

## ПОКРАЩЕННЯ ЯКОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЦЕСУ ЗАПРЕСОВУВАННЯ ЗУБЦІВ У ШАРОШКИ БУРОВИХ ДОЛІТ

© Сліпчук А. М., Яким Р. С., 2017

Встановлено, що за забезпечення існуючою технологією нормального розподілу розмірів отворів у вінцях шарошок під вставні твердосплавні зубці типорозміром 14 мм створюються сприятливі умови для групування селективних груп по розмірах отворів та вставних зубців. Запропоновано підхід для встановлення раціональних параметрів натягів для проектування з'єднання "зубець–шарошка" у дев'яти селективних групах. Такий підхід уможлиблює забезпечити стале середнє значення натягу на рівні 0,103 мм. Формування селективних груп зубців і отворів під них забезпечує отримання заданої точності під час складання з'єднання "зубець–шарошка" за умов заданої точності оброблення отворів у вінцях шарошок. Це усуває виникнення нераціональних значень натягів, які знижують надійність з'єднання "зубець–шарошка".

*Ключові слова: шарошка, твердосплавні зубці, селективні групи, бурове долото, натяг.*

## IMPROVING THE QUALITY OF THE TECHNOLOGY OF THE PROCESS WHEN PRESERVING TUNGSTEN CARBIDE INSET CUTTER IN THE CONE

Determined that modern technology to ensure normal distribution sizes of holes in the roller cone bit for installation cutter pick under the false standard size of 14 mm create favorable conditions for selective grouping groups the size of holes and plug tungsten carbide inset cutter. In article proposed a method to establish rational parameters tensions in the design of connections "cone – tungsten carbide inset cutter" nine selective groups. This approach enables to provide constant average value of tension at 0.103 mm. Formation of selective groups tungsten carbide inset cutter and holes for it a specified accuracy when drawing up connection "cone – tungsten carbide inset cutter " provided the desired precision cutting holes in the row of cone. It does not appear irrational values of the tensions which reduce the reliability of "cone – tungsten carbide inset cutter".

*Key words: cutter, carbide teeth, selective group, drill bit, tension.*

**Постановка проблеми.** Сьогодні для спорудження свердловин різноманітного призначення широко застосовуються бурові шарошкові долота, оснащені вставними твердосплавними породоруйнівними зубцями. Технологія виготовлення таких доліт є однією з найскладніших у долотобудуванні. Поміж проблем досягнення якості шарошкових бурових доліт однією з найдискусійніших є забезпечення якості кріплення твердосплавних вставок у тіло шарошок. Важкі умови роботи вставного породоруйнівного оснащення бурових доліт, особливості матеріалів шарошки й твердосплавних зубців, конструкція з'єднання "зубець–шарошка", особливості технології виготовлення спричиняють постановку комплексної проблеми. У цій роботі аналізуються проблеми вдосконалення технології пресування вставних твердосплавних породоруйнівних зубців з метою

підвищення якості породоруйнівного оснащення шарошок доліт, призначених для буріння порід середньої твердості.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Аналізом даних досвіду виготовлення тришарошкових бурових доліт зі вставним породоруйнівним оснащенням, а також результатів досліджень з окресленої проблеми встановлено, що існує кілька перспективних рішень [1]. Першим є встановлення раціональних значень посадок з гарантованим натягом, для чого встановлено характер напруженого стану у з'єднанні “зубець–шарошка” та раціональні параметри посадок твердосплавних вставок у вінці шарошок [1 – 4]. Одночасно виявлено низку труднощів, спричинених суперечливими вимогами до матеріалів деталей доліт. Тому у кожному випадку необхідно враховувати фізико-механічні показники матеріалів спряжених деталей.

Розроблено раціональні параметри технологічного процесу пресування із застосуванням нагрівання шарошки і охолодження вставного зубця [1, 5]. Тим не менше, аналізом встановлено, що в умовах масового виготовлення шарошок із вставним твердосплавним породоруйнівним оснащенням не завжди можна домогтися якості кріплення зубців діаметром, більшим за 14 мм.

Важливими є розроблені рекомендації щодо призначення номінального діапазону натягів (0,111–0,167 мм) для посадки зубців з середнім діаметром 12 мм [6]. Також на велику увагу заслуговують дослідження встановлення натягів, близьких до максимально допустимого значення за рахунок автоматизації процесу складання [7]. Однак аналізом заводського входного контролю твердосплавного зубця, що є покупним компонентом, встановлено параметри відхилення розмірів, що загрожували б виникненню незавершеного виробництва. Особливо це було б відчутним за сучасних умов, коли на замовлення підприємства може бути доставлена мала кількість бурових доліт, що повинні оснащуватися відповідними типорозмірами зубців.

На основі аналізу сучасного стану виробництва доліт встановлено, що велике значення має раціональна організація процесу складання за допомогою формування селективних груп зубців і отворів. Тут вивчається ефективне формування таких груп для твердосплавних вставок діаметром до 13 мм [1, 5, 8]. Застосування селективного складання уможливило отримувати однорідніші з'єднання деталей: у пресових посадках найбільший натяг зменшується, найменший – збільшується, і обидва вони наближаються до середнього. Зменшення різниці між натягами підвищує однорідність, а отже, і якість з'єднання.

