] // Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Сер.: Техн. науки. – 2005. – Вып. 39. – С.98-103.
3. Рациональний підбір натягу у з'єднанні зубця з шарошкою / [І.П. Шацький, І.О. Шуляр, В.А. Корнута, Л.Я. Роп'як] // Прогресивні технології і системи машинобудування. – 2013. – Вип.45. С.17 – 25.

References

1. Sharoshechnye dolota. Mejdunarodnyy translyator-spravochnik: Mejdunarodnaya injenernaya e'nciklopediya / [Pod nach. red. V.Y. Kershenbauma, A.V. Torgashova]. M, Nedra, 2000, 245 p.
2. Bogomolov R.M., Morozov L.V., Nosov N.V., Kremlev V.I. Issledovanie napryajenno-deformirovanogo sostoyaniya pri zapressovke tverdosplavnyh elementov vooruzeniya sharoshki burovogo dolota, Vesnik Samar. gos. tehn. un-ta. Ser. Tehn. Nauki, 2005, Vyp. 39, pp. 98-103.
3. Shackiy I.P. Shulyar I.O., Kornuta V.A., Ropyak L.Y. Racionalniy pidbir natyagu u ze'dnanni zubcy z sharoshkoyu, Progresivni tehnologii i sistemi mashinobuduvannya, 2013, Vip. 45. pp. 17 - 25.

Рецензія/Peer review : 21.2.2014 р.

Надрукована/Printed :13.7.2014 р.