УДК 622.276.53:622.276.054.4.001.8

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗАТЯГНЕННЯ РІЗЬБ У ПРОЦЕСІ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, В.Б.Копей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)42166, e-mail: kopeyb@nung.edu.ua

Описана методика определения моментов свинчивания резьб насосных штанг с учетом влияния масштабного фактора и величины границы текучести стали, даны рекомендации по применению механизированных ключей, которые обеспечивают затяжку резьбового соединения насосных штанг с контролируемым моментом свинчивания и рекомендации по разработке тарировочных графиков для отдельных моделей механизированных штанговых ключей.

The method of determination of moments of screwing together of sucker rods threads is described in the work taking into account the influence of scale factor and value of steel yield strength. The recommendations on application of the mechanized wrenches which provide screwing together of sucker rods threads with the controlled torque and recommendations on development of the graphs for the some models of the mechanized wrenches are given.

Різьбові з'єднання – відповідальні вузли, які визначають міцність і надійність всієї конструкції. Прикладання недостатнього моменту згвинчування або перезатягування з'єднання може призвести до його руйнування.

Існуючі методики розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг не враховують вплив масштабного фактору і величини межі плинності сталі. Застосування ручних ключів для згвинчування не забезпечує точності виконання й точності контролю необхідного моменту згвинчування, оскільки із збільшенням швидкості загвинчування коефіцієнти тертя в різьбі й на торці зменшуються і внаслідок нерівномірного обертання інструмента в процесі затягування (перехоплення ключа, затягування ривками) можливі недотяжка або перетяжка різьбових з'єднань.

Отже, необхідно розробити методику розрахунку моментів згвинчування різьб насосних штанг, в якій би враховувався вплив масштабного фактору і величина межі плинності сталі, обґрунтувати застосування гідравлічних ключів для згвинчування різьб насосних штанг.

Попереднє затягнення з'єднання насосних штанг передбачається не тільки для попередження саморозгвинчування з'єднання під час роботи, а також для запобігання втомного руйнування ніпеля. Тому необхідно через прикладений крутний момент попередньо затягнути різьбове з'єднання по осі таким чином, щоб верхнє і нижнє граничне напруження втомної міцності не перевищували оптимальну осьову складову попереднього затягнення, яка рівна за рекомендацією [1] щонайменше $0{,}5\text{-}0{,}7\,\sigma_T$. Оптимальна величина затягнення упорних різьб за умови найвищого опору втомі складає $0{,}425\text{-}0{,}53\,\sigma_T$ [2] та визначається з наступної залежності (рис. 1):

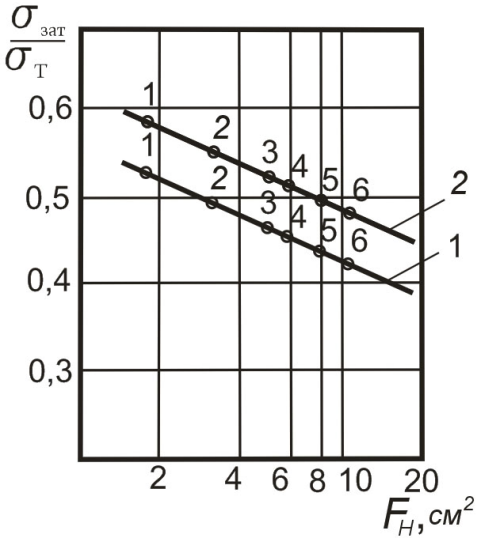
$$k = \frac{\sigma_{зат}}{\sigma_m} = 0{,}525 - 0{,}141 lg \frac{A_z}{2}, \qquad (1)$$

де: k – коефіцієнт затягнення;

$\sigma_{зат}$ – напруження затягнення, МПа;

σ_m – межа плинності сталі, МПа;

A_z – площа поперечного перерізу ніпеля, см^2.



1 - 13 мм, 2 – 16 мм, 3 - 19 мм, 4 - 22 мм, 5 - 25 мм, 6 - 29 мм (1 – $0{,}425\text{-}0{,}53\,\sigma_T$, 2 – $0{,}5\text{-}0{,}7\,\sigma_T$)

Рисунок 1 – Залежність відношення оптимальних напружень затяжки до границі плинності сталі від площі поперечного перерізу в небезпечному перерізі різьби ніпеля штанг заданого діаметра

Для площ поперечного перерізу ніпелів насосних штанг діаметром 13-29 мм, які рівні відповідно 183-1012 мм^2, оптимальні напруження затягнення за формулою (1) складають таблицю 1.