Аналізом точності процесу формоутворення отворів на вінцях шарошок встановлено непрогнозоване відхилення їхніх розмірів [9]. Особливо це стосується отворів під вставки діаметром, більшим за 12 мм. Такий стан речей ускладнює процес складання через виникнення браку на технологічній операції пресування. Для усунення цієї проблеми на виробництві застосовується розверчування отворів під селективний зубець із застосуванням пошукової оправки [10–15].

Аналізом встановлено, що вдосконалення технології пресування твердосплавних зубців у вінці шарошок, вимагає комплексного вирішення, яке передбачає вибір плавко долотних сталей, що забезпечують необхідну тріщиностійкість, проведення якісної термообробки, забезпечення заданої точності формоутворення отворів, якості складання з'єднання “зубець–шарошка”.

**Формулювання мети роботи.** Мета роботи – висвітлити дослідження, що вирішують важливу практичну проблему з вдосконалення існуючої технології виготовлення тришарошкових бурових доліт з твердосплавним вставним породоруйнівним оснащенням. З цією метою необхідно вивчити вплив параметрів конструкції з'єднання “зубець–шарошка” на прикладі застосування твердосплавних зубців діаметром не нижче ніж 14 мм та дослідити вплив натягів для забезпечення надійності вставного породоруйнівного оснащення.

**Виклад основного матеріалу.** Вихід з ладу вставного твердосплавного породоруйнівного оснащення є наслідком багатьох причин, поміж яких можна виділити недосконалість технології

виготовлення доліт. Фіксуються випадки руйнування твердосплавних зубців чи їхнє випадання (рис. 1). Як наслідок, вінці шарошок зазнають зношення та катастрофічного руйнування. Це, як правило, наслідок неякісного пресового з'єднання “зубець–шарошка”.

Розглянемо модель, показану на рис. 2, де  $E_1$  і  $E_2$  – пружні складові системи, що моделюють напружений стан ділянок у зоні спряження “отвір–хвостовик”. Пряма  $AB$  ілюструє характеристику пружних складових (відповідно до діаграми розтягу стандартних зразків). У ситуаціях, коли сили  $P$ , близькі до граничнодопустимих, зміщення зубця на значення  $\Delta$  від дії сили  $F$  сприяє сила  $P_2$ . Отже, для надійності з'єднання необхідно, щоб значення натягу задовольняло таку умову.



Рис. 1. Загальний вигляд зруйнованого породоруйнівного оснащення на найвантажніших вінцях шарошки тришарошкового бурового долота 269,9 ОК-ПВ: а – випадання і руйнування породоруйнівної частини твердосплавних зубців та завальцьовування вінця шарошки; б – випадання твердосплавних зубців шарошки

Коли сила  $P_1$  спричинить напружений стан, що дорівнює граничній точці  $B$  (після якої настає пластична деформація чи утворення тріщин у метали),  $P_2$  спричинить наближений до нуля напружений стан, що відповідає точці  $A$ . При цьому сила  $F$  є максимальною, яка тільки може виникнути в умовах руйнування породи вибою твердосплавним зубцем.

Аналізом проблем, що виникають під час технологічного процесу складання з'єднання “зубець–шарошка”, встановлено, що не завжди можна досягти вимог якості. Особливо це стосується випадків, коли необхідно застосовувати твердосплавні зубці діаметром від 14 мм, виготовлених згідно з ТУ 48-4205-44-2002. Застосовувана на виробництві методика групової заміни не дає стабільних результатів. Аналізом встановлено, що на відміну від хвостовика твердосплавної вставки, поверхня отвору вінця під час пресування зазнає пластичної деформації, також спостерігається зріз і зминання. Також у вінцях шарошок виявлений негативний прояв “крайового ефекту” (рис. 3). Зокрема, у початковий момент, коли відбувається наживлення хвостовика твердосплавного зубця, різко зростають контактні напруження у ділянці контакту “торець хвостовика – вхідна частина отвору” (рис. 3, а).

Під час пресування характер розподілу напружень змінюється (рис. 3). Відповідно до того, як різко зростає зусилля під час наживлення хвостовика, зростає й напружений стан у вхідній ділянці

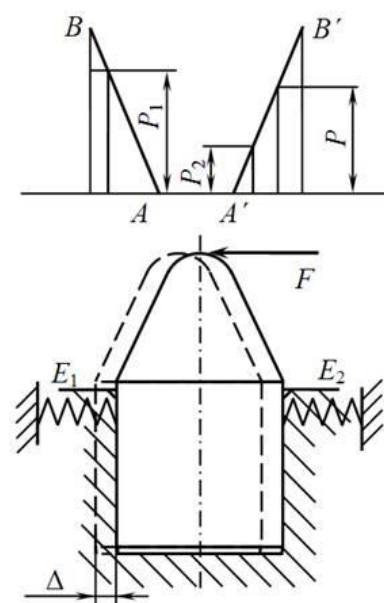


Рис. 2. Моделювання спряження твердосплавного породоруйнівного зубця з отвором у тілі шарошки бурового долота

отвору  $S_{p\text{кр max}}$  (рис. 3, а). Під час пресування значення цього зусилля зменшується, і досягнувши  $S_{p\text{кр}}$ , зберігає певну сталість. У вхідній частині отвору залишається пік напружень  $S'_{p\text{кр}}$  (рис. 3, в), при цьому найменші значення напружень між двома піками є мінімальним  $S_p$ . Відтак необхідно забезпечити такий раціональний натяг, за якого не виникатиме мікротріщин у тілі вінця шарошки чи перенапруження хвостовика вставного зубця, що спричинить його руйнування. Або ж твердосплавний зубець не випаде під дією циклічного навантаження. З цією метою встановимо параметри селективних груп, застосування яких добре зарекомендувало себе під час пресування вставок малих діаметрів.

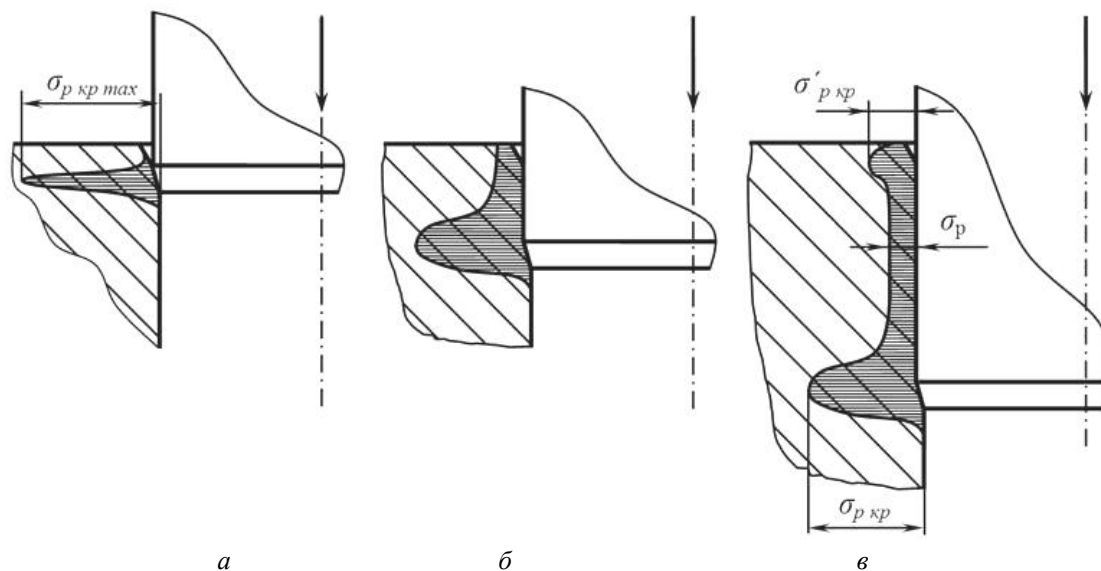


Рис. 3. Характер напруження у зоні “зубець–шарошка” під час пресування

Отже, для зубців  $\varnothing 14,14_{-0,027}$  мм існуючою технологією забезпечується формоутворення отворів у вінцях шарошок розмірами  $\varnothing 14,00 - 14,05$  мм. Відтак натяг у з’єднанні “зубець–шарошка” змінюється від  $N_{\text{max}} = 0,140$  мм до  $N_{\text{min}} = 0,063$  мм. Такі значення натягів не відповідають існуючим вимогам, що діють на виробництві. Зокрема, нормативна документація регламентує значення натягу у розглядуваному з’єднанні у межах від  $N_{\text{min}} = 0,087$  мм до  $N_{\text{max}} = 0,143$  мм. Враховуючи це, виправданим є застосування селективного складання та забезпечення точності отримання конструкторських показників отворів. З цією метою аналізували точність геометричних параметрів хвостовиків зубців та отворів під них.

Враховуючи відомі формули опору матеріалів нерухомість пресового з’єднання забезпечується створенням натягу з відповідним розподілом напружень у тілі зубця і у спряжених шарах тіла шарошки. Тому вплив механічних показників матеріалів зубця та шарошки на величину сил контактної зв’язку і натяги у з’єднанні оцінювали на основі відомих формул Ляме [7, 10]:

$$p_k = \frac{N}{d_3} \left( \frac{1 - m_3}{E_3} + \frac{1 + m_u}{E_u} \right)^{-1}, \quad (1)$$

де  $d_3$  – діаметр зубця (мм);  $N$  – величина натягу при посадці зубця у шарошку (мм);  $m_3$  – коефіцієнт Пуассона для матеріалу хвостовика зубця (для твердого сплаву 0,24);  $m_u$  – коефіцієнт Пуассона для сталі шарошки (0,3);  $E_3$  – модуль пружності для матеріалу хвостовика зубця ( $5,6 \cdot 10^5$  МПа);  $E_u$  – модуль пружності для матеріалу шарошки ( $2,1 \cdot 10^5$  МПа).

