



УДК 622.276.054

## АНАЛІЗ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ КОЛОН НАСОСНИХ ШТАНГ

*Я. Т. Федорович, В. В. Михайлюк, О. В. Михайлюк, О. І. Коваль*

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна, вул. Карпатська, 15, 76019 e-mail: myhajlyukv@ukr.net*

Світовий фонд нафтових свердловин налічує більше мільйона одиниць, із яких біля 83 % експлуатуються штанговими свердловинними установками (ШСНУ). Згідно статистики в Україні налічують більше 400 родовищ, а фонд діючих свердловин, обладнаних свердловинними насосами складає 2226 [1]. Тому підвищення надійності і ефективності застосування ШСНУ, збільшення міжремонтного періоду та мінімізація аварійних випадків, при яких значні затрати йдуть на підйом та спуск штангової колони, є важливим завданням.

Насосні штанги (НШ) – це складові частини штангової колони, яка призначена для передачі зворотно-поступального руху і поздовжнього зусилля від наземного приводу до робочого органа – штангового свердловинного насоса.

Надійність роботи колони НШ залежить від проектування із врахуванням різноманітних факторів, які мають місце при їх роботі у свердловині. До них належать, наприклад, тертя колони насосних штанг до колони насосно-компресорних труб, згин колони, агресивність пластової рідини, що видобувається тощо.

Нехтування та неврахування цих та інших факторів під час проектування колони насосних штанг знижує надійність їх роботи та може призвести до обриву.

У процесі роботи свердловини колона штанг піддається дії статичних та динамічних навантажень. Відомо, що навантаження під час руху точки підвішування штанг вгору та вниз є різними, внаслідок чого колона штанг піддається дії змінних навантажень.

Через це у розрахунках насосних штанг використовують не максимальні або еквівалентні напруження, а приведені напруження, для визначення яких використовують наступні формули:

– формула А.С. Вірновського

На практиці для розрахунку насосних штанг прийнято:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a}, \quad (1)$$



де  $\sigma_{\max}$  – максимальне напруження в тілі штанги за цикл навантаження, МПа;

$\sigma_a$  – амплітуда напружень циклу, МПа, визначається за формулою:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (2)$$

де  $\sigma_{\min}$  – мінімальне напруження в тілі штанги за цикл навантаження, МПа.

Формула (1) застосовується найчастіше, оскільки рекомендується згідно [2].

– формула М. П. Марківця:

$$\sigma_{np} = \sigma_a + 0,33 \cdot \sigma_m, \quad (4)$$

$\sigma_m$  – середнє напруження циклу, МПа, визначається як:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}. \quad (3)$$

Результати розрахунків за даною формулою багаторазово проходили перевірку при значних напруженнях, включно до границі плинності [2].

– формула Серенсена–Кінасошвілі:

$$\sigma_{np} = \sigma_a + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m = \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m, \quad (5)$$

де  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості матеріалу при симетричному циклі;

$\sigma_0$  – границя витривалості матеріалу при віддільовому циклі.

У формулі (5) введені поправочні коефіцієнти, які враховують, із якого матеріалу виготовлені штанги:  $\psi_\sigma = 0,1 \dots 0,2$  – для вуглецевих сталей;  $\psi_\sigma = 0,2 \dots 0,3$  – для легованих сталей [1].

– формула Гудмена:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \Rightarrow \frac{\sigma_{np} - \sigma_m}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\sigma_{np} - \sigma_a}{\sigma_B} \Rightarrow \sigma_{np} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \sigma_B + \sigma_{-1} \cdot \sigma_a + \sigma_m \sigma_B}{\sigma_{-1} + \sigma_B} \quad (6)$$

Формула Гудмена отримала широке застосування у американській практиці видобування нафти за допомогою ШСНУ. У формулі використовується понижуючий коефіцієнт, який дозволяє проводити



підбір штанг із врахуванням навантажень та великим коефіцієнтом запасу, але при цьому збільшується маса колони штанг [3].

– Діаграма Сміта (рис. 1):

Методика поширена у США. Діаграма дозволяє визначити як графічно так і аналітично допустимі напруження за різних коефіцієнтів асиметрії циклу [3].