В практиці видобування нафти згідно з ГОСТ 13877-96 та ТУ.У.00136538-010-96, а також стандартами АНІ можливе використання насосних штанг з різними механічними характеристиками [3-5]:

Таблиця 1 – Оптимальні напруження затягнення різьб насосних штанг

Типорозмір штанг дюйми, мм	A_Z, мм^2	$k = \frac{\sigma_{зат}}{\sigma_m}$
$\frac{1}{2}$", 13	183	0,530
$\frac{5}{8}$", 16	316	0,497
$\frac{3}{4}$", 19	423	0,479
$\frac{7}{8}$", 22	548	0,463
1", 25	762	0,443
$1\frac{1}{8}$", 29	1012	0,425

сталь 40, σ_T =314 МПа після нормалізації,

сталь 20ХН, σ_T =340 МПа після нормалізації,

сталь 20Н2М, σ_T =382 МПа після нормалізації,

сталь 30ХМА, σ_T =392 МПа після нормалізації та високого відпуску,

сталь 15Н3МА, σ_T =490 МПа після нормалізації та високого відпуску,

сталі 15Х2НМФ, 15Х2ГМФ, 14Х3ГМЮ, y_T=617 МПа після гартування та високого відпуску,

сталь ARD3 нержавіюча y_T=600 МПа після гартування та високого відпуску,

сталь S200h y_T=690-700 МПа після нормалізації та відпуску,

сталь Norris 75 та Continental 8 y_T=827 МПа після нормалізації та відпуску,

Oilwell W та Continental 10 y_T=1100 МПа після гартування та високого відпуску.

В літературі рекомендують такі моменти згвинчування насосних штанг [6-8] (таблиця 2).

Моменти затягнення різьбових з'єднань насосних штанг, які наведені в табл. 2, отримані для напруження $\sigma_{зат}$, які досягають 270 МПа, і не враховують ні вплив масштабного фактору ні величину межі плинності сталі σ_m.

Крім того, для попередження розкриття стиків під час дії змінних навантажень та вібрацій штангової колони потрібно оптимальний момент збільшити на 20%.Тоді діапазон максимальних напружень затягування для насосних штанг діаметром 13-29 мм складе (0,51-0,636) σ_T, що відповідає рекомендаціям [1].

Враховуючи залежність (1), крутні оптимальні моменти затягнення будуть функцією діаметра різьби ніпеля та величини межі плинності сталі σ_T і тому пропонується розраховувати їх за формулою

$$M_d = \frac{F_v}{2}\left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos\alpha} + D_A \cdot \mu_A\right), \qquad (2)$$

де: M_d – момент згвинчування різьби штанги, Н·м;

F_v – сила попереднього затягнення, кН; $F_v = k\sigma_m A_z$;

P – крок різьби, P=2,54 мм;

D_2 – середній діаметр різьби, м;

μ'' – коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби, μ''=0,17;

α – половина кута профілю різьби α =30^o;

D_A – середній діаметр контактної поверхні торців муфта – ніпель, м;

μ_A – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель, μ_A =0,15;

A_z – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки), м^2.

Сили, що діють у різьбовому з'єднанні

При правильному згвинчуванні різьбове з'єднання насосних штанг, тобто з'єднання ніпеля і муфти з упором, являє собою частину такої ж міцності, як і гладке тіло штанги (рисунок 2).

Під правильним згвинчуванням розуміється змащування різьби відповідно до вимог стандартів і затягнення з'єднання оптимальним моментом згвинчування. Затягнення необхідним моментом згвинчування означає попереднє

Таблиця 2 – Рекомендовані моменти згвинчування насосних штанг (Н·м)

Ном. діаметр дюйми мм / *Штанги*	$\frac{1}{2}$" 13	$\frac{5}{8}$" 16	$\frac{3}{4}$" 19	$\frac{7}{8}$" 22	1" 25	$1\frac{1}{8}$" 29
20Н2М ГОСТ 13877-96	-	288-298	461-474	656-705	1039-1084	1400-1491
API RP 11 BR США	-	298-328	474-522	705-775	1084-1193	1491-1640
VM125 *SBS Австрія*	149	294	471	706	1080	1619
S200h *SBS Австрія*	221	328	530	771	1187	1638
N2P *SBS Австрія*	149	294	471	706	1080	1619
ARD3 *SBS Австрія*	221	328	530	771	1187	1638

