

ПРОТЕКТОРИ ДЛЯ НАСОСНИХ ШТАНГ

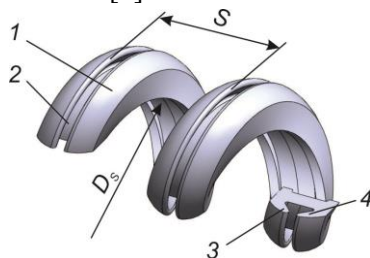
Федорович Я.Т., Михайлюк В.В., Дейнега Р.О.

ІФНТУНГ, Карпатська, 15, Івано-Франківськ, 76019, no@nung.edu.ua

Під час експлуатації свердловин штанговими насосними установками часто спостерігаються відмови свердловинного обладнання, особливо колон насосних штанг та колон насосно-компресорних труб. Найчастіше відмови колони насосних штанг відбуваються на викривлених ділянках свердловин внаслідок їх тертя до колони насосно-компресорних труб. У результаті спрацювання матеріалу зменшується поперечний переріз насосної штанги, що призводить до її обриву [1].

Для підвищення терміну експлуатації як колон насосних штанг, так і колон насосно-компресорних труб застосовуються спеціальні засоби – протектори [2]. Проаналізувавши існуючі конструкції протекторів встановлено, що основними їх недоліками є складність та висока собівартість виготовлення, незначний термін роботи, складність заміни спрацьованого протектора новим, низька здатність до амортизування ударів колони насосних штанг до колони насосно-компресорних труб.

З метою усунення цих недоліків запропоновано конструкцію протектора для захисту тіла насосної штанги від спрацювання та амортизації ударів. Протектор виготовляють із зносостійкої і нафтостійкої пластмаси (рис. 1), що складається із спіральної пружини 1, на зовнішній поверхні якої виконана канавка 2 з боковими гранями 3 та 4 [3].



1 – спіральна пружина; 2 – канавка; 3, 4 – бокові грані
Рисунок 1 – Запропонована конструкція протектора

Бокові грані канавки розташовані під гострим кутом відносно дна канавки і спрямовані у зустрічному напрямку. Крок і внутрішній діаметр пружини вибирається відповідно до залежності:

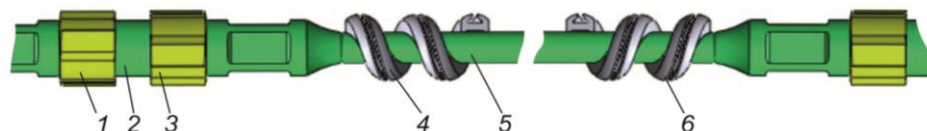
$$s < D < D_s, \quad (1)$$

де s – крок спіральної пружини;

D – діаметр насосної штанги;

D_s – внутрішній діаметр спіральної пружини.

Однак, при роботі колони насосних штанг, коли тіло штанги третя до внутрішньої поверхні насосно-компресорної труби, насосна муфта також буде піддаватися стиранню. Тому рекомендовано запропонований протектор використовувати у комплекті з протектором, що встановлюється на поверхні муфти [4]. Залежно від довжини тертя тіла насосної штанги до насосно-компресорної труби можна використовувати декілька протекторів, чергуючи при цьому протектори з правою і лівою навивками, що запобігає перекиданню витків одного протектора витками іншого.



1, 3 – протектори для захисту муфти; 2 – муфта; 4, 6 – протектори для захисту насосної штанги;
5 – насосна штанга

Рисунок 2 – Протекторний захист насосних штанг від спрацювання

Під час зворотно-поступального руху колони насосних штанг протектор разом зі штангами рухається в колоні насосно-компресорних труб. При кожному ході штанг угору і вниз на викривлених ділянках свердловини і при згинанні колони насосних штанг протектор дотикається до стінок труб, запобігаючи зношуванню насосних штанг і насосно-компресорних труб. Під час руху рідини в місці установа протектора частина її рухається між двома боковими гранями гвинтової канавки, забезпечуючи при цьому відведення тепла із зони тертя протектора до стінки насосно-компресорних труб. В момент удару протектора до стінки труби за рахунок розташування бокових граней канавки під гострим кутом одна до одної відбувається їх пружна деформація і витіснення рідини із-під них в протилежні сторони, тобто протектор працює також як амортизатор, зменшуючи ударні навантаження та вібрацію колони насосних штанг.

З метою визначення зусиль, що сприйматимуться боковими гранями протектора виконано імітаційне моделювання. Для пришвидшення розрахунку використано спрощену тримірну модель протектора (рис. 3).

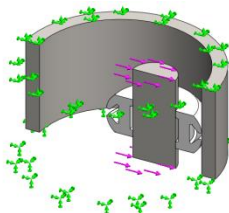


Рисунок 3 – Спрощена тримірна модель для імітаційного моделювання

Граничними умовами під час імітаційного моделювання є: фіксування торців насосно-компресорної труби; навантаження насосної штанги у радіальному напрямку (1000 Н).

Матеріалом для насосної штанги вибрано сталь 20Н2М, а для протектора – поліамід.

На рис. 4 подано результати, отримані імітаційним моделюванням, – розподіл еквівалентних напружень у поперечному перерізі тримірної моделі.

