

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЦЕНТРУВАННЯ ВЕРСТАТА-КАЧАЛКИ НА СТАН УСТЬОВОГО САЛЬНИКА

¹М. М. Лях, ¹І. Р. Мацьків, ²Paweł Hyla, ¹В. В. Михайлюк, ¹Р. О. Дейнега, ¹І. Я. Фафлей

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: mykhailo.liakh@nunge.edu.ua

²AGH University of Krakow; al. Adama Mickiewicza, 30, 30-059 Kraków, Poland;
e-mail: hyla@agh.edu.pl

Більшість нафтових свердловин в Україні експлуатуються штанговими насосними установками. Під час їх роботи спостерігаються прискорений вихід з ладу свердловинних устьових сальників, а саме, внаслідок нерівномірного зносу їх ущільнювальних елементів. На це значно впливає неспіввісність осі головки балансира верстата-качалки із віссю свердловини, що стає причиною виникнення радіальних зусиль. У результаті відбувається скорочення терміну експлуатації елементів устьового сальника, втрата герметичності свердловини та підвищення екологічних ризиків, пов'язаних з видобутком продукції свердловини. У статті проаналізовано конструкції свердловинних устьових сальників, умови їх роботи, недоліки та вплив неспіввісності осі головки балансира верстата-качалки із віссю свердловини на роботу їх ущільнень. Встановлено, що для устьових сальників на термін їх експлуатації також негативно впливають вода та механічні домішки, які знаходяться у продукції свердловини. Для аналізу роботи полірованого штока та елементів устьового сальника розроблена його твердотільна тривимірна модель. Обґрунтування навантажень на шток та устьовий сальник здійснено виходячи з аналітичних розрахунків проведених для верстата-качалки СК-10. Імітаційне моделювання виконано в програмі Ansys Workbench з урахуванням матеріалів елементів свердловинного устьового сальника та полірованого штока, схем навантаження при їх роботі, тощо. Результати показали, що максимальне напруження в ущільнюючих елементах сальника досягали 4 МПа, а максимальне напруження у вкладці сальника – 42 МПа. У результаті проведених досліджень виявлено, що навіть невелика неспіввісність (1,2 мм) викликає перерозподіл контактних напружень між полірованим штоком та ущільнюючими елементами устьового сальника, прискорюючи їх знос, та, як наслідок, скорочення терміну їх служби. Для підвищення терміну експлуатації устьового сальника та полірованого штока важливо зосередитися на центруванні верстата-качалки, а також в подальшому дослідити вплив ґрунту, фундаменту і кліматичних умов на зміщення верстата-качалки відносно свердловини та порушення центрування.

Ключові слова: штангова свердловинна насосна установка, полірований шток, устьовий сальник, канатна підвіска, імітаційне моделювання, напружено-деформований стан, фундамент.

In Ukraine, rod pump units are used to run the majority of oil wells. Wellhead seals exhibit faster failure during operation, specifically as a result of uneven sealing element wear. This is greatly impacted by the radial forces created by the pumping machine's rocker head's axis not aligning with the well's axis. As a result, the wellhead seal loses its tightness, the elements' service life is shortened, and the environmental dangers related to well product manufacturing rise. The article analyzes the designs of wellhead seals, their operating conditions, disadvantages and the impact of the misalignment of the axis of the rocker head of the pumping machine with the axis of the well on the operation of their seals. It was found that for wellhead seals, their service life is also negatively affected by water and mechanical impurities contained in the well products. A three-dimensional model was developed to analyze the operation of the polished rod and wellhead seal elements. The justification of the loads on the rod and wellhead seal was carried out based on analytical calculations performed for the SK-10 pumping machine. Simulation modeling was performed in the Ansys Workbench program, taking into account the materials of the wellhead seal elements and the polished rod, load schemes during their operation, etc. The results showed that the maximum stress in the seal sealing elements reached 4 MPa, and the maximum stress in the seal insert was 42 MPa. The results of the conducted studies revealed that even a small misalignment (1.2 mm) causes a significant redistribution of contact stresses between the polished rod and the wellhead seal sealing elements, accelerating their wear and, as a result, reducing their service life. It is crucial to concentrate on the rocker's centering in order to extend the service life of the wellhead packing and polished rod. Additionally, it is crucial to look into how soil, foundation, and climate affect the rocker's displacement in relation to the wellbore and centering disturbances.