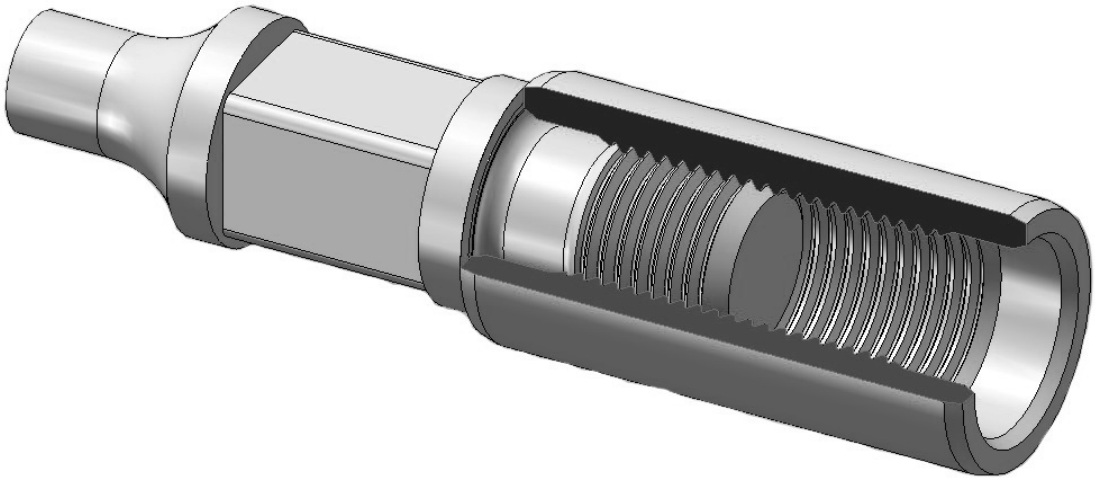


Рисунок 2 — Зібране з'єднання ніпеля і муфти насосної штанги з упором

затягнення та створення контактних напружень на поверхнях торців, які мають бути вищі очікуваного максимального верхнього напруження в колоні штанг для попередження розкриття стику, але обов'язково нижчі межі плинності металу.

Таким чином виникають такі питання:

– Як вибрати величину оптимального попереднього затягнення з'єднання штанг?

– Яким крутним моментом досягається оптимальне попереднє затягнення?

– Як забезпечити правильний момент затягнення?

Наскільки важливо ретельне очищення та достатнє змащення різьби, можна побачити з того, що близько 90% моменту, який прикладений до загвинчуваного, чистого й змащеного з'єднання йде на тертя у витках (40%) і на тертя між опорними поверхнями (50%); тільки 10% моменту затягнення залишається для створення потрібного напруження на контактних поверхнях. На прикладі демонструються сили, що діють у різьбовому з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм фірми SBS, Австрія ($\frac{3}{4}''$ -S200h).

Приклад:

Розрахуємо оптимальний крутний момент згвинчування різьби насосної штанги (рис. 3) за формулою

$$M_d = \frac{F_v}{2}\left(\frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos\alpha} + D_A \cdot \mu_A\right),$$

де:

$$F_v = k\sigma_m A_z = 0{,}479 \cdot 700 \cdot 10^6 \cdot 423 \cdot 10^{-6} = 141800 \text{ Н};$$

$$M_d = \frac{141800}{2}\left(\frac{2{,}54\cdot 10^{-3}}{3{,}14} + \frac{25{,}22\cdot 10^{-3}\cdot 0{,}17}{0{,}866} + 34{,}9\cdot 10^{-3}\cdot 0{,}15\right) = 780 \text{ Н·м}.$$

Максимальний момент затягування буде на 20% вищим і складе 936 Н·м.

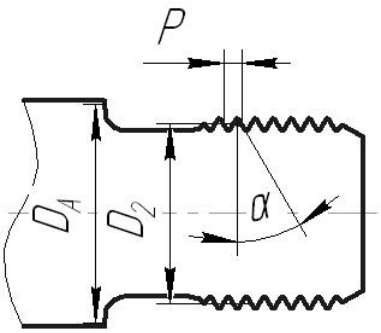


Рисунок 3 – Розрахункова схема різьби насосної штанги

Якщо на дане різьбове з'єднання діє ще й максимальне робоче навантаження 65 кН при ході штанг вгору, то загальне напруження в різьбі ніпеля при оптимальному затягненні:

$$\sigma_{Zзга} = \sigma_{ZV} + \frac{F_b}{A_z + A_m} =$$

$$= 335{,}3\cdot 10^6 + \frac{65\cdot 10^3}{423\cdot 10^{-6} + 765\cdot 10^{-6}} = 390 \text{ МПа},$$

та загальне напруження в різьбі ніпеля при максимальному затягненні досягне 457 МПа.

При мінімальній границі текучості σ_T =700 МПа коефіцієнт запасу міцності:

при оптимальному затягненні

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{Zзга.}} = \frac{700}{390} = 1{,}79,$$

при максимальному затягненні

$$n = \frac{y_T}{y_{Zзаг.}} = \frac{700}{457} = 1{,}53,$$

що є достатнім при розрахунку на міцність.

При цьому:

M_d – оптимальний момент згвинчування штанги $\frac{3}{4}''$ (19 мм) 780 Н·м

максимальний момент згвинчування штанги $\frac{3}{4}''$ (19 мм) 936 Н·м.

Таблиця 3 – Дані для розрахунку сил, що діють в різьбовому з'єднанні насосних штанг

Типорозмір дюйми, мм	P, мм	D_Z, мм	D_A, мм	A_M, мм^2	A_Z, мм^2	δ_M, мм	δ_Z, мм
$\frac{1}{2}''$, 13	2.54	17.27	22.90	356	183	11.1	11.1
$\frac{5}{8}''$, 16	2.54	22.05	30.20	519	316	13.1	13.1
$\frac{3}{4}''$, 19	2.54	25.22	34.90	765	423	15.1	15.1
$\frac{7}{8}''$, 22	2.54	28.40	38.10	949	548	17.1	17.1
1", 25	2.54	33.15	45.30	1465	762	20.2	20.2
$1\frac{1}{8}''$, 29	2.54	37.91	50.80	1619	1012	22.2	22.2

F_v – сила попереднього затягнення 141,8 кН
F_b – робоче навантаження 65 кН
P – крок різьби 2,54 мм
D_2 – середній діаметр різьби 25,22 мм
μ'' – коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби 0,17
α – половина кута профілю різьби 30^o
D_A – середній діаметр контактної поверхні муфта – ніпель 34,9 мм
μ_A – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфта – ніпель 0,15
σ_{ZV} – напруження в різьбовій частині ніпеля від попереднього затягнення 335,3 МПа
A_z – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбової канавки) 423 мм^2
A_m – несуча кільцева поверхня муфти 765 мм^2
$\sigma_{Zзаг}$ – загальне напруження в ніпелі 390 МПа
σ_T – мінімальна границя текучості 700 МПа

Видовження l_Z ніпеля від попереднього затягнення:

$$l_Z = \frac{F_V \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E} = \frac{141800 \cdot 15.1 \cdot 10^{-3}}{423 \cdot 10^{-3} \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11}} = 0{,}0241 \text{ мм.}$$

Скорочення l_M муфти від попереднього затягнення:

$$l_M = \frac{F_V \cdot \delta_M}{A_m \cdot E} = \frac{141800 \cdot 15.1 \cdot 10^{-3}}{765 \cdot 10^{-3} \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11}} = 0{,}0133 \text{ мм.}$$

Видовження $l_Z + \Delta l_Z$ ніпеля від попереднього та робочого навантаження:

$$l_Z + \Delta l_Z = \frac{\sigma_{заг} \cdot A_Z \cdot \delta_Z}{A_Z \cdot E} = \frac{390 \cdot 10^6 \cdot 15.1 \cdot 10^{-3}}{2{,}1 \cdot 10^{11}} =$$

$$= 0{,}0280 \text{ мм};$$

$$\Delta l_Z = 0{,}0280 - 0{,}0241 = 0{,}0039 \text{ мм}.$$

Щоб поверхні контакту муфти й ніпеля не роз'єдналися, повинна бути виконана умова $\Delta l_Z < l_M$. Тобто, додаткове видовження різьбової частини ніпеля від робочого навантаження повинне бути менше скорочення довжини муфти, що досягається попереднім затягненням.

$$\Delta l_Z = 0{,}0039 < l_M = 0{,}0133 \text{ мм.}$$

Тут:
l_Z – подовження ніпеля від попереднього затягнення 0,0241 мм
Δl_Z – додаткове подовження ніпеля від робочого навантаження 0,0039 мм
l_M – зменшення довжини муфти від попереднього затягнення 0,0133 мм
δ_Z – величина деформованої частини ніпеля 15,1 мм
δ_M – величина скорочуваної довжини муфти 15,1 мм
E – модуль пружності сталі $2{,}1 \cdot 10^5$ МПа

Розрахункові дані зведено до таблиці 3.

На рис. 4 зображено вплив попереднього затягнення на різьбове з'єднання.