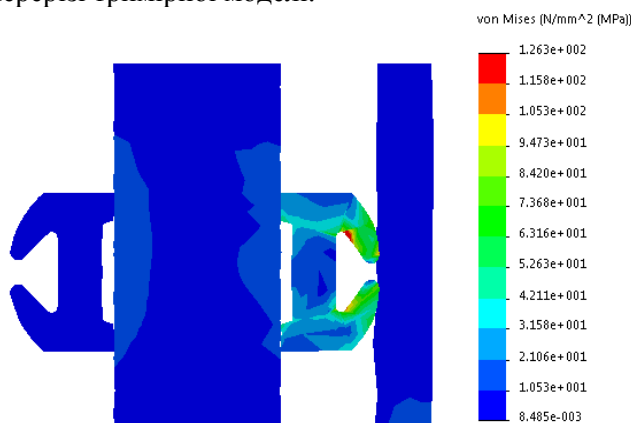


Рисунок 4 – Розподіл еквівалентних напружень у поперечному перерізі тримірної моделі

Згідно з отриманими результатами при дії навантаження величиною 1000 Н у бокових ребрах спірального протектора виникає напруження 126 МПа. Оскільки величини зусиль у радіальному напрямку, що виникають на викривлених ділянках свердловин, є значно вищими, то необхідно виготовляти спіральні протектори з мінімальним числом витків, рівним 6, або використовувати декілька протекторів з меншим числом витків.

Висновки

Підвищення ефективності експлуатації колон насосних штанг та насосно-компресорних труб має важливе значення, оскільки вихід з ладу штангової свердловинної установки часто трапляється з причини руйнування колони насосних штанг. Використання запропонованих конструкції протекторів дасть змогу збільшити термін експлуатації як колон насосно-компресорних труб, так і колон насосних штанг, що, у свою чергу, зменшить кількість ремонтів свердловин, які є досить високоартісним технологічним процесом.

Література

1. Копей Б.В. Анализ отказов и определение параметров надежности насосных штанг по НГДУ "Долинанефтегаз" // НТИС ВНИИОЭНГ.– 1992. – № 5. – С. 7-10. – Сер. Защита от коррозии и охрана окружающей среды.

2. Копей Б.В. Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти: Монографія. / [Копей Б.В., Копей В.Б., Копей І.Б.] – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. - 406 с.

3. А.с. 1530740 СССР, МКИ Е 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ Я.Т. Федорович, И.Я. Петранюк, Ю.С. Сычев, Г.А. Лесовой. - Опубл. 15.02.88, Бюл. № 39.

4. Федорович Я. Т. Оцінка впливу захисних протекторів на покращення роботи насосних штанг / В.В. Михайлюк, А.О. Воржеїнова // Міжнар.наук.-техн.конф.ІМ-2016, 16-20 травня 2016 р, – м. Івано-Франківськ, 2016. – 356 с.

УДК 622.691.4.052.

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ

С. Я. Петрів

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342)72-71-70,
e-mail: ifts@nung.edu.ua*

Газотурбінні установки (ГТУ), що використовуються в якості приводу нагнітача природного газу, найбільш чутливі до зміни технічного стану своїх елементів в порівнянні з іншими типами теплових двигунів. З погіршенням технічного стану ГТУ для забезпечення потужності, необхідної для транспорту одного і того ж обсягу газу, як правило, потрібне збільшення витрати паливного газу, тому основною задачею дослідження та розробки ефективних методів контролю технологічних параметрів регенераторів (теплообмінних апаратів) газоперекачувальних агрегатів в період функціонування направлена на своєчасне виявлення дефектів і несправностей, що в свою чергу забезпечує стабільний робочий процес без втрати потужності газотурбінної установки. Використання методів діагностування та контролю технічного стану, які дозволяють оптимізувати режим обслуговування і знизити вартість ремонту обладнання, є одним з найважливіших засобів підвищення якості, надійності та економічної ефективності експлуатації компресорних установок магістральних газопроводів.

Основними джерелами погіршення технічного стану ГТУ є:

- забруднення проточної частини осевого компресора;
- збільшення радіальних зазорів в турбомашині і в кінцевих ущільненнях;
- викривлення і прогар жарової труби камери згоряння і, як наслідок, збільшення нерівномірності температурного поля на вході в турбіну;
- витік повітря в регенераторі.

В умовах експлуатації для визначення витоків повітря із секцій пластинчастих регенераторів використовуються такі методи [1]:

- по темпу падіння тиску в заглушених секціях регенератора. Недоліком даного методу є те, що падіння тиску визначається в заглушених секціях і на непрацюючому агрегаті. Тобто для того, щоб провести діагностування теплообмінних апаратів необхідно відключити його від газоперекачувального агрегату в результаті чого ККД зменшується;

- за даними спеціально встановленої мірної шайби в режимі критичного закінчення повітря через нещільності регенератора по зміні параметрів роботи агрегата, від яких здійснюється відбір повітря на опресовування. Витік повітря через нещільності регенератора на працюючому агрегаті можна визначити за допомогою вимірювання концентрації кисню в потоці відпрацьованих продуктів згоряння до і після регенератора. Зазначений метод базується на тому, що в результаті порушення герметичності регенератора повітря під тиском 0,4 - 0,6 МПа через нещільності і щілини потрапляє в потік відпрацьованих газів, що надходять в регенератор після виходу ТНД з тиском 0102 -0103 МПа, і підвищує зміст в них кисню [1,2].

Крім цього, в умовах експлуатації на різних газопроводах робилися спроби використовувати й інші способи: