

## АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ МУФТОВОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

В.Б.Конеї

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 994419

e-mail: vkopey@rambler.ru

*Проанализированы способы повышения ресурса муфтового резьбового соединения насосных штанг. Рассмотрены способы уменьшения неравномерности нагрузки в резьбе. Анализ выполняли с помощью моделирования напряженно деформированного состояния соединения методом конечных элементов. Предложены наиболее рациональные пути повышения ресурса соединения.*

*The methods of sucker rod coupling life increase are analyzed. The methods of minimization of stress intensity in a thread are considered. An analysis was executed by the finite elements method. The most rational ways of life increase of coupling are offered.*

Як свідчать статистичні дані [1, 2], відмови муфтового різьбового з'єднання насосних штанг найбільш розповсюджені і складають більше 60% від загальної кількості відмов штангової колони.

Відповідно основним видам відмов муфтового з'єднання слід розрізняти такі способи підвищення його ресурсу, які направлені на:

1. Захист з'єднання від корозійно-втомного руйнування. В стандартному муфтовому різьбовому з'єднанні навантаження між витками різьби розподіляється нерівномірно. Встановлено [3], що в з'єднаннях такого типу навантаження зростає від останніх до перших витків по закону гіперболічного косинуса. Розрахунки показують, що на перші два витка припадає від 38 до 47% загального навантаження [4]. При цьому, чим менший діаметр різьби, тим більша нерівномірність розподілу навантаження. Незважаючи на те, що стандартне з'єднання (ГОСТ 13877-80) має певні конструктивні елементи (розвантажувальна канавка, зрізи перших витків), призначення яких зменшити навантаження на перші витки, статистичні дані [5,4] підтверджують той факт, що більшість втомних поломок різьбового з'єднання штанг відбувається по першим виткам різьби ніпеля. Руйнування неспрацьованої муфти по останньому робочому витку з'єднання відбувається значно рідше.

2. Попередження відгвинчування з'єднання та руйнування різьби. Наприклад шляхом вибору оптимального моменту згвинчування, згвинчування очищеної різьби, застосування штангообертача. Оптимальний момент згвинчування відрізняється у різних за типорозміром і конструкцією з'єднаннях та залежить від умов роботи з'єднання.

3. Захист зовнішньої поверхні муфти від механічного спрацювання. Наприклад шляхом гартування поверхні муфти СВЧ, застосування протекторів та штангообертача. Спрацювання муфт при терті об НКТ зменшує міцність муфти і різьбового з'єднання, а при значному нерівномірному спрацюванні може призвести до

нерівномірного розподілу навантажень на різьбу [11].

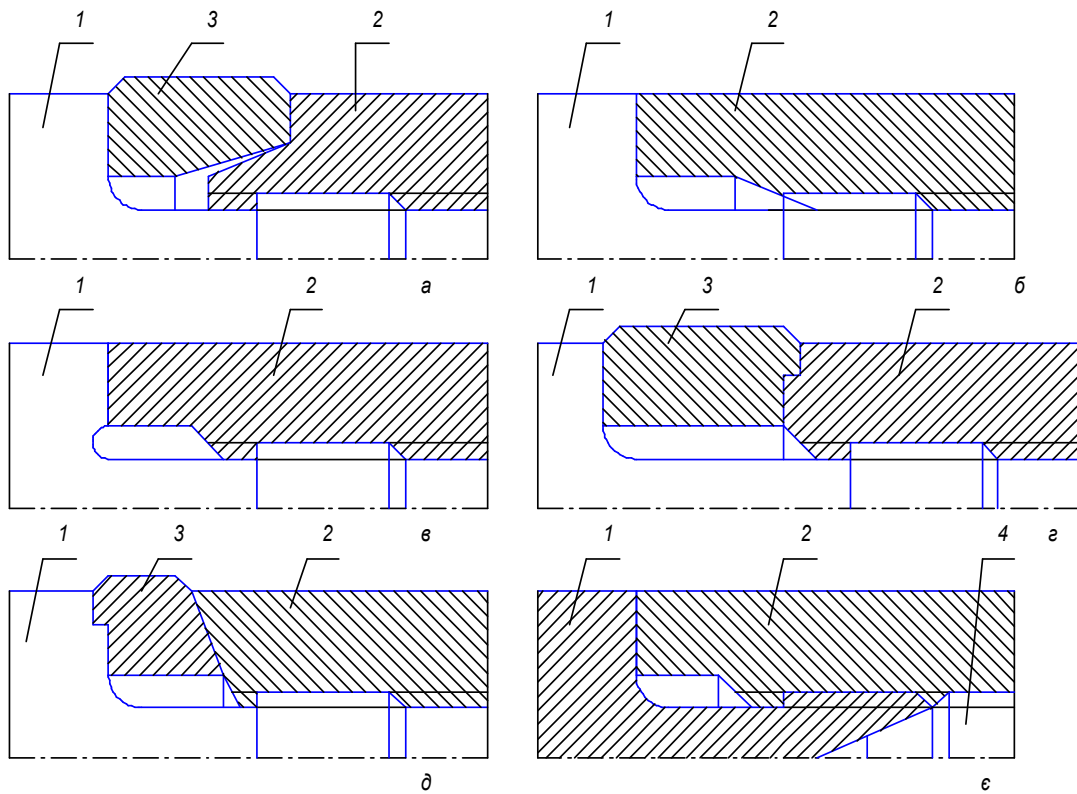
4. Захист від корозії та проникнення корозійного середовища до різьби. Наприклад шляхом підвищення герметичності з'єднання, застосування корозійностійких матеріалів та покриття.

При експлуатації колони в неагресивному середовищі найбільш актуальними проблемами є перші три, при чому, друга проблема може бути вирішена і без необхідності удосконалення конструкції ніпеля і муфти.

Для виявлення характеру розподілу напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг, автором розроблена комп'ютерна скінченно-елементна осесиметрична модель стандартного муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм (ГОСТ 13877-80) [10,11].

Матеріал деталей з'єднання – сталь 40 після нормалізації ( $E=2.1 \cdot 10^{11}$  Па,  $\nu=0.28$ ,  $\sigma_m=420 \cdot 10^6$  Па,  $\sigma_s=620 \cdot 10^6$  Па). Розрахунок проводився з врахуванням пластичності матеріалу і тертя між поверхнями контакту. На модифікованій діаграмі Гудмена для вуглецевої сталі, були визначені три цикли зовнішнього навантаження, які відповідають напруженням розтягу в тілі штанг: перший – від -13,8 МПа до 55,2 МПа; другий – від 13,8 МПа до 158,6 МПа; третій – від 103,4 МПа до 206,8 МПа. Додатково були вибрані максимальні навантаження стиску і розтягу (-34 МПа і 276 МПа) для з'ясування впливу пластичної деформації в з'єднанні.

У стандартному з'єднанні напруження, близькі до границі текучості 389-444 МПа, локалізуються у перших трьох впадинах різьби і зарізьбовій канавці при відсутності зовнішнього навантаження [10,11]. При дії максимального навантаження розтягу вони поширюються по цілому поперечному січенні штанги, починаючи з зарізьбової канавки до третьої впадини різьби. При дії максимального навантаження стиску (до цього з'єднання було піддане максимальному навантаженню розтягу) високі напруження (близько 350 МПа) виникають в місці контакту упорного бурта штанги з муфтою.



1 – штанга, 2 – муфта, 3 – протекторна вставка, 4 – конусна вставка

**Рисунок 1 – Способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг**

Однак, за розподілом напружень при прикладенні однократного навантаження не можна говорити про стійкість з'єднання до втомного руйнування. Для визначення зон з високим потенціалом до зародження втомної тріщини застосовувалась методика [6], яка дозволяє визначити коефіцієнт запасу втомної міцності у будь-якій зоні з'єднання:

$$D = \frac{\sigma_N - m \cdot \sigma_m}{\sigma_a} = \frac{207 - \sigma_m}{\sigma_a}, \quad (1)$$

де:  $\sigma_m$  – середнє нормальне напруження (МПа);  
 $\sigma_a$  – амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа),

$\sigma_N$  – границя витривалості,  $\sigma_N=207$  МПа,  
 $m$  – коефіцієнт впливу середнього напруження,  $m \approx 1$ .

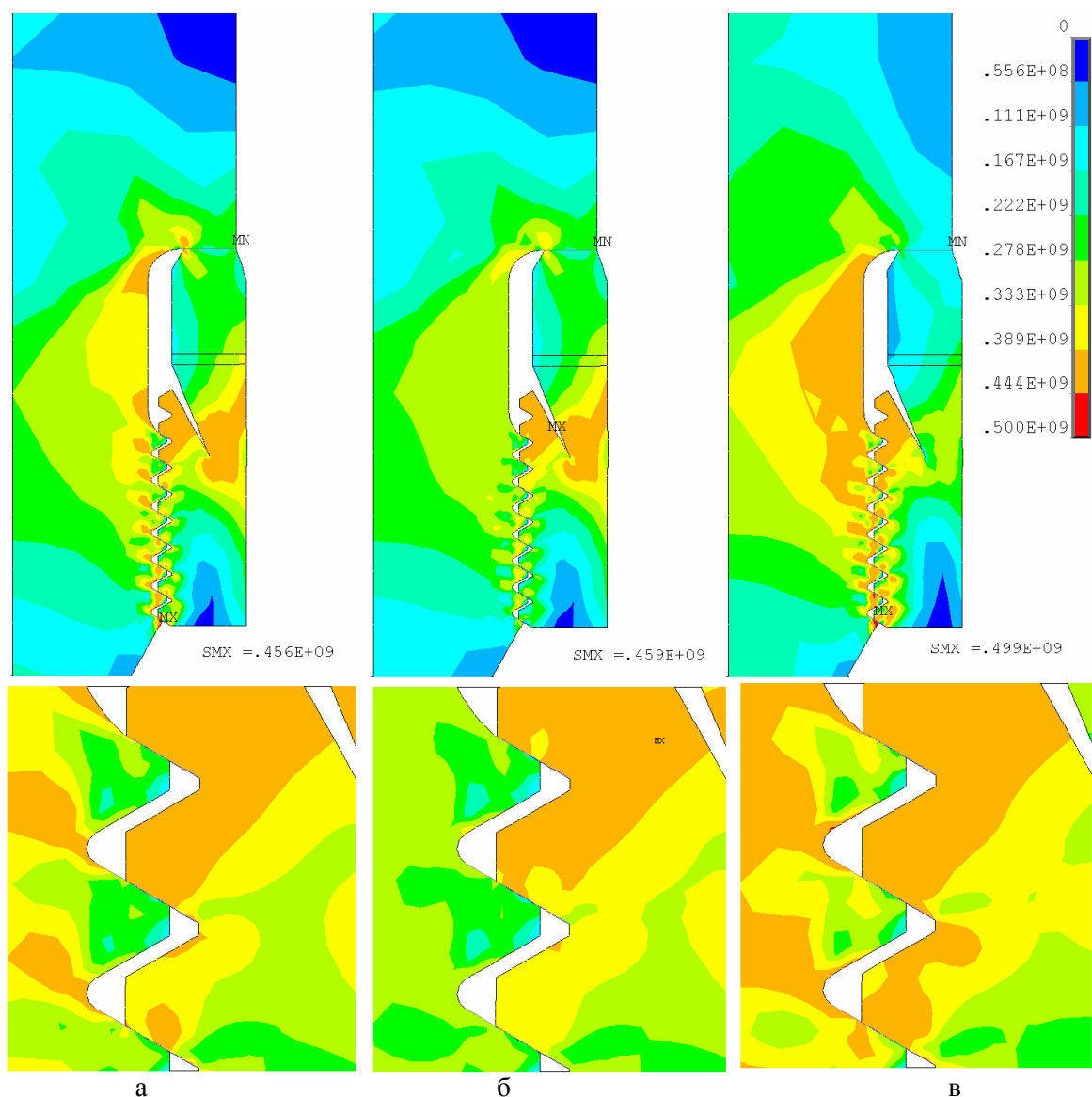
Оскільки рівність (1) базується на наближених даних, отриманих з модифікованої діаграми Гудмена, а не на дійсних даних втомної міцності, її не можна використовувати для прогнозування втомного руйнування, але можна ідентифікувати зони з високим потенціалом до втомного руйнування. Так, якщо  $D < 1$  то можна тільки говорити про обмежену довговічність меншу числа циклів  $N$ , якому відповідає  $\sigma_N$ . Критерій  $D$  можна використовувати для відносного порівняння різних модернізацій з'єднань.

Найбільш небезпечними зонами [10, 11], з точки зору втомної міцності, є перехідні радіуси зарізьбової канавки, перші дві впадини різьби штанги і дві останні впадини різьби муфти.

Статистичні дані [5] підтверджують це, вказуючи, що більшість втомних руйнувань муфтового з'єднання відбувається в цих місцях. У всіх випадках прикладення циклічного навантаження, найменший запас втомної міцності спостерігається у першому радіусі зарізьбової канавки. Найменший він для циклу -13,8...55,2 МПа ( $D = -25$ ), що доводить особливо негативний вплив навантажень стиску на втомну міцність з'єднання, найбільший – для циклу 103,4...206,8 МПа ( $D = -17$ ). Проте, у циклі 103,4...206,8 МПа, порівняно з іншими, значно менше значення  $D$  у другому радіусі канавки і перших впадинах різьби штанги.

Проаналізуємо можливі способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби.