Розрахуємо контактний тиск, який виникає під час запресовування зубця за максимального натягу  $N_{\max} = 0,140$  мм:

$$p_{\kappa} = \frac{N}{d_3} \left( \frac{1 - m_3}{E_3} + \frac{1 + m_u}{E_u} \right)^{-1} = \frac{0,140}{14} \left( \frac{1 - 0,24}{5,6 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3}{2,1 \cdot 10^5} \right)^{-1} = 2130 \text{ МПа}$$

та мінімального  $N_{\min} = 0,063$  мм:

$$p_{\kappa} = \frac{N}{d_3} \left( \frac{1 - m_3}{E_3} + \frac{1 + m_u}{E_u} \right)^{-1} = \frac{0,063}{14} \left( \frac{1 - 0,24}{5,6 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,3}{2,1 \cdot 10^5} \right)^{-1} = 958 \text{ МПа.}$$

Згідно із дослідженнями, тепер проведемо аналіз міцності шарошки долота діаметром 302 мм, яка зазнає напружень під час запресовування зубця на змодельованій шарошці у САЕ системи КОМРАS-3D V16 (рис. 4).

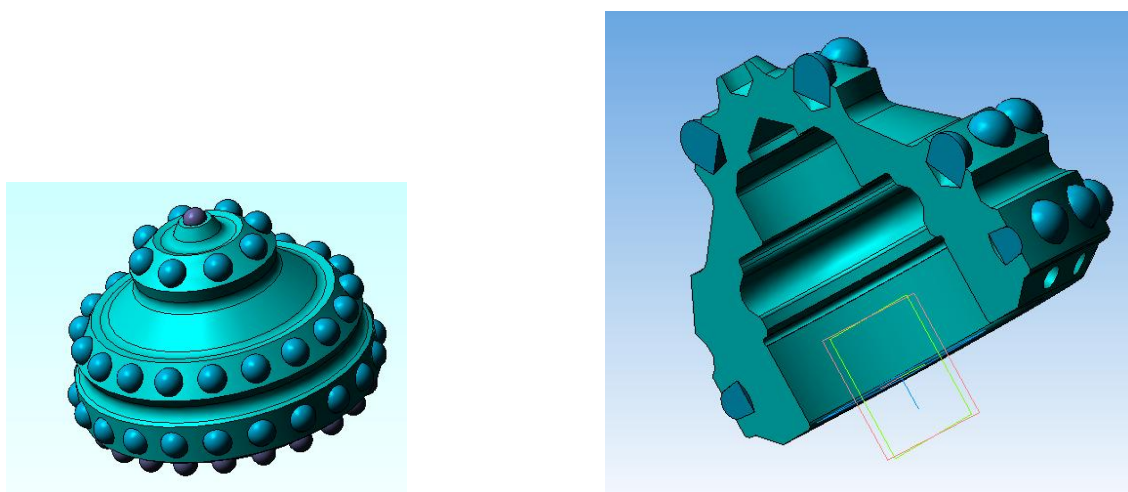


Рис. 4. 3D-модель шарошки тришарошкового бурового долота діаметром 302 мм без навантаження

Змодельуємо такий випадок (рис. 5):

- за початкового запресовування (поз. 1);
- коли зубець запресували на глибину 3 мм (поз. 2);
- коли зубець запресували на глибину 7 мм (поз. 3);
- у кінцевому положенні (за повного запресованого зубця) (поз. 4).

Для змодельованої моделі та отриманих після розрахунку величини тиску запресованих зубців розрахуємо напруження, які виникають у шарошці під час пресування.

Отже, як бачимо з рис. 5 та 6, на початку пресування зубця великих напружень не виникає (їх величина, що дорівнює 107 МПа). За подальшого пресування величина напруження збільшується у міру заглиблення зубця (отвір 2 та 3). І найбільшого напруження зазнає отвір 4, де зубець повністю запресований. Максимальні напруження на кромці отвору можуть досягати 5000 МПа.

Розглянемо аналогічний випадок для цієї шарошки, але вже для мінімального натягу 63 мкм.

Отже, як бачимо з рис. 7 та 8, характер розподілу напружень не змінюється за меншого натягу, зменшується тільки величина напруження. Аналогічно напруження на початку пресування зубця є невеликими і за подальшого пресування зубця зростають аж до 2700 МПа.

Після отриманих результатів (рис. 9) можна побачити, що найнапруженішим місцем буде ребро довкола зубця. Максимальне напруження на цій грані становитиме до 5000 МПа, що є доволі значною величиною. Необхідно врахувати, що це є величина напруження у стані спокою і вона буде значно більшою під час роботи долота [8].