Keywords: rod-type downhole pumping unit, polished rod, wellhead seal, rope suspension, simulation modeling, stress-strain state, foundation.

Вступ

Штангові свердловинні насосні установки є важливими елементами нафтової промисловості, оскільки вони забезпечують видобування нафти, а їх кількість становить понад 70% активного фонду нафтових свердловин в Україні [1]. Проте під час експлуатації свердловин, особливо тих, що мають високу обводненість, виникає ряд проблем, серед яких швидке розгерметизування устьового сальника.

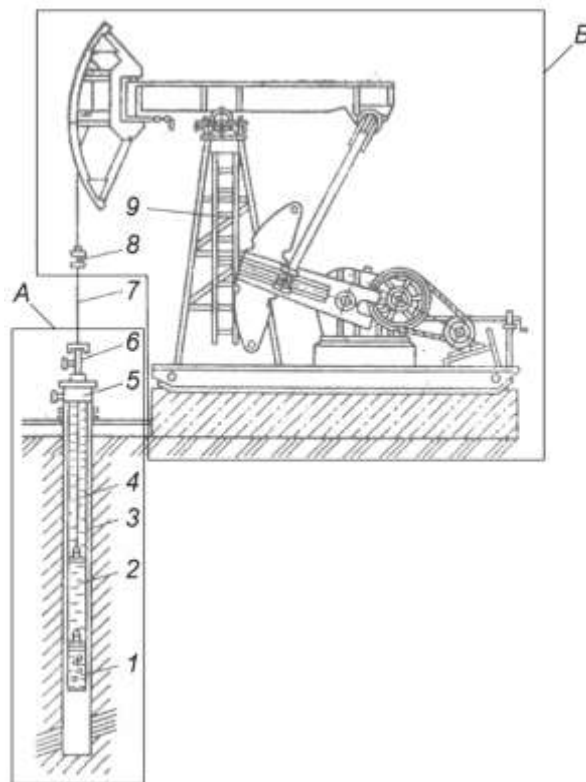
На свердловинах з обводненістю понад 80% негерметичність устьового сальника може призвести до таких ускладнень, як протікання та витік рідини і газу через сальник, що підвищує ризик забруднення навколишнього середовища, особливо якщо свердловини розташовані поблизу річок або озер. Ці фактори негативно впливають на продуктивність праці робітників і, як наслідок, знижують обсяги видобутку нафти за рахунок простоїв для проведення ремонтних робіт. Пропуски устьового сальника на високообводнених свердловинах призводять до: збільшення часу простою свердловин через витік рідини та часту заміну (до чотирьох разів на місяць) сальників; збільшення витрат лакофарбових матеріалів для відновлення естетичного вигляду устя свердловини; збільшення витрат на обслуговування; зростання транспортних витрат [1]. Зважаючи на це, задача дослідження напружено-деформованого стану сальників та прогнозування їх роботи є актуальною проблемою нафтової галузі України.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Штанговими насосними установками можна видобувати нафту із одного або декількох продуктивних пластів свердловин глибиною до 3500 м із дебітом декілька сотень тон на добу.

Типова штангова насосна установка (рис. 1) складається із верстата-качалки, обладнання устя свердловини, колони насосних штанг, колони труб та свердловинного насоса, опущених у експлуатаційну колону, яка постійно знаходиться у свердловині [1].

Для забезпечення герметичності устя свердловини застосовується спеціальне обладнання, а саме, свердловинний устьовий сальник (СУС). Характеристики найпоширеніших СУС наведено у таблиці 1.



А – комплекс свердловинного і устьового обладнання; Б – комплекс приводної частини і фундаменту;

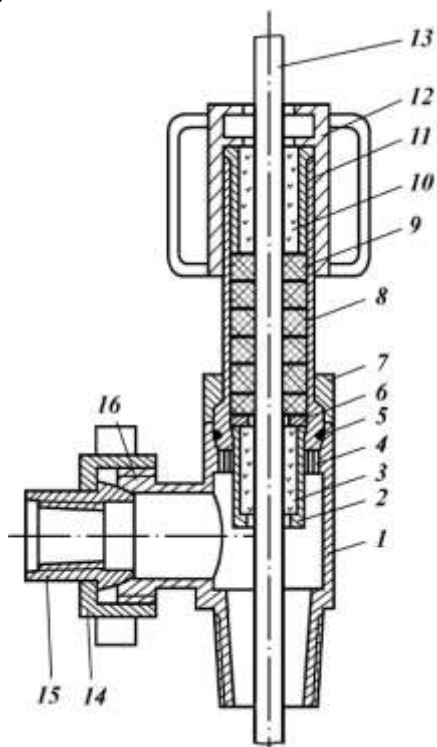
*1 – фільтр; 2 – свердловинний насос;
3 – насосно-компресорні труби; 4 – насосні штанги; 5 – трійник; 6 – устьовий сальник;
7 – шток; 8 – канатна підвіска;
9 – верстат-качалка*

Рисунок 1 – Штангова свердловинна насосна установка

Таблиця 1 – Характеристики СУС [1, 2]

Показник	СУС1-73-31	СУС2-73-31
Робочий тиск, МПа:		
– при рухомому устьовому штоку	4,0	4,0
– при нерухомому устьовому штоку та затягнутій сальниковій набивці	7,0	14,0
Діаметр приєднувального різьблення, мм	73	73
Діаметр сальникового устьового штока, мм	31	31
Габарити, мм, не більше:		
– довжина	350	350
– ширина	182	182
– висота	407	528
Маса, кг	21	24

Типова конструкція СУС зображена на рис. 2.



- 1 – корпус-трійник; 2 – втулка нижня;
3, 10 – вкладка (з пресованої деревини);
4 – фіксатор; 5 – кільце ущільнювальне;
6 – манжетотримач; 7 – кришка кульова;
8 – ущільнювальна набивка; 9 – головка кульова;
11 – ґрундбукса; 12 – кришка головки;
13 – шток; 14 – гайка накидна; 15 – ніпель;
16 – наконечник

Рисунок 2 – Типова конструкція устьового сальника СУС1-73-31

Характерна риса конструкції СУС (рис. 2) – шарнірне з'єднання головки сальника та його трійника для можливості повертання головки та самоустановлення по полірованому штоку. Цим досягається повніше використання ущільнюючих елементів та збільшується термін їх експлуатації.

Виходячи з наявної інформації, що стосується роботи елементів устьових сальників, то вони часто виходять з ладу (зношуються) [1, 2]. Варто зауважити, що знос ущільнювальної набивки та нижньої і верхньої вкладок відбувається нерівномірно.

Напружено-деформований стан різних конструкцій ущільнень штоків, які за принципом дії подібні до устьових сальників, розглянуто у різноманітних літературних джерелах.

У роботі [4] акцентовано увагу, що основною функцією сальникових ущільнень є забезпечення герметичності штока. На термін експлуатації сальникових ущільнень впливають

умови роботи, серед яких осьове напруження у сальнику, температура та тиск рідини, а також механічні властивості елементів. У статті проведено дослідження з використанням методу скінченних елементів для оцінки напружено-деформованого стану елементів сальника під дією осьового навантаження та зміни температури.

Незважаючи на те, що сальники вже давно використовуються для забезпечення герметизації штоків, аналітичні розрахунки напружень та переміщень, що виникають в їх елементах під час складання та експлуатації, недостатньо вивчені. Навіть з розвитком засобів обчислення та імітаційного моделювання, дослідження сальникових ущільнень зустрічаються рідко. У роботі [5] пропонується спрощений аналітичний підхід із використанням теорії товстостінних циліндрів для аналізу напружень і переміщень у сальниках. Результати розробленого підходу порівнюються та підтверджуються результатами, отриманими методом скінченних елементів, застосованим для осесиметричних моделей.

Автори [6] розглядають широко використовувані сальники механічних ущільнень в обладнанні, яке працює під тиском (клапани, насоси). Представлено аналітичну модель, яка дає змогу аналізувати напруження та деформації компонентів сальника, включаючи сальникові кільця. Розроблена модель підтверджується як чисельно – методом скінченних елементів, так і експериментально – за допомогою спеціальної установки, яка розроблена для визначення міцності та герметичності різних ущільнюючих матеріалів.

У роботі [7] наведено модель зносу сальникового ущільнення, зокрема поверхні захисної втулки вала. Моделювання проводилося за допомогою програмного забезпечення ANSYS з використанням модуля Transient Structural із вбудованою моделлю зносу Archard. Модель зносу підтверджена результатами попередніх експериментальних досліджень з урахуванням впливу прикладеного тиску. Визначено, що при заданих показниках $m = 1,5$ та $n = 1,3$ запропонована модель зношування дозволяє отримати значення інтенсивності зношування. Порівняно значення відносного зносу для різних матеріалів захисних гільз. Наведено графіки розподілу контактного тиску по ширині пари тертя при різних значеннях прикладеного тиску та швидкостях обертання вала. Отримано результати зміни форми поверхні вала внаслідок втрати матеріалу. Встановлена зміна форми поверхні вала вважається ідеалізованою, оскільки це дослідження не враховує наявності абразивних

частинок у середовищі, нерівномірний розподіл тиску на сальник, зміну температури тощо. Проте це дослідження може бути корисним для прогнозування зносу сальника.

Отже, дослідження роботи та напружено-деформованого стану елементів сальникових ущільнень є важливим завданням, особливо у нафтогазовій галузі. Окрім проблем при експлуатації устьових сальників (збільшення матеріальних витрат та часу), вихід їх з ладу призводить до екологічних проблем, а саме – потрапляння пластової рідини у навколишнє середовище.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Метою роботи є дослідження залежності напружено-деформованого стану полірованого штока та елементів устьового сальника від похибки центрування верстата-качалки з використанням імітаційного моделювання.

Для досягнення мети роботи необхідно:

- 1) проаналізувати конструктивні виконання та умови роботи полірованого штока з устьовим сальником;
- 2) створити тривимірну модель устьового сальника;
- 3) обґрунтувати вибір навантажень, які діють на шток та устьовий сальник, для проведення імітаційного моделювання;
- 4) виконати імітаційне моделювання для визначення зміни стану штоку та устьового сальника;
- 5) проаналізувати отримані результати імітаційного моделювання, встановити особливості напружено-деформованого стану, зробити висновки та подати орієнтовні рекомендації.

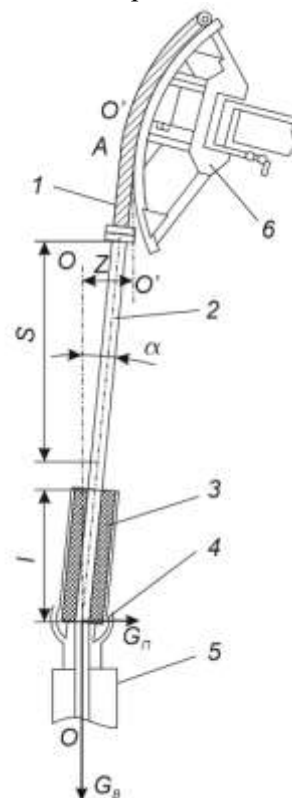
Викладення основного матеріалу

Від конструктивної досконалості устьових сальників залежать надійність, термін роботи, екологічна безпека під час експлуатації свердловин. В даний час проводяться роботи з удосконалення конструкцій устьових сальників: для виготовлення ущільнювальних манжет застосовують зносостійкі матеріали; сальник має шарнірне з'єднання; сальник оснащується двома блоками ущільнень, напрямними втулками тощо. Проте, не зважаючи на ці удосконалення, устьові сальники є недовговічні, що призводить до зниження обсягу видобутої нафти і забруднення устя свердловин (негативний вплив на довкілля).

Для підвищення терміну експлуатації ущільнень необхідно визначити причини їхнього інтенсивного зношування шляхом аналізу сис-

теми функціональних зв'язків «верстат-качалка–канатна підвіска–полірований шток із колоною штанг–сальник–устьова арматура» та сил, що діють у цій системі.

На рисунку 3 зображено схему устьової арматури з відхиленням головки балансира від осі свердловини: положення устьової арматури 5 і відповідної осі свердловини $O-O$, положення осі O^1-O^1 , що проходить через точку кріплення канатної підвіски на голівці балансира A з відхиленням Z від осі свердловини.



1 – канатна підвіска; 2 – полірований шток;
3 – устьовий сальник; 4 – сферичне з'єднання
сальника з арматурою; 5 – арматура устя;
6 – головка балансира;
 A – місце кріплення канатної підвіски
на голівці балансира

Рисунок 3 – Схема устьової арматури

Колона штанг центрується по осі свердловини $O-O$ за допомогою сальника. Виходячи із особливості кінематики верстата-качалки та при неякісному його центруванні відносно осі сальника виникає постійна поперечна сила, що діє від полірованого штока на ущільнення сальника, призводить до інтенсивного зношування останнього.

Для зменшення цієї поперечної сили у конструкції устьового сальника застосовують сферичне з'єднання сальника з арматурою. Проте шарнірне з'єднання не усуває радіальну неспіввісність полірованого штока й арматури.

Визначення зусиль та кутового переміщення штока в ущільненні можна розглянути на прикладі верстата-качалки СК-10 (довжина ходу $S=3$ м, нормативне максимальне відхилення точки підвісу колони штанг від осі свердловини $Z=20$ мм, максимальне навантаження на головку балансира $G_B=100000$ Н).

Полірований шток на ділянці сферичного з'єднання сальника до з'єднання з канатною підвіскою можна розглядати як стержень із закріпленим нижнім кільцем та вільним верхнім кільцем (рис. 3). Для цієї типової схеми можна застосувати формулу:

$$f = \frac{G_{II} l^3}{3EJ} = 1,2 \text{ мм}, \quad (1)$$

де f – радіальне переміщення вільного кінця стержня з одним защемленим кінцем під дією поперечної сили;

G_{II} – поперечна сила, з якою шток діє на ущільнення сальника в напрямку осі, яка проходить через точку підвіски колони штанг на головці балансира,

$$G_{II} = G_B \operatorname{tg} \alpha (1 + \phi) \approx 1000 \text{ Н};$$

l – довжина полірованого штока від сферичного циліндра до виходу із сальника, $l=0,4$ м;

E – модуль пружності матеріалу штока (сталі), $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па;

J – момент інерції перерізу штока, $J=0,05 d^4=0,05 \cdot 0,031^4 = 0,000000046 \text{ м}^4$;

d – діаметр полірованого штока; $d=0,031$ м;

α – кут відхилення підвіски від вертикалі у верхньому положенні головки балансира, $\operatorname{tg} \alpha = Z/S = 0,0066$;

ϕ – коефіцієнт тертя полірованого штока по гумі, металу, дереву, $\phi=0,2$.

За формулою (1) визначається переміщення вільного кінця стержня (другий кінець якого защемлений) під дією поперечної сили. Максимальне відхилення верхнього кінця при довжині ходу $S=3$ м буде складати $Z=20$ мм, відхилення від осі в сальнику – від 0 (в нижній частині сальника) до $f=1,2$ мм (у верхній частині сальника).

Аналіз функціональних зв'язків елементів (рис. 3) показує:

– в існуючих конструкціях одна із функцій сальника – центрування колони штанг по осі свердловини; при відхиленні точки підвісу колони штанг на головці балансира від осі свердловини виникає постійно діюча поперечна сила із сторони полірованого штока на ущільнення;

– кутового переміщення полірованого штока у зоні сальника практично немає;

– сферичне з'єднання сальника з арматурою практично не впливає на роботу сальника, його надійність та довговічність.