**1. Застосування муфти розтягу-стиску з змінним січенням розтягнутої частини.** В болтових з'єднаннях застосування стиснуто-розтягнутих гайок дозволяє значно зменшити навантаження на перші витки з'єднання і збільшити границю витривалості з'єднання на 25...30% [3] внаслідок більшої податливості перших витків різьби гайки. Про можливість застосування муфти розтягу-стиску для з'єднання насосних штанг говорилось давно [5], проте, вона ускладнена малою товщиною муфти. Практично можливо виконати ділянку розтягу тільки над першими трьома витками ніпеля (рис. 1, а).



**Рисунок 2 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з’єднанні штанг діаметром 22 мм з муфтою розтягу-стиску за зовнішнього навантаження: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)**

З’єднання насосних штанг з муфтою розтягу-стиску [7] складається із з’єднаних штанг, муфти розтягу-стиску і протекторних вставок. Розміщення вставки між опорним торцем муфти і штанги зі зносостійкого матеріалу і зовнішнім діаметром, більшим зовнішнього діаметру муфти, дозволить захистити поверхню муфти від спрацювання і інших механічних пошкоджень. Для зменшення гідравлічного опору, на зовнішній поверхні вставки виготовляються повздовжні пази. При спрацюванні протекторної вставки можлива її заміна без потреби заміни муфти.

При відсутності зовнішнього навантаження спостерігається більш рівномірний розподіл напружень в впадинах різьби ніпеля ніж в стандартному з’єднанні (рис. 2). В загальному, напруження в зарізьбовій канавці та перших впадинах різьби ніпеля дещо менші. В муфті найбільші напруження (389-444 МПа) спостерігаються в розтягнутій її частині та біля опорного

торця. При дії максимального навантаження розтягу спостерігається помітне збільшення напруження в зоні останніх витків різьби штанги, максимальне значення якого досягає 444-500 МПа.

Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності  $D$  показує, що найбільш небезпечними зонами, з точки зору втомної міцності, є радіуси заокруглення зарізьбової канавки, перша впадина різьби штанги, остання та дві перші впадини різьби муфти.

Найменше значення  $D$  спостерігається у першій впадині різьби муфти. При циклах зовнішнього навантаження -13,8...55,2 МПа і 13,8...158,6 МПа воно більше значень коефіцієнта  $D$  в небезпечних зонах стандартного з’єднання, але при циклі 103,4...206,8 МПа зменшується в 7 разів. Однак, слід зазначити, що поява втомної тріщини в цій зоні менш небезпечна ніж поява тріщини в ніпелі і руйнування розтягнутої частини муфти (навіть якщо воно

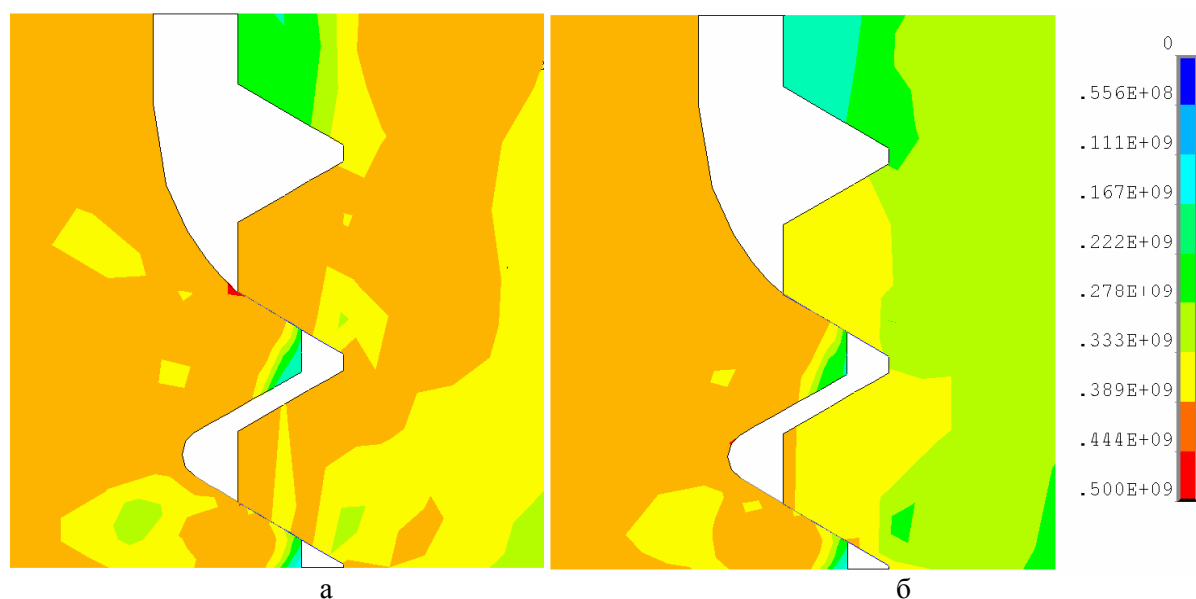


Рисунок 3 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з пластичною муфтою за зовнішнього навантаження: 0 МПа (а), 276 МПа (б)

буде можливе) не призведе до руйнування з'єднання в цілому. Для підвищення значення  $D$  в цій зоні необхідно збільшити зовнішній діаметр розтягнутої частини муфти, що неможливо без збільшення зовнішнього діаметра муфти.

**2. Зміна модуля пружності матеріалу муфти.** Для звичайних різьбових з'єднань встановлено, що застосовуючи гайки з менш міцної сталі (з меншим модулем пружності та меншою границею текучості), можна підвищити границю витривалості з'єднань на 15-20% [8]. Це пояснюється більш рівномірним розподілом навантаження між витками. Однак застосування муфти з менш міцної сталі в муфтовому з'єднанні насосних штанг оправдане тільки тоді, коли буде гарантовано її надійний захист від спрацювання.

Застосування протекторних вставок зі зносостійкого матеріалу дозволяє використовувати муфти з більш пластичного матеріалу без загрози спрацювання тіла муфти. Було виконано аналіз стандартного муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм, в якому механічні характеристики матеріалу муфти були змінені наступним чином:  $E=2 \cdot 10^{11}$  Па,  $\nu=0,28$ ,  $\sigma_m=400 \cdot 10^6$  Па,  $\sigma_e=600 \cdot 10^6$  Па, а характеристики матеріалу ніпеля залишились ті ж. У порівнянні зі стандартним з'єднанням, напруження біля першого витка дещо менші при прикладенні максимального навантаження розтягу (рис. 3).

При зменшенні модуля пружності матеріалу муфти з  $2,1 \cdot 10^{11}$  Па до  $2 \cdot 10^{11}$  Па коефіцієнт запасу втомної міцності в зонах радіусів канавки майже не змінюється, проте, в зоні першої западини різьби штанги його значення зростає в 1-1,75 рази, а в зоні останньої западини різьби муфти майже в 2,75 рази.

**3. Застосування покриття різьби муфти пластичним матеріалом.** Введення пластичних прошарків між витками болта і гайки (бронзування, алюмініування, цинкування, кадміювання) теж дозволяє дещо вирівняти навантаження між витками [9]. При цьому відсутні недоліки попереднього способу.

**4. Зміна модуля пружності матеріалу ніпеля.** Для болтових з'єднань встановлено, що суттєве підвищення міцності досягається при збільшенні твердості болта [3]. Однак, для ніпеля штанги технологічно важко буде здійснити накатування різьби через низьку стійкість інструмента.

**5. Вибір оптимальної довжини згвинчування.** Більша довжина згвинчування може дещо підвищити границю витривалості з'єднання при використанні матеріалу гайки (муфти) з меншим модулем пружності ніж у матеріалу болта (ніпеля) [3].

**6. Застосування різьби ніпеля, утопленої в різьбі муфти.** В таких з'єднаннях перший виток болта (ніпеля) більш податливий, що зменшує навантаження на нього [3]. Застосовується в муфтових з'єднаннях нової конструкції (ГОСТ 13877-80).

**7. Застосування зрізу перших витків різьби муфти (рис. 1, б).** Зріз (корекція) витків гайки в найбільш навантаженій області під кутом 10-12° дозволяє зменшити навантаження на них і підвищити границю витривалості на 20% [3]. Підрізання профілю різьби штангової муфти під кутом 9° використовувалось для з'єднань старої конструкції [5] і під кутом 30° використовується в з'єднаннях нової конструкції, як найпростіший спосіб зменшити навантаження

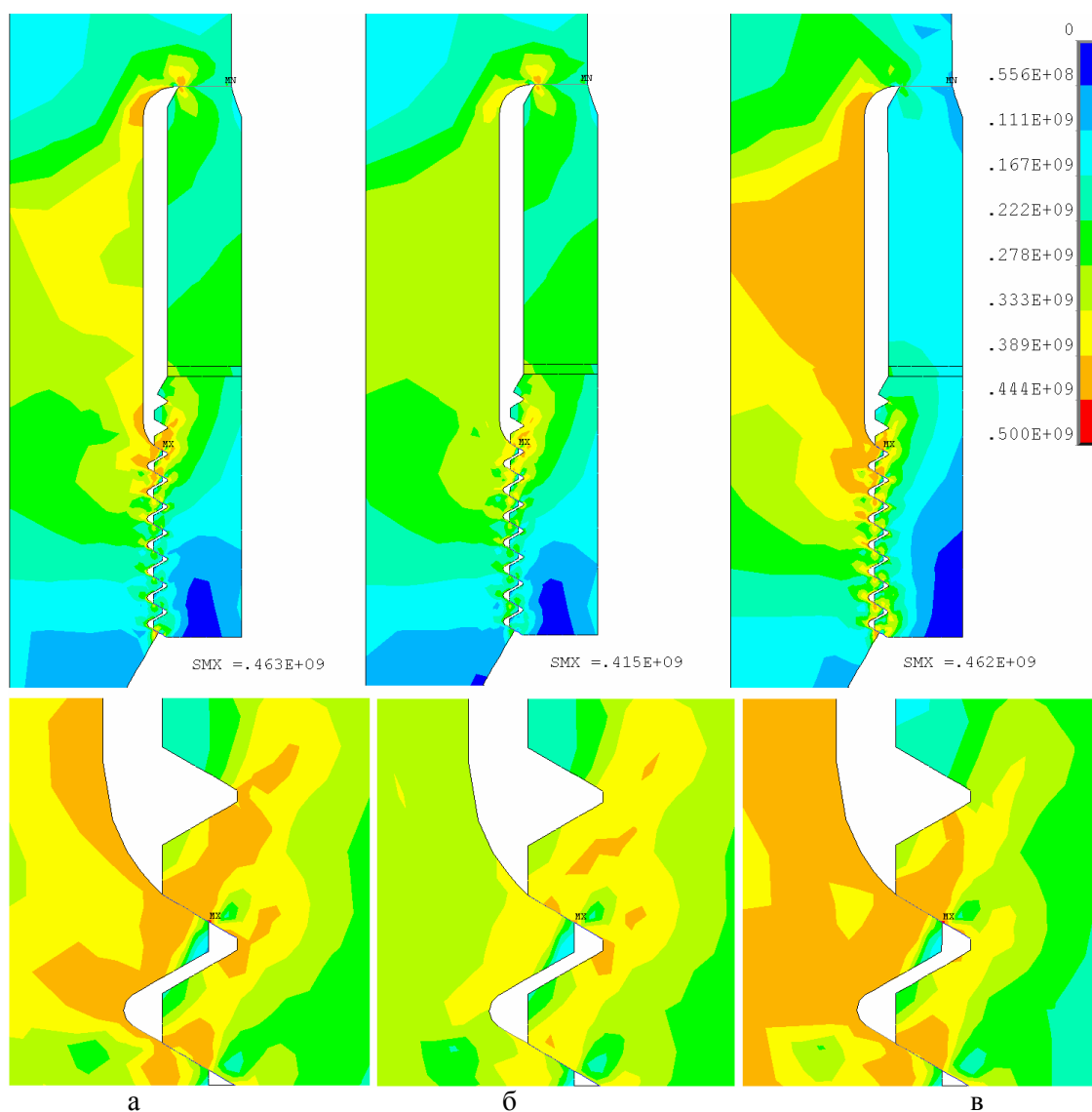


Рисунок 4 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з’єднанні штанг діаметром 22 мм з зарізьбовою канавкою довжиною 34 мм за зовнішнього навантаження: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

на перші витки. Однак, якщо в конструкції застосовуються і інші елементи для вирівнювання навантаження, вибір оптимального кута зрізу потребує спеціального дослідження.

**8. Застосування розвантажувальної канавки оптимальної форми і розміру.** Після введення в експлуатацію штанг з накатаною різьбою і зарізьбовою розвантажувальною канавкою, число поломок в ніпелі зменшилось на 60% [4]. Збільшення довжини розвантажувальної канавки (рис. 1г) зменшує навантаження на перші витки з’єднання [3]. Вибір профілю спряження стержня і головки ніпеля теж має велике значення. Показано, що незначна зміна радіуса профілю, або його форми, може суттєво підвищити довговічність з’єднання [3]. Застосування профілю спряження у вигляді піднутрення (рис. 1в) [5] в з’єднанні насосних штанг проблематично, так як потребує значного зменшення радіуса переходу поряд з незначним збільшенням довжини зарізьбової канавки.

Були проаналізовані муфтові з’єднання з довжиною зарізьбової канавки 25 мм і 34 мм. Збільшення довжини канавки в два рази суттєво зменшує напруження в ніпелі, особливо при невеликих зовнішніх навантаженнях (рис. 4). Порівняно зі стандартним з’єднанням, в зоні першого витка різьби штанги не спостерігається напружень вищих границі текучості (444-500 МПа).

Значення коефіцієнта запасу втомної міцності в небезпечних зонах в кілька разів вищі ніж в стандартному з’єднанні. Так, збільшення довжини канавки в два рази, підвищує коефіцієнт  $D$  в 3,5-4,5 рази в найбільш небезпечних зонах. Суттєво підвищується коефіцієнт запасу в зоні першого радіуса канавки та впадини різьби ніпеля, а в зоні останньої впадини різьби муфти - не на багато. Характерно, що коефіцієнт запасу в зоні другого радіуса канавки для з’єднання з канавкою довжиною 25 мм вищий, ніж для з’єднання з канавкою 34 мм.

**9. Розтиск перших витків різьби муфти у радіальному напрямку.** Відомі гайки з увігнутою опорною поверхнею [3, 9], що дозволяє збільшити податливість перших витків і забезпечити обтиск останніх. Це призводить до вирівнювання навантаження по виткам. Для з'єднання насосних штанг цей спосіб важко здійснити внаслідок малої товщини муфти і площі контакту на стику з'єднання (рис. 1, д). Конструкція муфтового з'єднання з конічним заплечиком не дістала розповсюдження [5].

**10. Обтиск останніх витків різьби муфти.** Відомі гайки [9] з обтиснутими в радіальному напрямку останніми витками. Це призводить до збільшення жорсткості останніх витків і зменшення навантаження на перші витки. Для з'єднання насосних штанг обтиск останніх витків може бути забезпечений при застосуванні муфти розтягу-стиску.

**11. Розтиск останніх витків різьби ніпеля.** Ефект аналогічний попередньому. Для муфтового з'єднання штанг цей спосіб можна реалізувати за допомогою наявності в муфті спеціальної конусної вставки (рис. 1, е). Однак практично реалізувати його досить важко, так як необхідна підвищена точність виготовлення і складання деталей.

**12. Попереднє пластичне деформування перших витків ніпеля або муфти.** При попередньому обтисканні з'єднання високими зусиллями згвинчування, відбувається пластична деформація перших витків з'єднання. При наступному прикладенні нормального зусилля згвинчування, навантаження в з'єднанні розподіляються більш рівномірно. Дослідниками [3], в результаті аналізу пружно-пластичних моделей різьбових з'єднань, було висловлено припущення, що попередній "обтиск" з'єднань високими зусиллями згвинчування можна використовувати для зміцнення динамічно навантажених з'єднань. АРІ рекомендує надлишковий момент згвинчування з'єднань нових штанг, необхідний для змінання первинної шорсткості витків різьби і торців поверхонь.

Деякі дослідники [5, 4] рекомендують, при спуску нових штанг, з'єднання загвинтити із зусиллям згвинчування, рекомендованим для нових штанг, а потім послабити і загвинтити знову з зусиллям для уживаних штанг. Таким чином, буде виконано попереднє деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування, яке, наприклад, для штанг діаметром 22 мм перевищуватиме рекомендоване на 18%. Це може призвести до змінання шорсткості в області перших витків з'єднання, але може бути недостатнім для досягнення максимального вирівнювання навантаження по виткам різьби. Тому, недослідженим залишається вплив деформування з'єднання більш високими зусиллями згвинчування.

Попереднє пластичне деформування перших витків з'єднання високим зусиллям згвинчування може дещо вирівняти розподіл наван-

таження по витках різьби. При цьому, це зусилля повинно бути достатнім, щоб створити напруження в перших витках різьби, вищі граничної текучості і призвести до їх пластичного деформування на необхідну величину. Наприклад, попередня деформація зусиллям згвинчування, яке відповідає 5% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні, зовсім не змінює коефіцієнт  $D$ , а 100% збільшення колового зміщення муфти може призвести до руйнування перших витків. Після попереднього згвинчування, з'єднання згвинчують із звичайним зусиллям. В результаті деформування перші витки будуть сприймати менше навантаження. Для попереднього деформування застосовувалось зусилля згвинчування, яке відповідає 50% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні ( $d_c=10,71$  мм). Після цього з'єднання розгвинчувалось до величини  $d_c=9,71$  мм, що відповідає рекомендованому моменту згвинчування. При такому попередньому пластичному деформуванні, напруження, вищі граничної текучості 444-500 МПа (рис. 5), виникають у перших двох витках різьби штанги (в западині витка та місці контакту з головкою витка різьби муфти). Після згвинчування зі звичайним зусиллям і прикладання робочого навантаження напруження в першому витку різьби штанги зменшуються на 10-20% у порівнянні з стандартним з'єднанням (рис. 5, б, в).

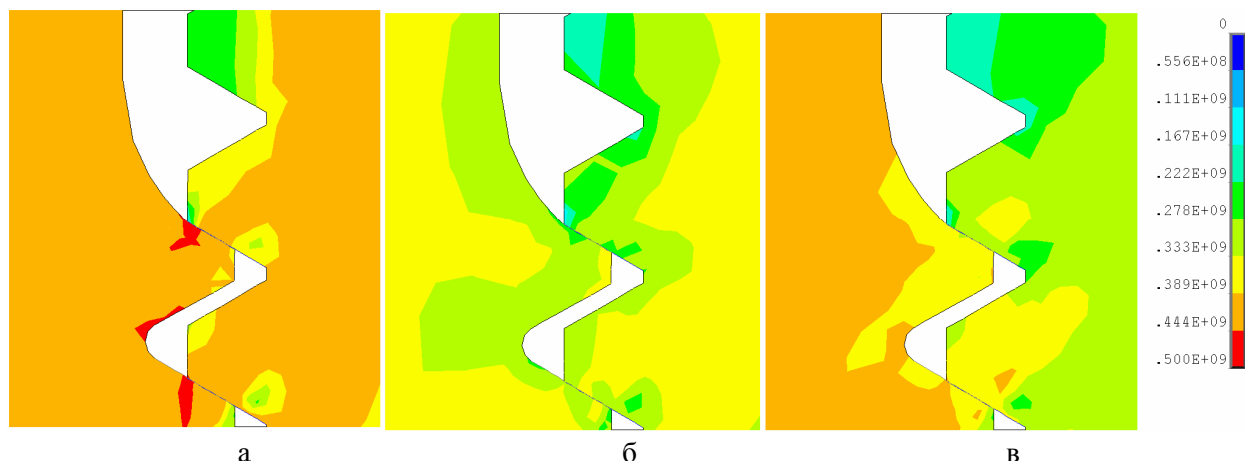
Коефіцієнт запасу втомної міцності в зонах першої западини різьби ніпеля і останньої западини різьби муфти змінюється не суттєво, а в зонах першого і другого радіусу канавки підвищується в 1,7 і 2,5 рази відповідно.

Отже, в зоні першої впадини різьби штанги, де на практиці спостерігається найбільше руйнувань з'єднання, найбільшу стійкість до втомного руйнування показало з'єднання з довжиною зарізьбової канавки 34 мм. Однак, в зоні останньої впадини різьби муфти, де полумки теж можливі, стійкість до втомного руйнування підвищилась незначно на відміну від з'єднання з муфтою із пластичного матеріалу. Тому поєднання цих двох способів в одній конструкції могло б суттєво підвищити стійкість до руйнування з'єднання в усіх його небезпечних зонах.

Застосування муфти розтягу-стиску даної конструкції може бути вигідне тільки при незначному навантаженні розтягу, наприклад, внизу колони. Згин низу колони призводить до інтенсивного спрацювання муфт, тому застосування протекторних вставок, в цьому випадку, підвищить їх довговічність.

Застосування попереднього пластичного деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування призводить до суттєвого підвищення втомної міцності тільки в зоні зарізьбової канавки. Поєднання цього способу із застосуванням муфти із пластичного матеріалу теж може підвищити стійкість до руйнування з'єднання в усіх його небезпечних зонах. При цьому необхідно забезпечити захист муфти від спрацювання шляхом застосування протекторів





**Рисунок 5 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в перших витках різьбового з’єднання штанг діаметром 22 при попередньому пластичному деформуванні (а) і зовнішньому навантаженні: 0 МПа (б), 276 МПа (в)**

та уникнути нерівномірного її спрацювання за допомогою штангообертача.

### Література

1 Копей В.Б., Стеліга І.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ “Долинанафтогаз” // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 4(5). – С.78-80.

2 Тараевский С.И., Копей Б.В. Анализ поломок глубиннонасосных штанг в НГДУ “Долинанафтогаз” // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Респ. межвед. научн.-техн. сборник. Вып. 19. – Львов: Вища школа, 1982. – С.104-107.

3 Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.

4 Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги. – М.: Недра, 1977. – 181 с.

5 Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов. – Баку: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.

6 Edward L. Hoffman. Finite Element Analysis of Sucker Rod Couplings with Guidelines for Improving Fatigue Life // Sandia report. Sandia National Laboratories, 1997, - 66 pp.

7 Пат. UA 58828 А, МПК E21B17/04. Муфтовое резьбовое з’єднання насосних штанг / Копей В.Б., Петрина Ю.Д., Стеліга І.І. – № 2002118793; Заявлено 06.11.2002; Опубл. 15.08.2003. Бюл. №8. – 2 с.

8 Якушев А.И., Мустаев Р.Х., Мавлютов Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. – М.: Машиностроение, 1979. – 215 с., ил.

9 Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 574 с. с ил.

10 Копей В.Б. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з’єднання насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 2(7). – С. 54-58.

11 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт. – Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.