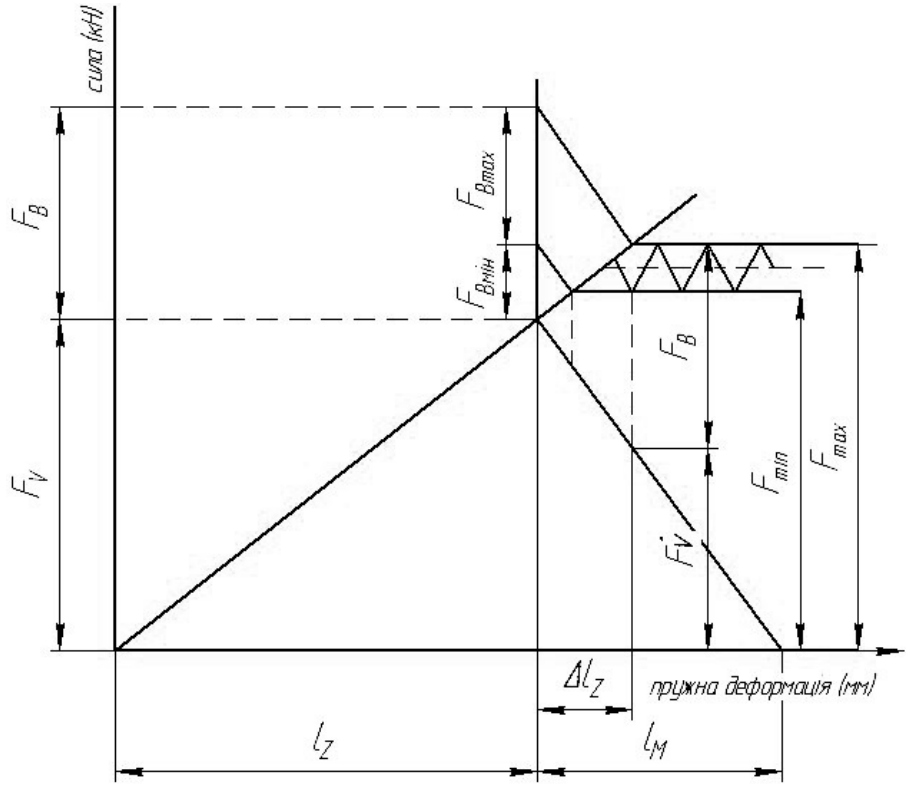
Виробничника насамперед цікавить, як забезпечити необхідний момент згвинчування. На рисунку 5 зображено оптимальні моменти згвинчування, необхідні для різних марок сталей і розмірів штанг. Величини максимальних моментів згвинчування показані на рисунку 6.

Застосування ручних ключів для згвинчування не забезпечує виконання й можливість контролю необхідного моменту згвинчування. Рекомендується застосовувати гідравлічні ключі, тому що при відповідному використанні і обслуговуванні гідравлічні ключі значною мірою забезпечують затягнення з необхідним моментом згвинчування. Надалі розглядаються тільки можливості контролю, які реалізуються при застосуванні гідравлічних штангових ключів.

При роботі з подібними ключами, як правило встановлюють перепускний клапан ключа на тиск, обраний за калібрувальною кривою (діаграма величин моменту згвинчування – тиску масла) на основі моменту згвинчування, що рекомендується для даних штанг залежно від марки сталі і розмірів (рисунок 7).

При цьому варто звертати увагу на наступні пункти:

Калібрувальна крива повинна бути точною; по можливості бажано мати калібрувальну криву для кожного ключа, а не тільки для кожного типу ключів.



F_{MAX} – максимальне загальне навантаження; F_{MIN} – мінімальне загальне навантаження; F_B – робоче навантаження; F_V – попереднє напруження; F_V' – залишкове попереднє напруження; $F_{B\,min}$ – мінімальне робоче навантаження; $F_{B\,max}$ – максимальне робоче навантаження; l_Z – подовження ніпеля; l_M – скорочення муфти; Δl_Z – видовження ніпеля від робочого навантаження; σ_O – максимальне напруження; σ_y – мінімальне напруження

Рисунок 4 – Вплив попереднього затягнення на різьбове з'єднання

Передавальний механізм ключа і перепускний клапан повинні працювати бездоганно, що необхідно забезпечити шляхом періодичного контролю і профілактичного ремонту.

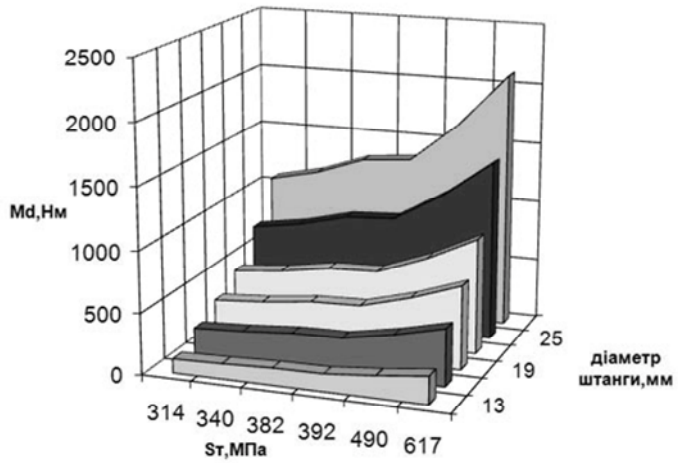
Різна в'язкість гідравлічної рідини позначається на силовому потоці. Необхідно застосовувати завжди однакове, зазначене заводом–виготовлювачем, масло гідросистеми.

Перш ніж приступати до згвинчування, включити гідравлічну систему, щоб вона могла розігрітися до необхідної робочої температури.