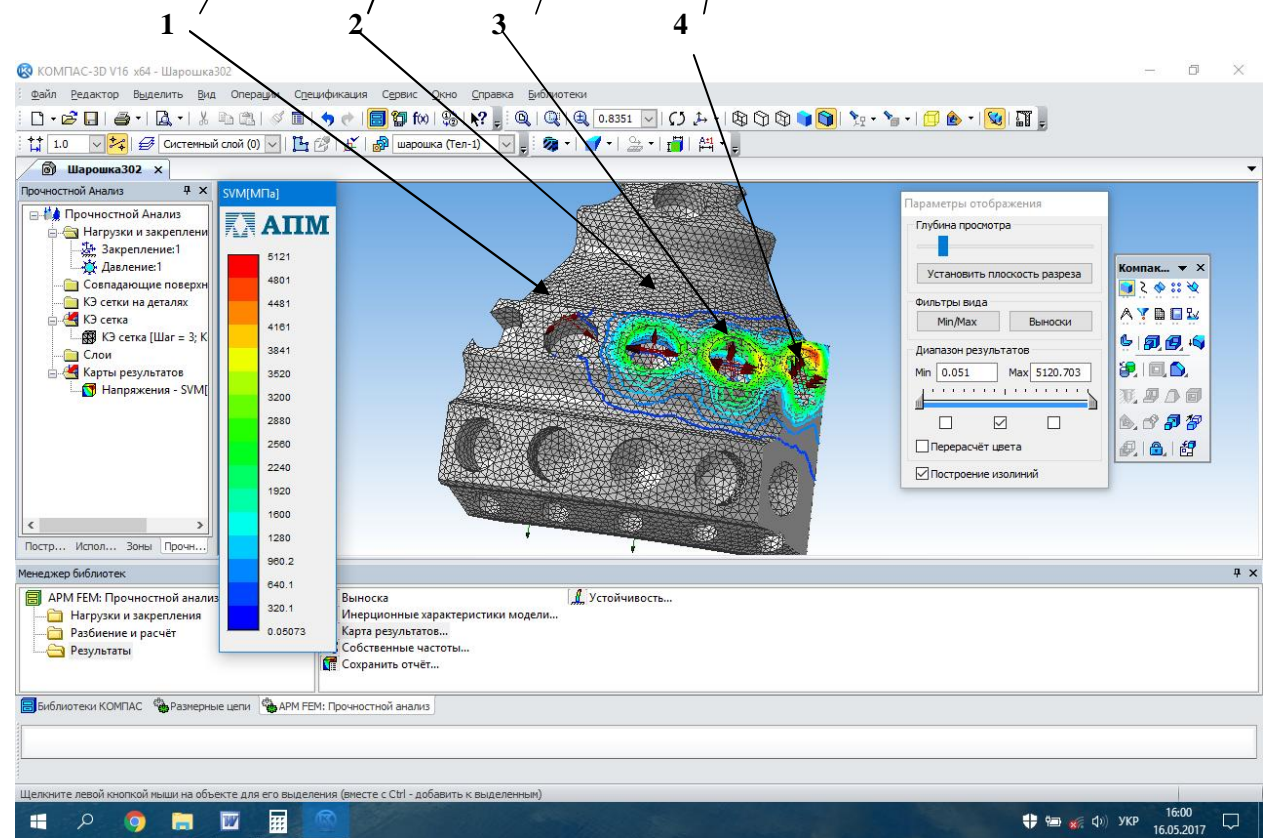
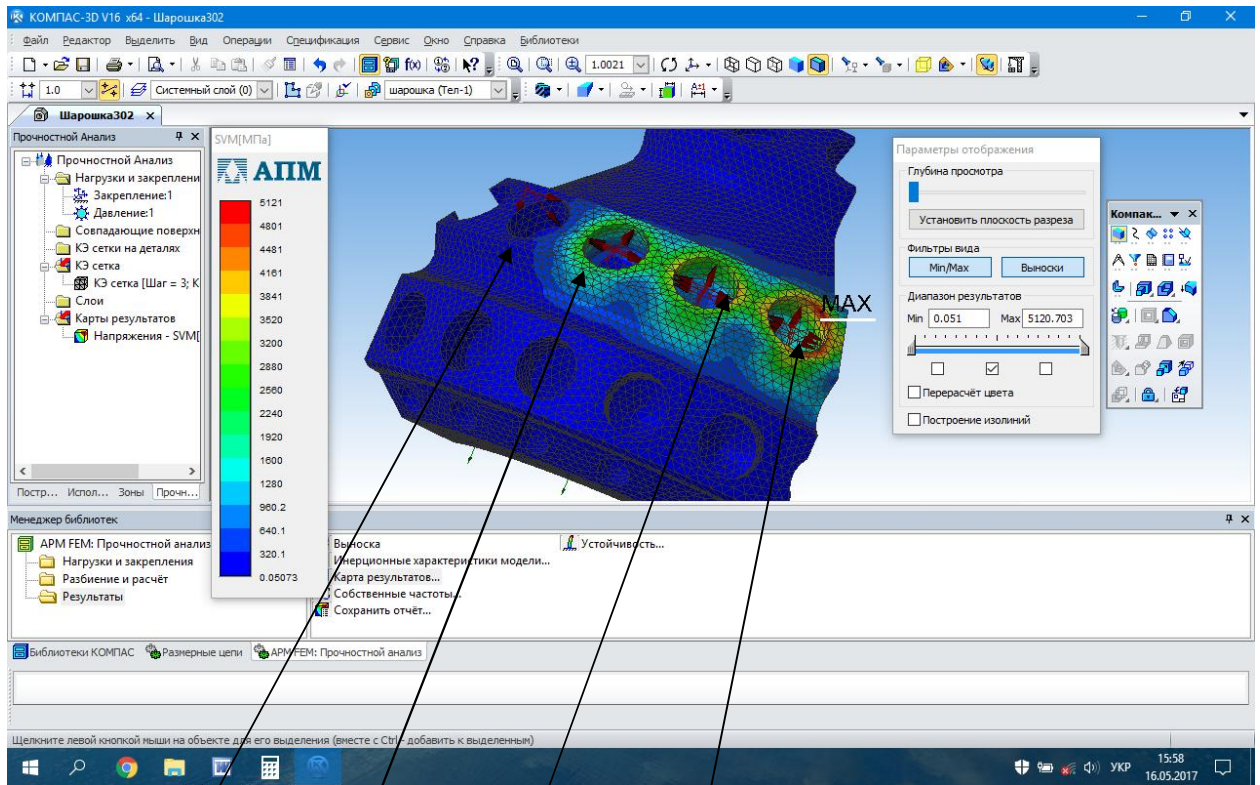