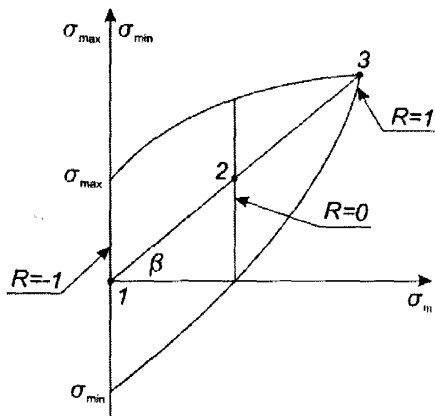


Рисунок 1 – Діаграма Сміта

Діаграма Сміта будується як мінімум за трьома режимами навантаження (по трьох точках), для кожного з яких визначають граничну міцності.

Перший режим (точка 1) – звичайний симетричний цикл навантаження ( $R = -1, \sigma_m = 0, \sigma_{\max} = \sigma_{-1}, \sigma_{\min} = -\sigma_{-1}$ ).

Другий режим (точка 2) – асиметричний цикл навантаження, зазвичай, від нульовий ( $R = 0, \sigma_m = \frac{\sigma_0}{2}, \sigma_{\max} = \sigma_0, \sigma_{\min} = 0$ ).

Третій режим (точка 3) – простий статичний розтяг ( $R = 1, \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m = \sigma_s$ ).

Отримані точки з'єднують плавною лінією, ординати точок якої відповідають границям витривалості матеріалу за різних значень коефіцієнта асиметрії циклу.

Пряма, що проходить під кутом  $\beta$  через початок координат діаграми граничних напружень, характеризує цикли з однаковим коефіцієнтом асиметрії  $R$ :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \frac{2\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1+R}. \quad (7)$$



У стандарті Американського інституту нафти (API) під час проектування колон НШ не використовують приведені напруження. Для обмеження напружень вводиться термін границі витривалості ( $\sigma_g$ ), який регламентує максимально допустиме напруження, визначене із врахуванням мінімального напруження циклу [5, 6]:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_g \quad (8)$$

Початкова діаграма Гудмена, що застосовувалась для визначення границі витривалості у галузі машинобудування виявилася не придатною для проектування штангової колони. Внаслідок особливого характеру та умов навантаження штангової колони діаграма була модифікована А. А. Харді:

$$\sigma_g = SF \left( \frac{T_a}{4} + 0,5625 \cdot \sigma_{\min} \right) \quad (9)$$

де  $SF$  – сервісний фактор, що є коефіцієнтом, який враховує корозійну активність відкачуваної рідини;

$T_a$  – мінімальна границя міцності на розрив для матеріалу штанг.

Для зручності позначимо  $S_g(\sigma_{\min}) = \sigma_g$  та перепишемо (8) у вигляді,

$$\sigma_{\max} \leq S_g(\sigma_{\min}) \quad (10)$$

який має два параметри:  $T_a$ ,  $SF$  – перший визначає саму штангу, а другий – умови експлуатації. Наприклад, область допустимих циклічних напружень за модифікованою діаграмою Гудмена для  $T_a = 600 \text{ МПа}$  і  $SF = 1$  показана на рис. 2.

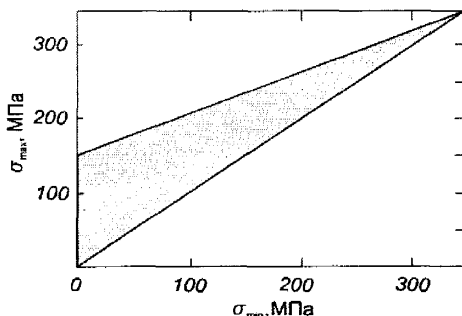


Рисунок 2 – Область допустимих напружень за модифікованою діаграмою Гудмена



На відміну від методики розрахунку за приведеним напруженням, допустимі напруження визначені за модифікованою діаграмою Гудмена не перевищують границі міцності. Крім того, до переваг діаграми можна віднести універсальність для різноманітних середовищ та можливість визначення  $\sigma_a$  за результатами лабораторних випробовувань  $T_a$ . Серед недоліків Б. Б. Круманом помічено, що за методикою Гудмена враховується тільки об'ємне напруження матеріалу штанг, ігноруючи якість поверхні, поверхневе зміцнення та не використовуються результати досліджень штанг у реальних умовах [4].

Згідно аналізу результатів розрахунку за наведеними методиками виявлено [5, 6], що жодна із залежностей не дає точного і достовірного опису ситуації, що виникає при роботі колони насосних штанг у свердловині. Часто обриви колон НШ трапляються у свердловинах, для яких проведені розрахунки не показали небезпеки перевантаження насосних штанг, а з іншої сторони, були випадки нормальної довготривалої роботи штанг за розрахункових напружень, що перевищують допустимі приведені напруження. Найкраще співпадіння результатів розрахунку і ситуацій на проаналізованих свердловинах було отримано із діаграми Сміта [5, 6].

Отже, виникає питання про достовірність прийнятих у використовуваних методиках величин допустимих приведених напружень для стандартних насосних штанг. Найвні у науково-технічній літературі та нормативних документах значення допустимих приведених напружень давно не переглядалися і не завжди відображають суттєвих змін як у конструкції штанг (матеріали, технологія виготовлення, геометричні параметри), так і змін у промислових експлуатаційних умовах (складу пластової рідини, температури, навантаження і коефіцієнта асиметрії циклу).

Тому, слід в подальшому більш детально вивчати умови роботи колони насосних штанг у свердловині. Проводити їх дослідження на лабораторних установках, котрі у найбільшій мірі відображають реальні умови роботи колони насосних штанг.

#### Літературні джерела

1 Грудз В. Я., Наследников С. В. Методология разработки математической модели для исследования конструкций станка-качалки при добыче углеводородных соединений. Системы. Методы. Технологии. 2014. № 1 (21). с. 51-56

2 Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия. Sucker rods and sucker rod couplings. Specifications: ГОСТ 13877-96 –



[Взамен ГОСТ 13877-80; Введ. 01.01.2001]. Москва: Изд-во стандартов, 2001. 33 с.: ил.

3 Гоц А. Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряженных, переменных во времени: Учебное пособие. Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005 г.

4 Бахтизин Р. Н., Уразаков К. Р., Ризванов Р. Р., Комков А. Г. Анализ методов расчета допустимого приведенного напряжения в насосных штангах. PROCEEDINGS. НАУЧНЫЕ ТРУДЫ. 23. 2015. №4.

5 Дубинов Ю. С. Принципы подбора штанговых колонн. Сборник тезисов 66-й Международной молодежной конференции «Нефть и газ - 2012». Москва: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2012.

6 Уразаков К. Р., Богомольный Е. И., Сейтпагамбетов Ж. С. и др. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин. Москва: Недра, 2003. 303 с.

УДК 622.23.05:004.942

## **ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ДОСЛІДЖЕННІ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ЗАМКОВИХ НАРІЗЕЙ**

*С.Л. Борушак*

*76019, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,  
e-mail: stepashkaa@ukr.net*

Відомо, що бурильні труби з'єднуються в колону за допомогою замкових нарізей. Герметичність цих з'єднань є одним із основних параметрів якості бурильних колон.

Сьогодні герметичність замкових нарізей забезпечують двома шляхами. Один із них – це торцеве ущільнення муфти і ніпеля. Другий – заповнення спірального каналу, що утворюється за рахунок стандартного зазору між муфтою і ніпелем спеціальним змащувально-герметизуючим наповнювачем. Як правило, такі наповнювачі при наявності значних нещільностей при контакті торців муфти і ніпеля витісняються із каналу. Також торці муфти і ніпеля в процесі експлуатації швидко зношуються і між ними виникає зазор. Через нього стається розгерметизація колони і втрата бурового розчину виникає через спіральний канал, утворений поверхніми нарізей муфти і ніпеля. Особливо поширеними вищерозгерметизації є у процесі похило-скерованого та горизонтального буріння.

Згідно стандартів, конструктивно закладений зазор [1] поміж муфтою і ніпелем у замковій нарізі має місце біля вершин гребінців (на рисунку 1 його схематично показано чорним кольором), а його