

7. Маевский Б.И., Плужникова В.Л., Тараканова Е.С. Нефтегазообразование и прогноз фазового состояния углеводородов на больших глубинах по данным минералотермобарических и геохимических исследований // Условия нефтегазообразования на больших глубинах. – М.: Наука, 1988. – С. 200-206.

8. Чемоданов В.С. Проблемные вопросы миграции нефти в газовом растворе в примене-

нии к конкретным условиям нефтегазоносных районов // Генезис нефти и газа. – М.: Недра, 1967. – С. 31-35.

9. Масвський Б.Й. Геолого-геохімічні фактори формування родовищ нафти в регіонах поширення кремнистих бітумінозних товщ // Автореф. дис ... доктора геол.-мінерал. наук. – Львів: ІТГК НАН України, 1994. – 45 с.

УДК 622.276.054

СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ МУФТОВОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

В.Б.Конеї

*ІФІТУІП, 76019, м. Івано-Франківськ, бул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534,
e-mail: public@ifdtung.if.ua*

Произведен анализ напряженного состояния резьбового муфтового соединения насосных штанг с помощью метода конечных элементов. В стандартном соединении штанг диаметром 22 мм идентифицированы регионы с высоким потенциалом к усталостному разрушению. Улучшен метод относительного сравнения эффективности модификаций соединения относительно их стойкости к усталостному разрушению. Сравнены соединения с разными длинами зарезьбовой канавки относительно их стойкости к усталостному разрушению.

The analysis of the stress distribution in the sucker rod coupling with the help of a finite element method is made. The regions with high potential for fatigue failure for standard coupling of rods of 22 mm in diameter are identified. The method of relative comparison of different improvements of couplings concerning their resistance for fatigue failure is elaborated. The couplings with different lengths of a stress relief groove concerning their resistance for fatigue failure are compared.

Експлуатація нафтових свердловин свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ) ускладнена низькою надійністю колони насосних штанг, яка призначена для передачі руху від балансира СШНУ до плунжера свердловинного насоса. Колонна насосних штанг сприймає значні циклічні навантаження, які при дії корозійного середовища нерідко призводять до її корозійно-втомного руйнування. Як свідчать статистичні дані [1, 2], відмови муфтового різьбового з'єднання насосних штанг найбільш розповсюджені і становлять понад 30% (не враховуючи відгвинчування з'єднання і обриви муфт по тілу) від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов'язано насам-

перед з тим, що в стандартному муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг навантаження між витками різьби розподіляється нерівномірно. Встановлено [3], що в з'єднаннях такого типу навантаження зростає від останніх до перших витків за законом гіперболічного косинуса. Статистичні дані [2] підтверджують той факт, що більшість корозійно-втомних поломок різьбового з'єднання штанг відбувається по перших витках різьби штанги (рис. 1).

Для виявлення характеру розподілу напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг автором була розроблена комп'ютерна скінченно-елементна осесиметрична модель стандартного муфтового з'єднання штанг

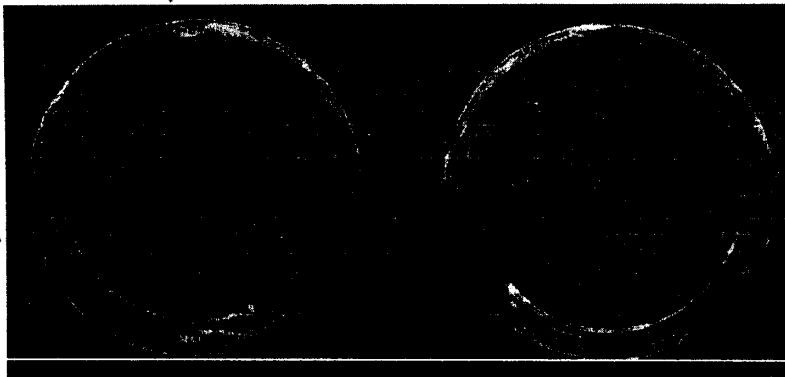


Рисунок 1 — Типові корозійно-втомні руйнування різьбового з'єднання насосних штанг

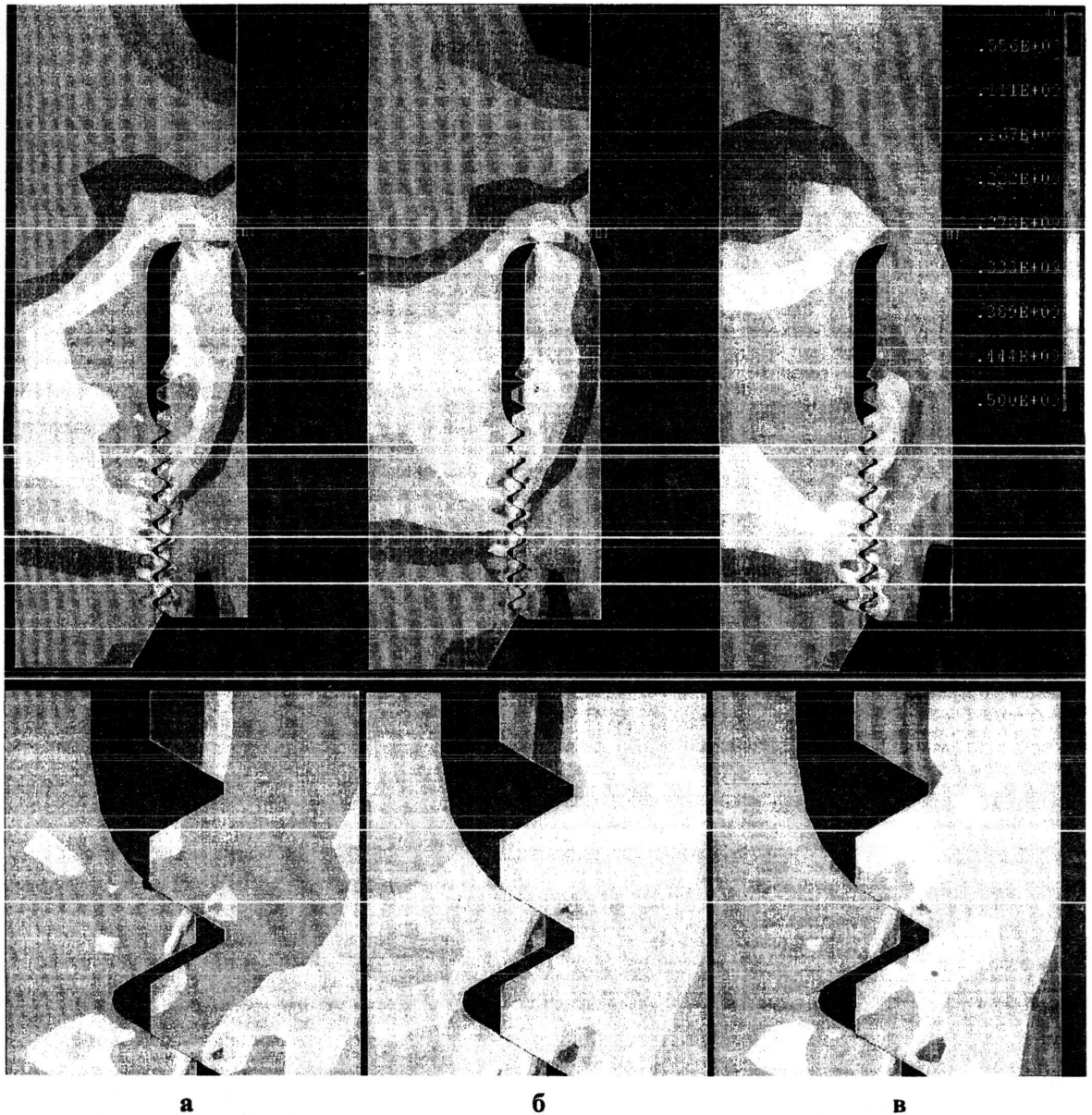


Рисунок 2 — Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг Ø22 мм при зовнішньому навантаженні: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

Ø22 мм згідно з ТУ.У.00136538-010-96. Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з'єднання розміри моделі різьби штанги вибирались мінімально допустимі згідно з технічними умовами, а розміри різьби муфти максимально допустимі. Матеріал деталей з'єднання — сталь 40 ($E=2.1 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\nu=0.28$, $\sigma_m=420 \cdot 10^6$ Н/м², $\sigma_s=620 \cdot 10^6$ Н/м²). Розрахунок проводився з урахуванням пластичності матеріалу і тертя між поверхнями контакту. Для моделювання зусилля згвинчування з'єднання між опорним торцем ніпеля і основною частиною муфти було введено ділянку матеріалу (рис. 2), здатного до термічного розширення в осьовому напрямі на величину d_i , яка дорівнює видовженню ніпеля при згвинчуванні

$$d_i = \frac{P \cdot d_c}{\pi \cdot D_f}, \quad (1)$$

де: P – крок різьби;
 d_c – колове зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні;

D_f – діаметр кола, на якому фіксується зміщення d_c . Для муфтового з'єднання штанг Ø22 мм було прийнято $d_c=7,14$ мм, $d_f=0,14$ мм.

Дослідження напруженого стану на різних рівнях навантаження проводились відповідно до методики дослідження муфтового з'єднання насосних штанг за стандартом API (American Petroleum Institute) в національній лабораторії Sandia в США [3]. На модифікованій діаграмі Гудмана для вуглецевої сталі були визначені три цикли зовнішнього навантаження, які відповідають розтягуючим напруженням 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 максимальне стискаюче і розтягуюче

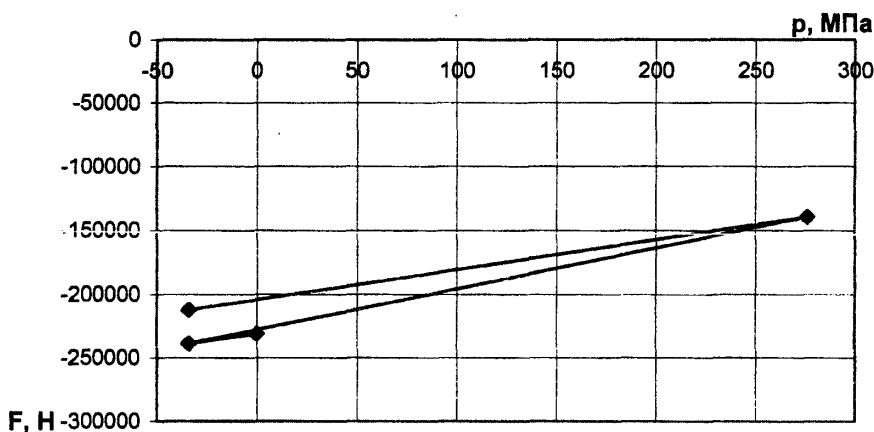


Рисунок 3 — Залежність зусилля на стику муфтового з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм від зовнішнього навантаження

навантаження (-34 МПа і 276 МПа) для з'ясування впливу пластичної деформації в з'єднанні.

На рис. 2 зображено розподіл напружень за критерієм Мізеса за відсутності зовнішнього навантаження (а), максимальному стискаючому навантаженні (до цього з'єднання було піддане максимальному розтягуючому навантаженню) (б) і максимальному розтягуючому навантаженні (с). Видно, що напруження, близькі до межі текучості 389 - 444 МПа, локалізуються у перших трьох впадинах різьби та зарізьбовій канавці за відсутності зовнішнього навантаження. При дії максимального розтягуючого навантаження вони поширюються по всьому поперечному перерізу штанги, починаючи з зарізьбової канавки до третьої впадини різьби. При дії максимального стискаючого навантаження високі напруження (близько 350 МПа) виникають в місці контакту упорного бурта штанги з муфтою.

На рис. 3 зображено зусилля на стику муфтового з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм як функцію зовнішнього навантаження, вираженого через напруження в тілі штанги p . Видно, що навантаження з'єднання за схемою $0...-34...276...-34$ МПа зменшує це зусилля, що пояснюється виникненням пластичної деформації, яка локалізується біля радіусів зарізьбової канавки і перших трьох витків різьби (рис. 2, в).

Однак за розподілом напружень при прикладенні одноразового навантаження не можна говорити про стійкість з'єднання до втомного руйнування. Це можна робити, враховуючи максимальні і мінімальні напруження в з'єднанні впродовж циклу зовнішнього навантаження.

Для визначення регіонів з високим потенціалом до зародження втомної тріщини застосовувалася методика [3], згідно з якою умова втомної міцності при багатоосьовому напруженому стані виражається так:

$$\sqrt{\frac{(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2}{2}} \leq \sigma_N - m \frac{(\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3})}{3}, \quad (2)$$

де: σ_{ai} — компоненти амплітуди нормального напруження;

σ_{mi} — компонент середнього нормального напруження;

σ_N — межа витривалості;

m — коефіцієнт впливу середнього напруження.

З врахуванням деяких припущень [3], приймаючи $\sigma_N = 207$ МПа, $m = 1$ коефіцієнт запасу втомної міцності може бути виражений так:

$$D = \frac{\sigma_N - m \cdot \sigma_m}{\sigma_a} = \frac{207 - \sigma_m}{\sigma_a}, \quad (3)$$

де: σ_m — середнє нормальне напруження (МПа);
 σ_a — амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа).

Оскільки рівність (3) базується на наближених даних, отриманих з модифікованої діаграми Гудмана, а не на дійсних даних втомної міцності, її не можна використовувати для прогнозування втомного руйнування, але можна ідентифікувати регіони з високим потенціалом до втомного руйнування. Так, якщо $D < 1$, то можна тільки говорити про обмежену довговічність, меншу числа циклів N , якому відповідає σ_N .

На рис. 4 наведено розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності в різьбовому з'єднанні насосних штанг $\varnothing 22$ мм для трьох циклів зовнішнього навантаження. Видно, що найбільш небезпечними регіонами з точки зору втомної міцності є перехідні радіуси зарізьбової канавки, перші дві впадини різьби штанги і дві останні впадини різьби муфти. Статистичні дані [2] 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 стискаючих навантажень 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

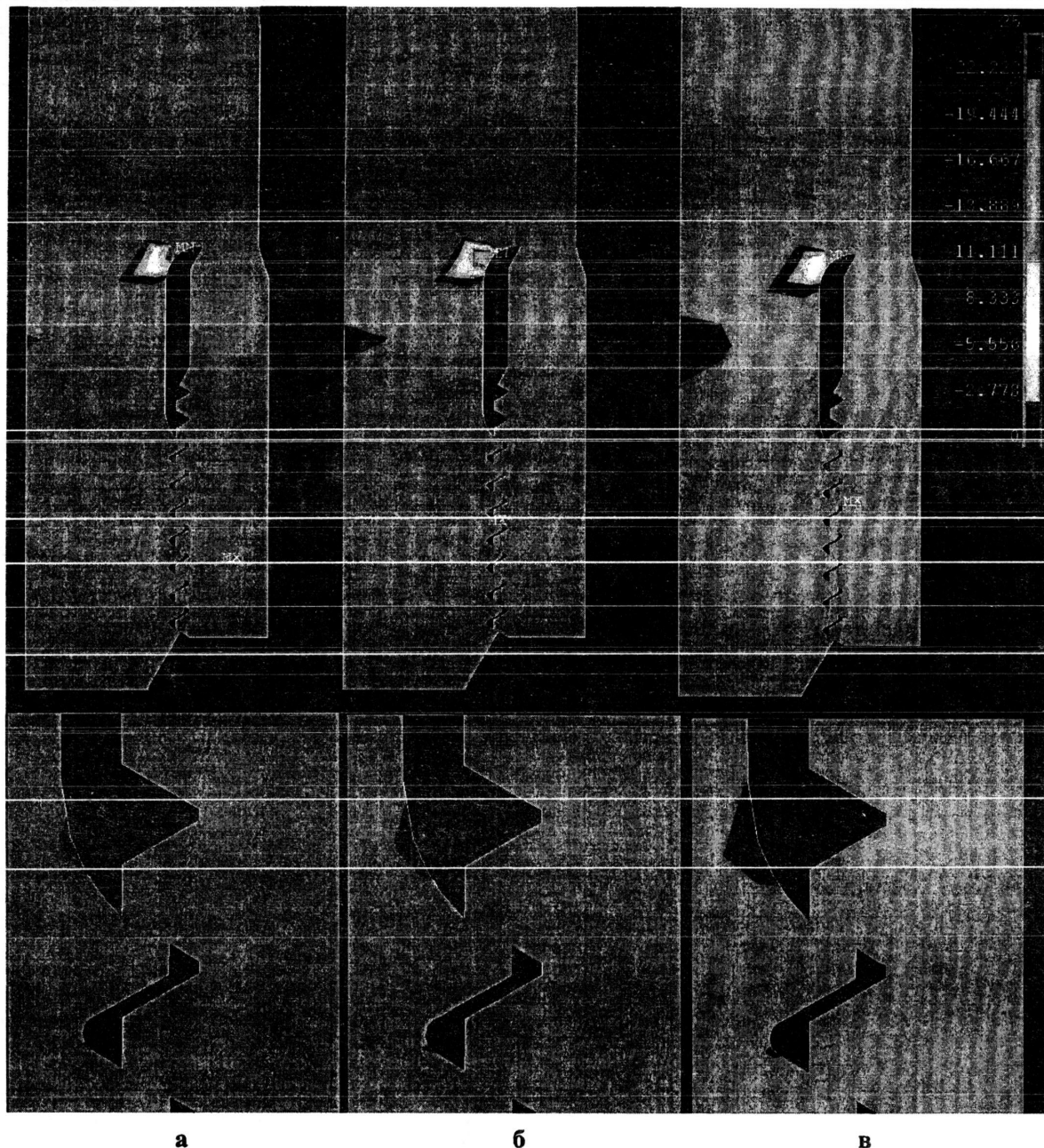


Рисунок 4 — Розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності в різбовому з'єднанні штанг $\varnothing 22$ мм для циклів зовнішнього навантаження: -13,8...55,2 МПа (а); 13,8...158,6 МПа (б); 103,4...206,8 МПа (в)

іншими значно менше значення D у другому радіусі канавки і перших впадинах різби штанги (рис. 4, в).

Автором виведені залежності нормального напруження σ_n і напруження за критерієм Мізеса σ_m від зовнішнього навантаження p (після попереднього прикладення максимального стискаючого і розтягуючого навантаження) в ідентифікованих небезпечних регіонах. Ці залежності з незначною похибкою можна вважати лінійними.

Підставляючи значення σ_n і σ_m в рівняння (3), можна знайти наближені значення коефіцієнта запасу втомної міцності при різних значеннях допустимих амплітуд зовнішнього на-

вантаження. При аналізі нового типу з'єднання спочатку ідентифікуються небезпечні регіони з точки зору втомної міцності, відтак в них знаходяться залежності $\sigma_n(p)$ і $\sigma_m(p)$, знаходиться залежність $D(p)$ і порівнюється з залежністю $D(p)$ для стандартного з'єднання.

Отримані результати для стандартного з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм можна використовувати для порівняння з результатами моделювання модернізованих з'єднань, інших значень зусилля згвинчування, матеріалів тощо. Так, автором проведено дослідження впливу довжини зарізьбової канавки ніпеля штанги на втону міцність з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм. В табл. 2 наведено результати розрахунків коефіцієнта

Таблиця 1 – Залежності σ_n і σ_m від зовнішнього навантаження p (МПа) в регіонах з високим потенціалом до втомного руйнування стандартного з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм.

Небезпечні регіони	σ_n , МПа	σ_m , МПа
Перший радіус канавки	$0,0265p+274,29$	$0,1219p+363,33$
Другий радіус канавки	$0,1583p+234,21$	$0,3155p+340,91$
Перша впадина різби штанги	$0,2523p+261,91$	$0,3483p+331,91$
Остання впадина різби муфти	$0,5808p+240,92$	$0,6712p+236,73$

Таблиця 2 — Коефіцієнт запасу втомної міцності в небезпечних регіонах з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм при різних довжинах зарізьбової канавки L і трьох циклах зовнішнього навантаження

Небезпечні регіон	$L = 17$ мм (стандартна)			$L = 25$ мм			$L = 34$ мм		
	-13,8... 55,2 МПа	13,8... 158,6 МПа	103,4... 206,8 МПа	-13,8... 55,2 МПа	13,8... 158,6 МПа	103,4... 206,8 МПа	-13,8... 55,2 МПа	13,8... 158,6 МПа	103,4... 206,8 МПа
Перший радіус канавки	-16,1	-7,9	-11,3	-10	-5,1	-7,6	-3,6	-2	-3,3
Другий радіус канавки	-2,8	-1,8	-3,2	-1	-0,9	-1,9	-2	-1,4	-2,6
Перша впадина різби штанги	-5	-3	-5,2	-1,3	-1,2	-2,7	1,2	0	-0,8
Остання впадина різби муфти	-2	-1,7	-3,6	-0,9	-1,3	-3,1	-0,2	-0,9	-2,6

запасу втомної міцності в ідентифікованих небезпечних регіонах за апроксимованими залежностями (див. табл. 1) для з'єднання штанг $\varnothing 22$ мм при різних довжинах зарізьбової канавки і різних циклах зовнішнього навантаження. Видно, що збільшення довжини канавки в два рази підвищує коефіцієнт D в 3,5-4,5 рази в найбільш небезпечних регіонах.

За такою методикою можливим є дослідження з'єднань з меншою нерівномірністю розподілу навантажень між витками різби, наприклад, типу стяжки [3] для застосування в муфтових з'єднаннях насосних штанг.

Література

1. Копей В.Б., Стеліга І.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ "Долиналифтогаз" // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2002. – № 4(5). – С. 78-80.
2. Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов. – Баку.: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
4. Edward L. Hoffman. Finite Element Analysis of Sucker Rod Couplings with Guidelines for Improving Fatigue Life. Sandia report. Sandia National Laboratories, 1997, – 66 pp.

ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ
ЩОКВАРТАЛЬНИЙ
НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ
ЖУРНАЛ

**РОЗВІДКА ТА РОЗРОБКА
НАФТОВИХ І ГАЗОВИХ
РОДОВИЩ**

Редакція журналу запрошує до співпраці спеціалістів нафтогазової галузі, котрі бажають опублікувати свої матеріали.

Будемо раді допомогти Вам налагодити ділові контакти через опублікування у нашому збірнику реклами продукції та розробок Вашого підприємства.

Сподіваємось, що ви передплатите наш журнал на 2003 рік.

Наша адреса: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
тел. (044) 4-20-15, 994-180
e-mail: rozvidka@ifdtung.if.ua