Рис. 5. Моделивання напруженого стану у ділянках спряження “хвостовик зубця – отвір шарошки” на вінях шарошки бурового долота діаметром 302 мм за натягу 140 мкм: 1 – за початкового запресовування (поз. 1); 2 – коли зубець запресували на глибину 3 мм (поз. 2); 3 – коли зубець запресували на глибину 7 мм (поз. 3); 4 – у кінцевому положенні (за повного запресованого зубця)

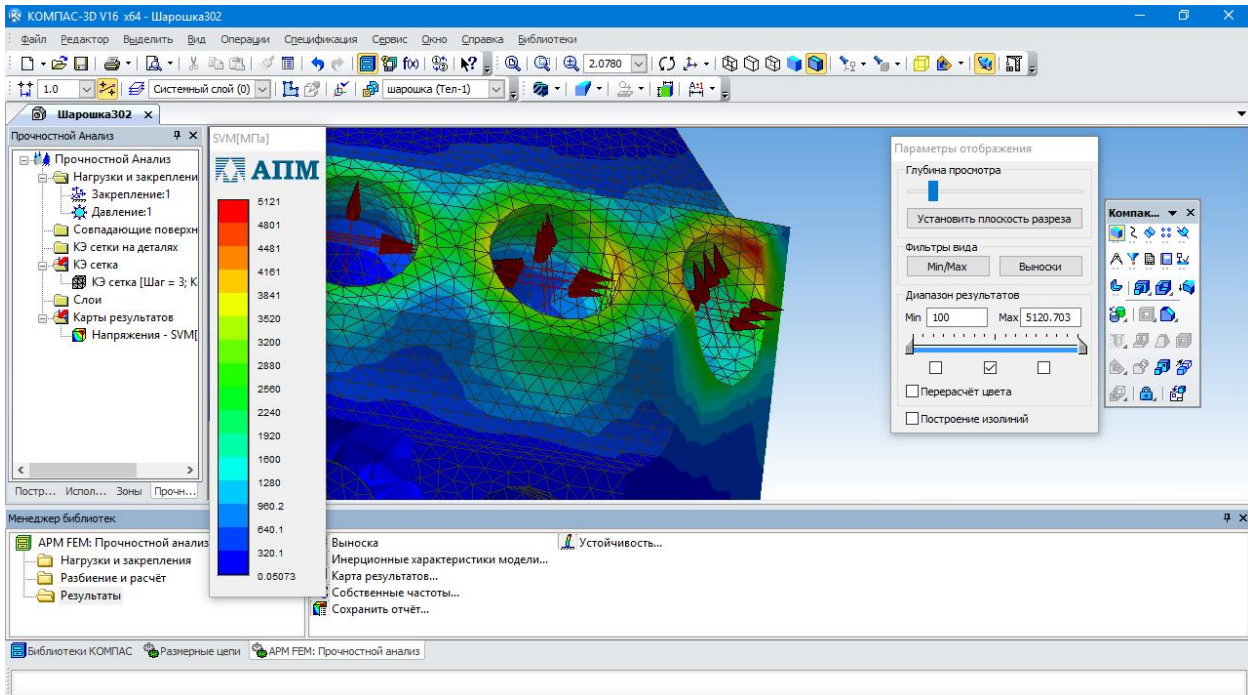


Рис. 6. Збільшений вигляд з перерізом напруженого стану у ділянках спряження “хвостовик зубця – отвір шарошки” на віncі шарошки бурового долота діаметром 302 мм за натягу 140 мкм

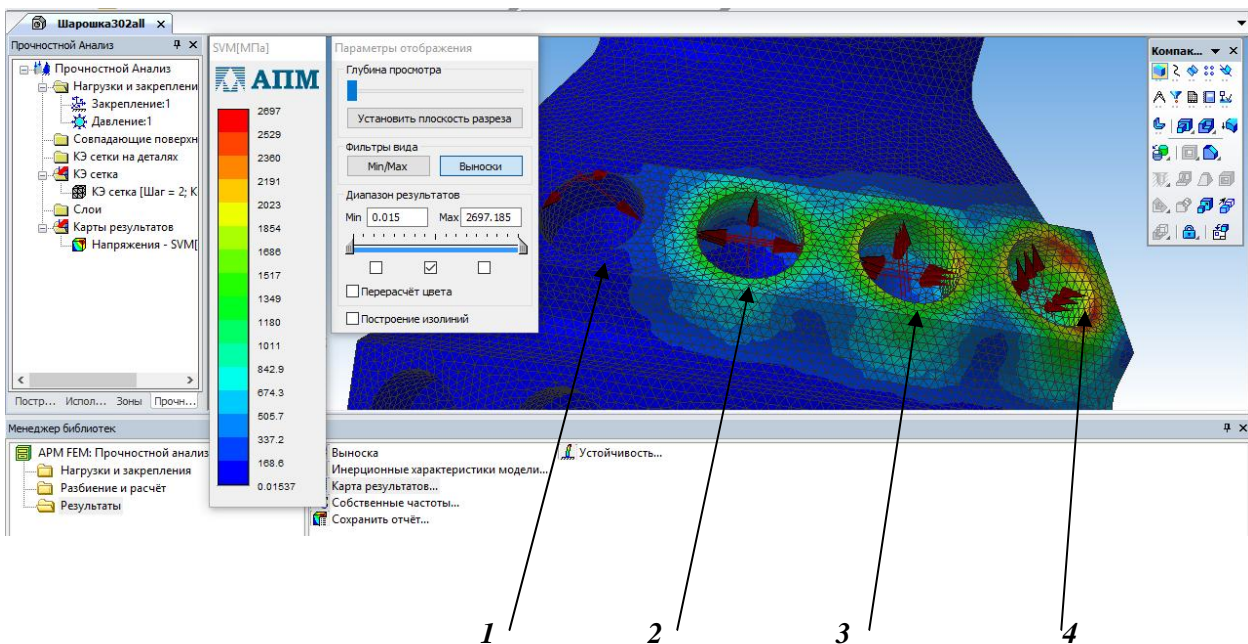
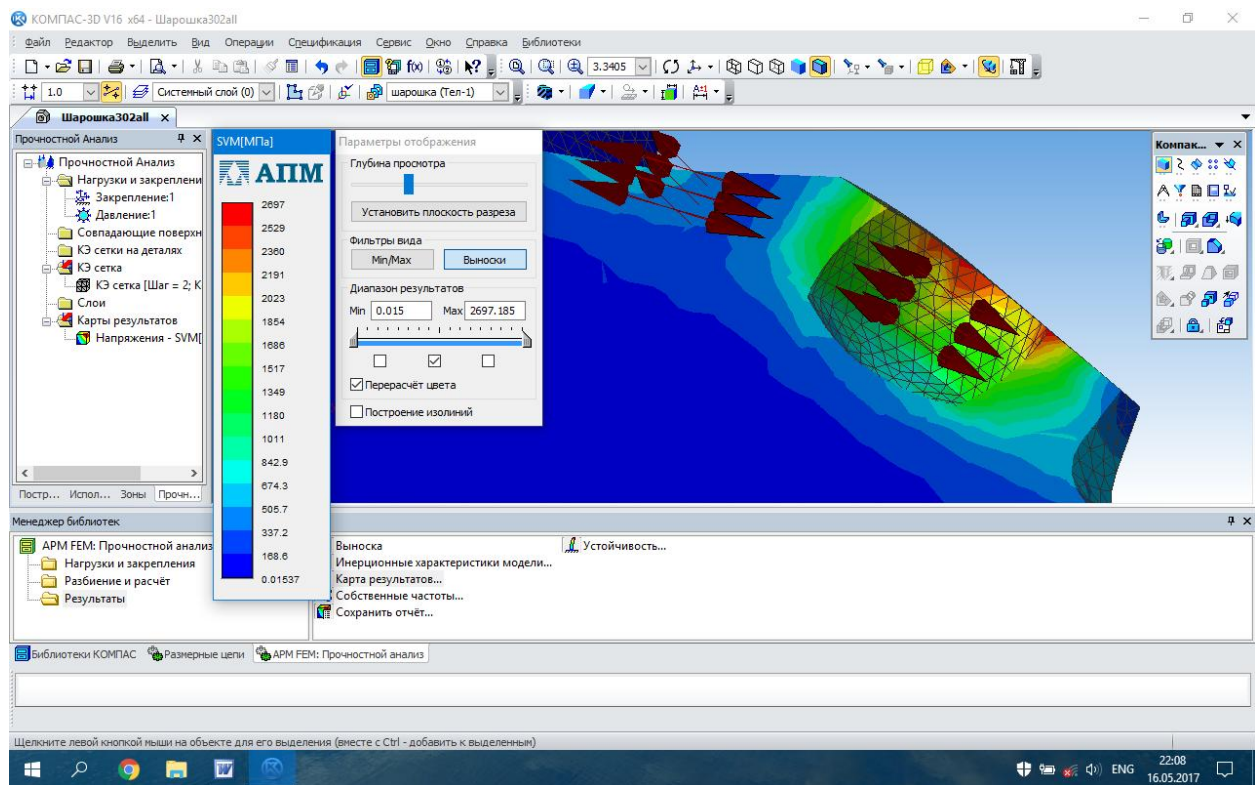


Рис. 7. Моделювання напруженого стану у ділянках спряження “хвостовик зубця – отвір шарошки” на віncях шарошки бурового долота діаметром 302 мм за натягу 63 мкм: 1 – за початкового запресовування (поз. 1); 2 – коли зубець запресували на глибину 3 мм (поз. 2); 3 – коли зубець запресували на глибину 7 мм (поз. 3); 4 – у кінцевому положенні (за повного запресованого зубця)





*Рис. 8. Збільшений вигляд з розрізом напруженого стану у ділянках спряження “хвостовик зубця – отвір шарошки” на вінці шарошки бурового долота діаметром 302 мм за натягу 63 мкм*

**Висновки.** Здійснені дослідження дали змогу встановити характер розподілу контактних напружень у спряжених ділянках “хвостовик зубця – отвір шарошки” (рис. 5–7). Для створення сприятливого розподілу напруженого стану у ділянці поверхні отвору у вінці шарошки ефективним є попередження виникнення тріщин ще під час пресування зубця. Для цього потрібно ретельно здійснювати захист від цементації вінців шарошки. У випадку конструкцій з багаторядним розташуванням твердосплавних зубців на віnciaх ефективним є виконання вифрезерованих площадок на глибину цементованого шару, що попереджає викришування фрагментів вінців шарошки.

Встановлено, що за умов забезпечення існуючою технологією нормального розподілу розмірів отворів у віnciaх шарошок під вставні твердосплавні зубці типорозміром 14 мм створюються сприятливі умови для групування селективних груп по розмірах отворів та вставних зубців. Запропонований підхід для встановлення раціональних параметрів натягів для проектування з’єднання “зубець–шарошка” у дев’яти селективних групах. Такий підхід уможливує забезпечити сталі середні значення натягу на рівні 0,103 мм, що цілком задовольняє вимоги надійного кріплення зубця та попередження виникнення мікротріщин у тілі вінців шарошки. Формування селективних груп зубців і отворів під них забезпечує отримання заданої точності під час складання з’єднання “зубець–шарошка” за умов заданої точності оброблення отворів у віnciaх шарошок. Це усуває виникнення нераціональних значень натягів, які знижують надійність з’єднання “зубець–шарошка”.

Надалі актуальним є розроблення нових конструкцій ефективного розташування вставного породоруйнівного оснащення шарошок та автоматизації процесів селективного складання з’єднання “зубець–шарошка”.

*1. Яким Р. С. Науково-практичні основи технології виготовлення тришарошкових бурових доліт та підвищення їх якості і ефективності: моногр. / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, І. С. Яким. –*



Івано-Франківськ: Вид. ІФНТУНГ, 2011. – 384 с. 2. Кремлев В. И. Повышение долговечности буровых шарошечных долот на основе совершенствования технологии сборки и упрочнения шарошек с твердосплавными зубцами: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.08 “Технология машиностроения” / В. И. Кремлев. – Самара, 2009. – 20 с. 3. Яким Р. С. Підвищення якісних показників вставного породоруйнівного оснащення шарошок тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, І. С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2013. – № 3 (48). – С. 127–138. 4. Яким Р. С. Конструкторсько-технологічні підходи у визначенні оптимального розміщення зубців на вінцях шарошок тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким, А. М. Сліпчук // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”: зб. наук. пр. – Серія: Технології у машинобудуванні. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2016. – № 5 (1177). – С. 25–33. 5. Підвищення надійності вставних породоруйнівних зубців у тришарошкових бурових долотах / Ю. Д. Петрина, Р. С. Яким, Д. Ю. Петрина, Т. П. Венгринюк, Н. Я. Пицків // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 1 (50). – С. 82–87. 6. Підвищення якості кріплення твердосплавного озброєння шарошочкових доліт / Є. І. Крижанівський, І. В. Воевідко, Г. С. Веселовський, Р. Й. Гук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 4(29). – С. 17–21. 7. Набатников Ю. Ф. Обеспечение качества соединений “твердосплавная вставка – отверстие” шарошечных буровых долот / Ю. Ф. Набатников, Е. И. Сизова // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 3. – С. 20–23. 8. Яким Р. С. Вдосконалення технології виготовлення бурових доліт з вставним породоруйнівним оснащенням на етапі проектування процесу пресування твердосплавних вставок у шарошку / Р. С. Яким, А. М. Сліпчук // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2015. – № 822. – С. 86–91. 9. Яким Р. С. Вдосконалення технології виготовлення шарошок з вставним твердосплавним породоруйнівним оснащенням для тришарошкових бурових доліт / Р. С. Яким, Ю. Д. Петрина, І. С. Яким // Перспективні технології та прилади – 2014. – № 5 (2). – С. 181 – 188. 10. Смирнов Н. В. Курс вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н. В. Смирнов, Н. В. Дунин-Барковский. – М.: Наука, 1969. – 511 с. 11. Doll, G.L., Evans, R.D., and Ribaudo, C.R., “Improving the performance of rolling contact bearings with tribological coatings,” *Surface Engineering in Materials Science III, The Minerals, Metals & Materials Society Journal*. – 2005. – P. 153–162. 12. Harris T.A. and Kotzalas M.N., “Rolling Bearing Analysis Essential Concepts of Bearing Technology” Fifth Edition, CRC Press, Boca Raton, 2007. 13. Nixon H., Ai. X., Cogdell J., and Fox G. “Assessing and Predicting the Performance of Bearings in Debris Contaminated Lubrication Environment,” *SAE Technical Paper #1999-01-2791, International Off-Highway & Power Plant Congress & Exposition, Indianapolis, Sept. 13, 1999*. 14. Schroder J. “Cone Retention and Tapered Bearing Preload System for Roller Cone Bit,” *US patent application filed Nov. 2, 2011*. 15. Zhou R.S., and Nixon H., (1992). “A Contact Stress Model for Predicting Rolling Contact Fatigue,” *SAE Technical Paper 921720 in SEA Transactions Journal*. – 1992. – Vol. 101, No. 2, Sept. 1.