

можна застосовувати постійні пружні або змінні пластичні елементи, наприклад, пружні або пластичні шайби в зоні внутрішнього торця.

Збільшення довжини зарізьбових канавок призводить до зменшення концентрації напружень в зоні перших робочих витків різьби [1]. В двоопорних з'єднаннях необхідні зарізьбові канавки в ніпелі і муфти. Недолік - збільшення довжини ніпеля і муфти. Значна зміна довжини зарізьбової канавки вимагає зміни оптимальних величин натягів.

Оптимальними значеннями натягів в запропонованому з'єднанні можуть бути $\Delta 1=0,04\pm 0,01$, $\Delta 2=0,04^{+0,02}$. Вони забезпечують вищу втомну міцність ніпеля, ніж стандартне з'єднання, але їх застосування вимагає додаткового забезпечення втомної міцності муфти. Нові ніпелі можна застосувати для ремонту штанг шляхом приварювання їх до тіла. Двоопорні циліндричні з'єднання можна реалізувати без модифікації стандартного ніпеля, що значно спростить їх впровадження.

Література:

1. Копей, В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12: захищена 16.11.04: затв. 09.03.05 / Копей Володимир Богданович. - Івано-Франківськ, 2004. - 175 с.

2. The NOV Grant Prideco™ GPDS connection [Electronic resource]. – Mode of access: [https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_\(GPDS\)_connection.aspx](https://www.nov.com/Segments/Wellbore_Technologies/Grant_Prideco/Connection_Technologies/Grant_Prideco_Double_Shoulder_(GPDS)_connection.aspx)

3. Аналіз сучасних конструкцій замкових з'єднань обважнених бурильних труб / В.І. Артим, О.Я. Фафлей, Р.О. Дейнега, В.В. Михайлюк // Нафтогазова енергетика. - 2017. - № 2(28). - С. 22-30.

ШНЕКОВИЙ ПАТРОН З ГВИНТОВИМИ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Котик Р.М. аспірант, Маруніч О.П. аспірант

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Постійний розвиток техніки на сучасному етапі вимагає використання деталей, які є тонкостінними оболонками. В даний час їх кількість значно збільшується в загальній масі деталей, що піддаються механічній обробці. Разом із збільшенням частки тонкостінних виробів в загальній масі оброблюваних деталей, підвищуються і технічні вимоги до точності розмірів, шорсткості оболонкових поверхонь, форми і їх взаємного розташування, вимоги до якості поверхневого шару. Внаслідок основної особливості тонкостінних виробів – їх малої жорсткості, виконання цих вимог є досить складним завданням.

Для затиску тонкостінних виробів використовуються різного типу патрони, пристрої і оправки: багатонулачкові, з гофрованими затискними елементами, цангові розтискні оправки, оправки та патрони з оболонковими затискними елементами та ін. Окремо слід виділити гвинтові затискні пристрої (ГЗП) із пружними затискними елементами, до яких відносяться затискні патрони та оправки із гвинтовими елементами затиску, що в порівнянні із іншими є дешевшими у виготовленні та експлуатації. Проте їх розробленню і дослідженню приділено мало уваги, що потребує подальших теоретичних і експериментальних досліджень.

Шнековий патрон з затискними елементами рис.1 виконано у вигляді планшайби 1, яка з правого торця від шпинделя виконана у вигляді циліндра 2 з глухим центральним отвором 3. На зовнішній поверхні циліндра 2 нарізана різь, яка є у взаємодії з лівою 4 і правою 5 гайками, що з'єднані між собою болтами 6 і зафіксовані у визначеному місці контргайкою 7.

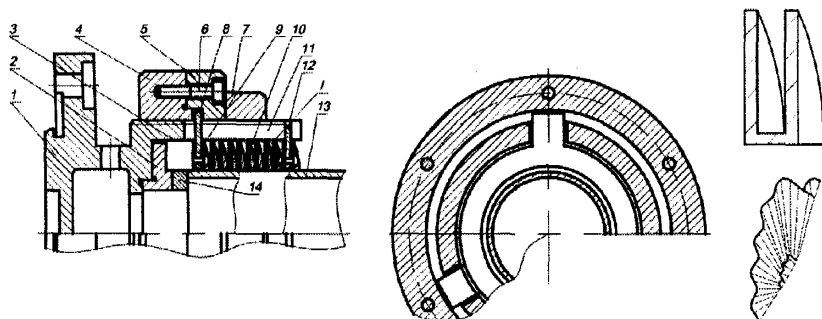


Рис.1. Шнековий гвинтовий патрон з затискними елементами

Між торцями гайок 4 і 5 виконана циліндрична канавка 8, яка є у взаємодії з поводковою шайбою 9, внутрішній діаметр якої є більшим внутрішнього діаметра шнека 10. Останній встановлено в центральний глухий отвір циліндра 2, причому лівий кінець шнека 10 жорстко з'єднано з поводковою шайбою 9, яка встановлена у внутрішній діаметр глухого центрального отвору з можливістю осьового переміщення. По зовнішньому діаметру останньої рівномірно по колу виконані, наприклад, три повідки, які є у взаємодії з косими пазами 11, які виконані на циліндричній поверхні циліндра 2 з можливістю осьового переміщення. Правий кінець шнека 10 жорстко закріплено до шайби 12, яка жорстко закріплена до правого торця циліндра 2, а внутрішній діаметр шайби 12 є більшим внутрішнього діаметра шнека 10. Останній внутрішнім діаметром є у взаємодії з зовнішнім діаметром заготовки 13 для її закріплення. Крім цього, у глухий отвір 3 циліндра 2 запресована втулка 14, яка є упором для базування заготовки 13. Характерною особливістю гвинтової затискної спіралі 10 є те, що вона виконана L-подібного профілю з внутрішньою циліндричною формою 11 є більшою зовнішнього діаметра заготовки 13. Крім

цього, до внутрішнього діаметра циліндричної форми 11 жорстко закріплена войлочна прокладка 14, яка внутрішнім діаметром є у взаємодії з зовнішнім діаметром заготовки 3, щоб її не деформувати.

Осьову силу P_0 , необхідну для деформації гвинтового затискного елемента, можна визначити за формулою:

$$P_0 = \frac{4\Delta h \cdot \cos\alpha}{\pi \cdot D_1^2 \cdot i \cdot \left(\frac{\cos^2\alpha}{Gl_p} + \frac{\sin^2\alpha}{El_x} \right)} \quad (1)$$

де Δh - деформація гвинтового елемента в осьовому напрямку, мм; α - кут підйому витків гвинтового елемента, град; D_1 - початковий зовнішній діаметр ГЗЕ, мм; i - кількість витків ГЗЕ; G - модуль зсуву матеріалу ГЗЕ, МПа; E - модуль першого роду матеріалу ГЗЕ, МПа; l_p - полярний момент інерції поперечного перерізу ГЗЕ, мм⁴; l_x - осьовий момент інерції поперечного перерізу ГЗЕ, мм⁴.

Співвідношення між деформацією гвинтового елемента в осьовому напрямку Δh та деформацією δ в радіальному напрямку визначається за залежністю:

$$\delta = \frac{1}{2} \Delta h \cdot \sin\alpha \cdot \frac{2 \cdot El_x \cdot \cos^2\alpha \cdot \cos 2\alpha \cdot Gl_p}{i \cdot \pi \cdot \cos\alpha (El_x \cdot \cos^2\alpha + Gl_p \cdot \sin^2\alpha)} \quad (2)$$

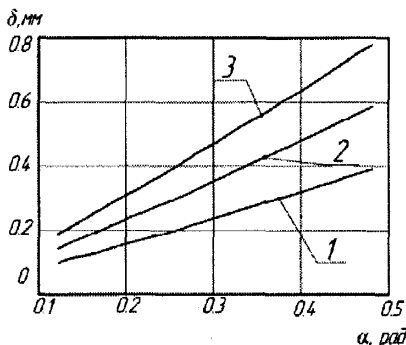


Рис. 2. Графік залежності деформації гвинтового елемента в радіальному напрямку від кута підйому витків:

- 1) $\Delta h = 20$ мм; 2) $\Delta h = 30$ мм;
3) $\Delta h = 40$ мм;

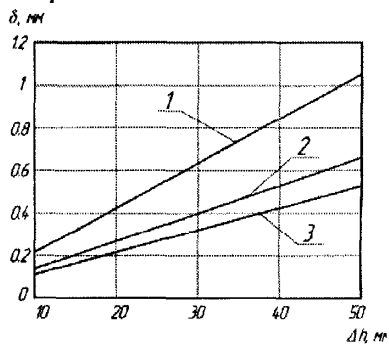


Рис. 3. Графік залежності деформації гвинтового елемента в радіальному напрямку від величини осьового ходу:

- 1) $i = 5$; 2) $i = 8$; 3) $i = 10$.

За результатами моделювання радіальної деформації ГЗЕ від кута нахилу витків (рис. 2) та величини осьової деформації (рис. 3) видно, що із збільшенням кута підйому гвинтової лінії затискного елемента і величини осьової деформації величина радіальної деформації збільшується, а із збільшенням кількості витків зменшується.