Найбільш надійним засобом визначення і періодичного контролю нормальної роботи гідравлічної системи, перепускного клапана та ключа виявилося вимірювання тиску гідравлічного тиску за перепускним клапаном за допомогою індуктивного давача тиску, а також вимірювання крутного моменту на головці ключа за допомогою тензометричних давачів на контрольних штангових муфтах. Обидва значення тиску і крутного моменту одночасно реєструються на моніторі ноутбука. Так як давачі тиску і контрольних муфт калібровані, то за кожним відхиленням параметра на моніторі ПК можна визначити певний тиск або певний крутний момент і створювати в такий спосіб калібрувальну криву ключа. Крім того, даний метод вимірювання дозволяє встановити вплив різних мастильних засобів на процес згвинчування, а також визначити найбільш вигідний спосіб роботи і обслуговування ключа під час експлуатації.

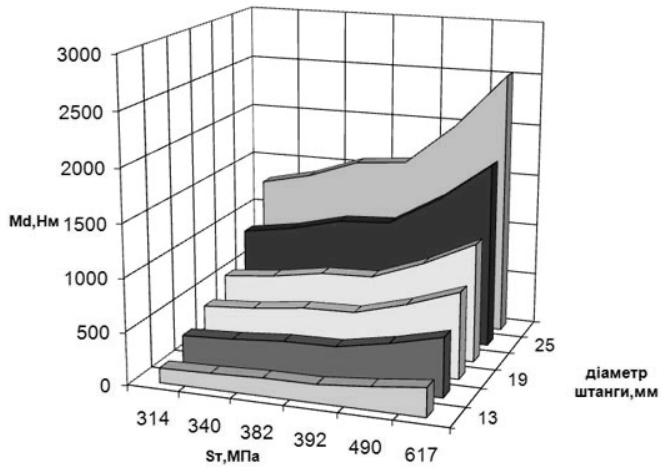
Проведемо аналіз впливу зовнішнього робочого навантаження на зусилля згвинчування з'єднання штанг діаметром 22 мм. У багатьох випадках поломці ніпеля передує часткове самовідгвинчування з'єднання. Значно рідше спостерігаються поломки ніпеля, викликані перевищеним моментом згвинчування. Внаслідок пластичних деформацій в з'єднанні зовнішнє навантаження розтягу може призвести до зменшення зусилля згвинчування (зусилля на стику з'єднання).

Для підвищення стійкості з'єднань насосних штанг до втомного руйнування були запропоновані з'єднання зі зменшеною нерівномірністю розподілу навантаження по витках різьби [9, 10]. Це з'єднання з муфтою розтягустиску (рисунок 8а), з'єднання з збільшеною довжиною зарізьбової канавки до 25 мм і 34 мм (рисунок 8,б), з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу (модуль пружності та границя текучості муфти зменшені на 5% модуля пружності та границі текучості ніпеля) та з'єднання, попередньо піддане пластичній деформації високим зусиллям згвинчування (для попереднього



$S_т$,МПа / d,мм	314	340	382	392	490	617
13	116	126	141	145	181	228
16	238	258	290	298	372	468
19	350	379	425	437	546	687
22	482	522	586	602	752	947
25	748	810	910	934	1167	1470
29	1072	1160	1304	1338	1672	2106

Рисунок 5 – Діаграма залежності оптимальних моментів згвинчування M_d, Н·м, різьб насосних штанг діаметром d, мм, від дискретних величин межі плинності сталі σ_T, МПа

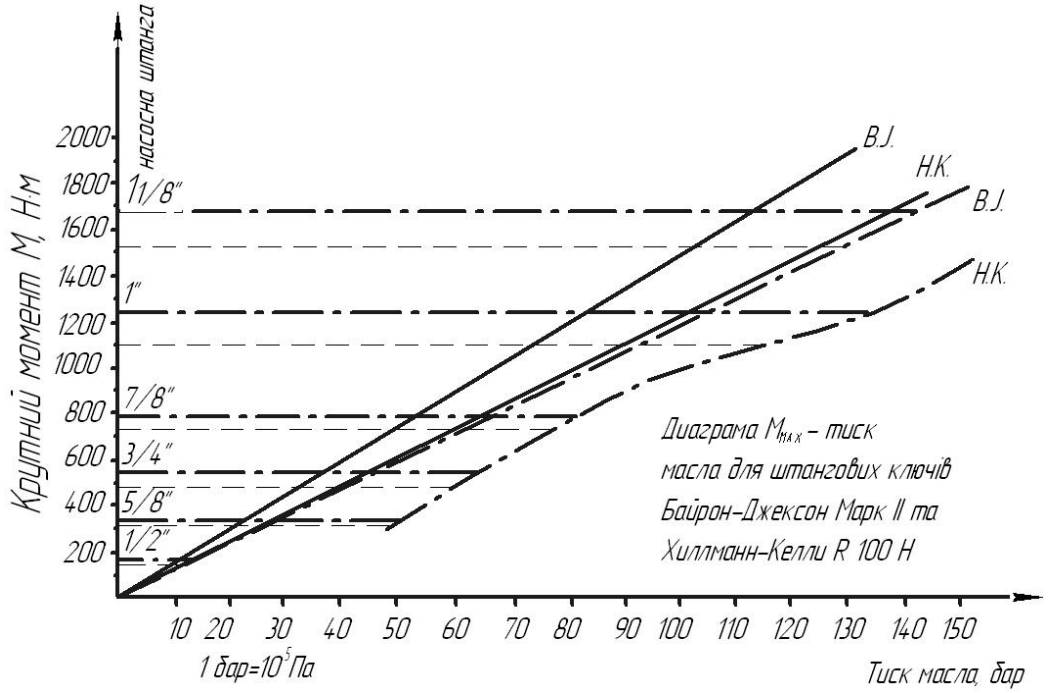


$S_т$,МПа / d,мм	314	340	382	392	490	617
13	139	151	170	174	218	274
16	286	310	348	357	446	562
19	420	454	511	524	655	825
22	578	626	704	722	902	1136
25	897	972	1092	1120	1400	1763
29	1286	1392	1564	1605	2007	2527

Рисунок 6 – Діаграма залежності максимальних моментів згвинчування M_d, ·м, різьб насосних штанг діаметром d, мм, від дискретних величин межі плинності сталі σ_T, МПа

деформування застосовувалось зусилля згвинчування, яке відповідає 50% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги при рекомендованому згвинчуванні. Після цього з‘єднання розгвинчувалось до величини колового зміщення, що відповідає рекомендованому моменту згвинчування).

Були розроблені скінченно-елементні осесиметричні моделі цих з’єднань в програмі Ansys та проведено аналіз напруженого деформованого стану з’єднань при трьох значеннях зовнішнього навантаження, яке відповідає напруженню в тілі штанги відповідно 0 МПа, 276 МПа (розтяг) та -34 МПа (стиск) [9, 10].



(Дані виробників ключів згідно стандарту API–RP 11 BR і показники промислових досліджень)

——— – крутний момент для сталі з $\sigma_{max} \geq 250 МПа$ – насосні штанги SBS–S200h

— · — – крутний момент для сталі з $\sigma_{max} \geq 250 МПа$ – насосні штанги SBS–VM125 N2P

Рисунок 7 – Тарувальні графіки для окремих моделей гідравлічних штангових ключів

Моделювання проводилось з врахуванням пластичності матеріалу з'єднання.

Всі проаналізовані вище варіанти з'єднань (крім з'єднання з попередньою пластичною деформацією) досліджувались при однакових значеннях видовження ніпеля при згвинчуванні (0,14мм), що, однак, не говорить про однакове значення зусилля згвинчування. Внаслідок зміни конструкції найменше, в порівнянні зі стандартним, змінилось зусилля на стику з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу, а найбільше - з'єднань з муфтою розтягу-стиску та довжиною зарізьбової канавки 34 мм.

З рисунка 9 можна також побачити зміну зусилля на стику з'єднання, коли до згвинченого з'єднання прикладається зовнішнє навантаження стиску, розтягу і знову стиску. Найбільша зміна характерна для стандартного з'єднання і з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу і свідчить про найбільші пластичні деформації в цих з'єднаннях.

Отже, зміна конструкції з'єднання може потребувати зміни оптимального моменту згвинчування і коректування зусилля згвинчування при дії зовнішнього навантаження.

Висновки

Запропоновано визначати момент згвинчування різьб насосних штанг за формулами, які враховують вплив масштабного фактору і величину межі плинності сталі.

Рекомендується застосовувати механізовані ключі, які забезпечують затягнення різьбового з'єднання насосних штанг з контрольованим моментом згвинчування.

Рекомендується розробити тарувальні графіки для окремих моделей механізованих штангових ключів.

Література

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

2 Копей Б.В., Михайлюк В.В. Огляд конструкцій бурових ключів та методик визначення моментів згвинчування замкових різьбових з'єднань // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2007. – № 1(15). – С.73-83.

3 ГОСТ 13877-96. Межгосударственный стандарт. Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. – К.: Госстандарт Украины, 2002. – 28 с.

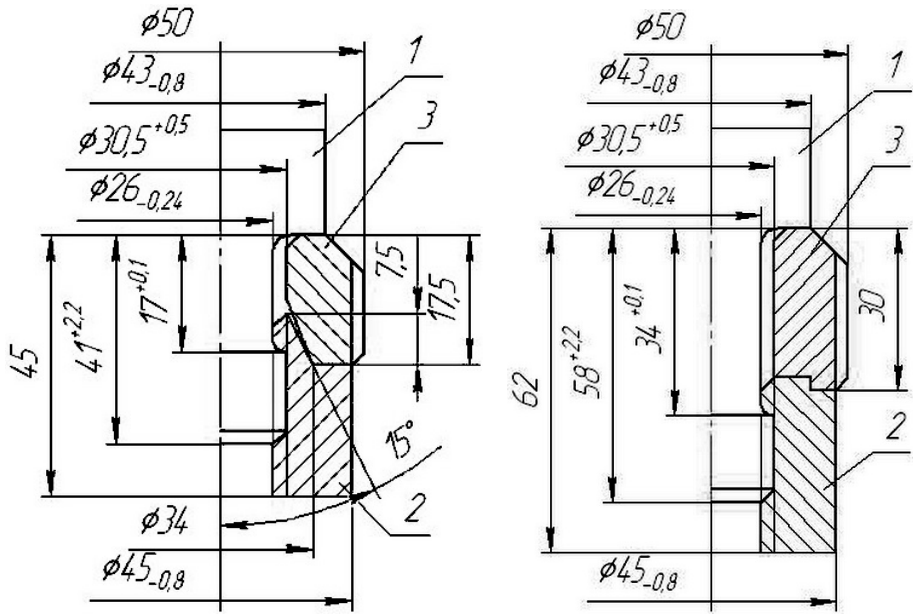
4 API Spec 11B. Sucker rods.26th edition. – 1998. – 58 pp.

5 API RP 11 BR.Care and handling of sucker rods.8th Edition. – 1989. – 18 pp.

6 Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Зінченко Ю.С.Крутний момент штангообертача для провертання склопластикових насосних штанг та оцінка міцності з'єднання їх головок // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4(25). – С.132-139.

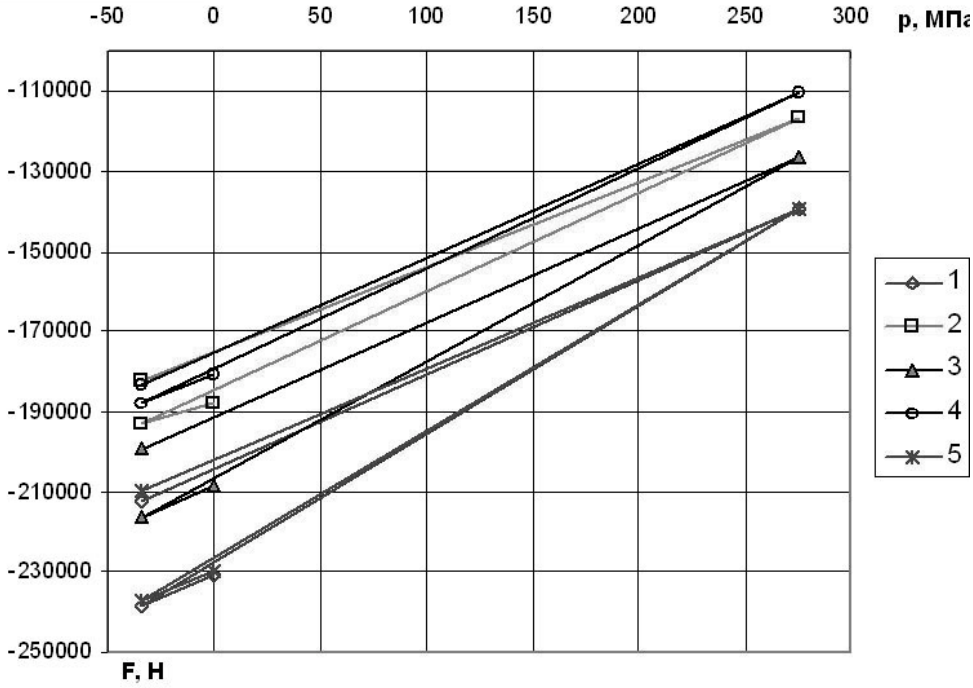
7 Ришмюллер Г., Майер Х. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами / Пер. с нем. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.

8 Хусаинов Р.С., Королев Н.И., Вагапов Ю.Г. Промысловые исследования влияния момента свинчивания на работоспособность резь-



1 – штанга; 2 – муфта; 3 – протекторна вставка

Рисунок 8 – Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм з муфтою розтягу-стиску (а) та зі збільшеною довжиною зарізьбової канавки в ніпелі(б)



1 – стандартне з'єднання; 2 – з муфтою розтягу-стиску; 3 – довжина зарізьбової канавки 25 мм; 4 – довжина зарізьбової канавки 34 мм; 5 – муфта з пластичного матеріалу.

Рисунок 9 – Залежність зусилля F на стику муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм від зовнішнього навантаження, яке викликає напруження Р

бовых соединений глубиннонасосных штанг // РНТС ВНИИОЭНГ Серия «Нефтепромысловое дело». – 1972. – №7. – С. 21-25.

9 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.

10 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт: Дис. ... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості / Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.