Отже, однією з основних причин інтенсивного зношування ущільнень є поперечні сили, що діють із сторони від полірованого штока і виникають внаслідок відхилення точки підвісу колони штанг на головці балансира від осі свердловини через неточність монтажу верстата-качалки, відхилення при виготовленні та монтажі кінематичних ланок верстата-качалки, впливу динаміки колони штанг, просідання ґрунту під фундаментом верстата-качалки та інших факторів. Навіть при абсолютно точному центруванні верстата-качалки полірований шток при роботі буде аксіально переміщуватись відносно осі свердловини під дією динамічних коливань колони штанг, неточності виготовлення та монтажу окремих елементів верстата-качалки (головки балансира, балансира, траверси, шатунів), що спричинює знос ущільнювальних манжет до 4...5 мм на сторону.

Для дослідження напружено-деформованого стану устьового сальника СУС1 побудовано його тривимірну модель (рис. 4).

Імітаційне моделювання роботи устьового сальника проведено у програмі Ansys Workbench. При імітаційному моделюванні застосовано розрахункову схему, відображену на рисунку 5.

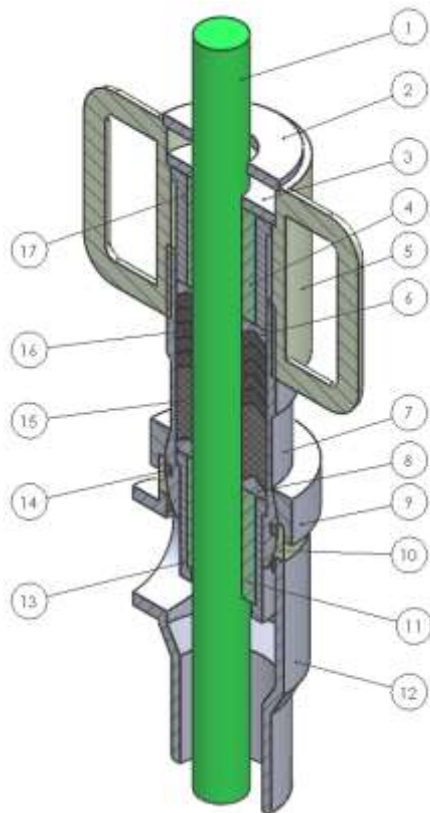
Модель є жорстко защемленою по поверхні А корпусу трійника 12 (рис. 4). До штока зверху прикладається переміщення (В) у радіальному напрямку величиною 1,2 мм, а внизу – розтягуюче навантаження (D) по осі величиною 100 кН. Для імітації стиснення ущільнювальної набивки до кришки головки прикладається переміщення у осьовому напрямі вниз величиною 8 мм.

Властивості матеріалів, які застосовані для деталей устьового сальника, наведені у таблиці 2.

Коефіцієнт тертя між рухомими елементами сальника прийнятий 0.2.

На рисунку 6 показано сітку скінченних елементів, на яку розбито модель устьового сальника.

У результаті імітаційного моделювання отримано результати, відображені на рисунках 7 та 8.

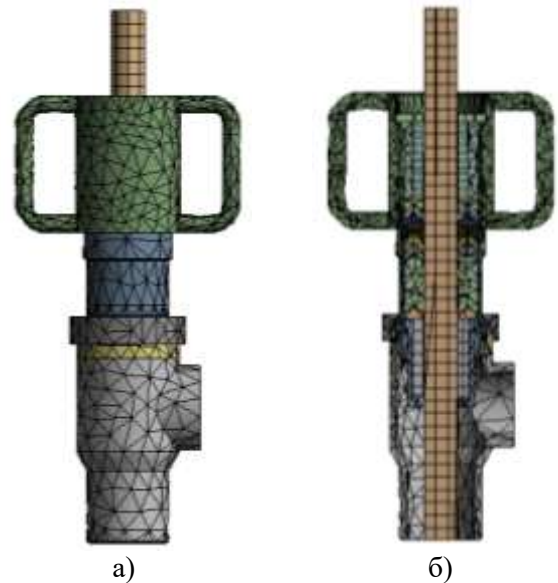


1 – шток; 2, 3 – шайба; 4, 11 – вкладка (з пресованої деревини); 5 – кришка головки; 6, 8 – вставка; 7 – корпус манжет; 9 – кришка кульова; 10 – перехідник кульовий; 12 – корпус-трійник; 13 – втулка нижня; 14 – кільце ущільнювальне; 15, 16 – ущільнювальна набивка; 17 – втулка верхня

Рисунок 4 – Тривимірний модель устьового сальника СУС1-73-31

Таблиця 2 – Властивості матеріалів деталей устьового сальника

№ з/п	Матеріал	Модуль Юнга, 10^6 Па	Коефіцієнт Пуассона
1	Сталь	200000	0,26
2	Сальникова набивка	20	0,49
3	Пресована деревина	22780	0,37



а) – загальний вигляд;
б) – поздовжній переріз

Рисунок 6 – Сітка скінченних елементів устьового сальника СУС1-73-31

B: Static Structural
Force
Time: 1, s
14.01.2025 22:38

- A Fixed Support 2
- B Displacement
- C Displacement 2
- D Force: 80000 N

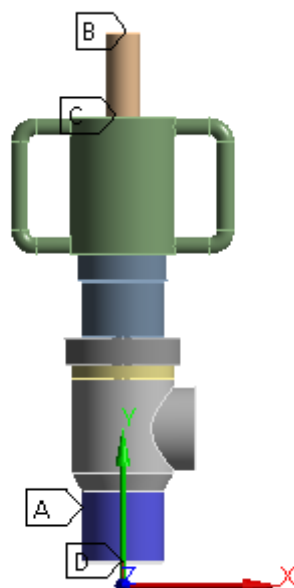


Рисунок 5 – Розрахункова схема устьового сальника СУС1-73-31

Результати моделювання показали, що максимальні переміщення відбуваються у кришці головки при стисканні ущільнювальної набивки. Також переміщення спостерігаються безпосередньо у гумовій набивці, зменшуючись по її висоті. Щодо величин та розподілу еквівалентних напружень у пакеті ущільнень, то максимальна їх величина складає 4 МПа.

Під час роботи устьового сальника із відхиленням штока від осі свердловини виникає радіальне навантаження, яке сприймається вкладками із пресованої деревини. Їх напружений стан зображений на рис. 9. Максимальна величина евівалентних напружень складає 42 МПа.

Також проведено дослідження напружено-деформованого стану ущільнюючих манжет, як одного із найбільш критичніших елементів сальника.

B: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
14.01.2025 22:56

8,0268 Max
7,135
6,2431
5,3512
4,4594
3,5675
2,6756
1,7837
0,89187
0 Min

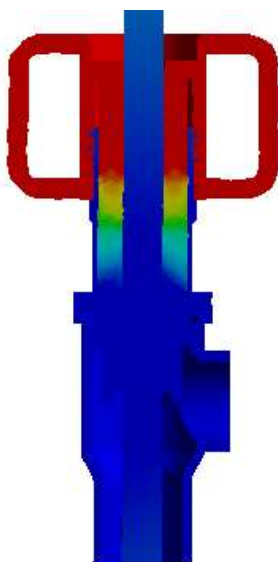


Рисунок 7 – Переміщення елементів устьового сальника

B: Static Structural
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
14.01.2025 22:58

4,0855 Max
3,6657
3,2458
2,8259
2,4061
1,9862
1,5664
1,1465
0,72666
0,30681 Min

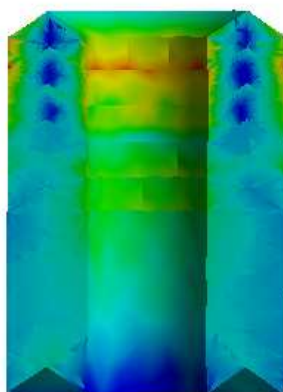


Рисунок 8 – Еквівалентні напруження у пакеті ущільнень

B: Static Structural
Equivalent Stress 5
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
14.01.2025 22:59

42,117 Max
37,527
32,938
28,348
23,759
19,169
14,58
9,99
5,4004
0,81086 Min

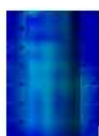
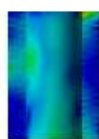


Рисунок 9 – Розподіл еквівалентних напружень у вкладках із пресованої деревини

На рисунку 10 показано розподіл контактної тиску по їх поверхнях, а на рисунку 11 – розподіл контактної тиску але із використанням маркерів, які показують величини тиску в конкретних точках.

B: Static Structural
Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 1 s
14.01.2025 23:02

8,6792 Max
7,8901
7,101
6,3119
5,5228
4,7337
3,9446
3,1555
2,3664
1,5773 Min

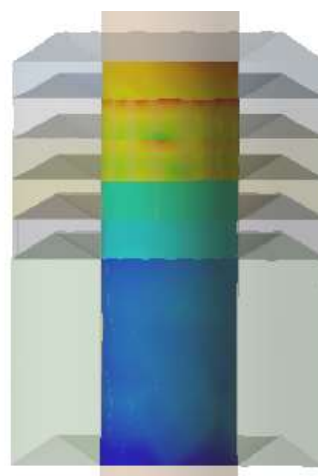


Рисунок 10 – Розподіл контактної тиску по поверхні контакту «шток-манжета»

B: Static Structural
Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 1 s
15.01.2025 10:54

8,6792 Max
7,8901
7,101
6,3119
5,5228
4,7337
3,9446
3,1555
2,3664
1,5773 Min



Рисунок 11 – Розподіл контактної тиску по поверхні контакту «шток-манжета» із використанням маркерів

Отже, при зміщенні штока лише на 1,2 мм відбувається перерозподіл контактної тиску в ущільненні та, як наслідок, з однієї сторони манжет контактний тиск збільшується, а з іншої – спадає. Виходячи з цього, знос поверхонь манжет в процесі їх експлуатації буде різним, причому із сторони з більшим контактним тиском мажета буде відбуватись більший та швидший знос. Зрозуміло, що із збільшенням зміщення штока в сторону манжети зношуватимуться швидше.

Висновки

Для різних конструктивних виконань устьових сальників великий негативний вплив на термін експлуатації чинить наявність води та механічних домішок у продукції сверловини.

Для дослідження роботи та напружено-деформованого стану полірованого штока та елементів устьового сальника розроблено його тривимірну модель на основі його технічної документації.

Вибір навантажень, які діють на шток та устьовий сальник, обґрунтовано на основі аналітичних розрахунків для конкретного верстата-качалки СК-10.

Імітаційне моделювання роботи полірованого штока та устьового сальника виконано у програмному середовищі Ansys.

На основі аналізу результатів імітаційного моделювання встановлено, що відхилення полірованого штока на 1,2 мм у радіальному напрямку призводить до перерозподілу напружено-деформованого стану як штока, так і елементів устьового сальника. При цьому відбувається нерівномірний розподіл контактної тиску по поверхнях «шток-ушцілювальна манжета».

Також у майбутньому необхідно приділити увагу дослідженню впливу ґрунту, фундаменту, на якому розміщується верстат-качалка, а також врахувати кліматичні умови протягом року.

Література

1. Федорович Я. Т. Нафтогазопромислові машини і комплекси: Навчальний посібник. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. 218 с.
2. Лях М. М., Федоряк Н. В. Монтаж бурового і нафтогазопромислового обладнання. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2022. 69 с.
3. Лях М. М., Мацьків І. Р., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В., Шимко М. Ю. Передумови якісного монтажу нафтогазового обладнання. *Матеріали VIII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Нафта і газ. Наука – Освіта – Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку»* (м. Дрогобич, 11-12 травня 2023). Дрогобич: ТзОВ «Трек-LTD», 2023. С. 42-44.
4. Kaoutar Bahoum, Mohammed Diany, Mustapha Mabrouki Finite element analysis of stuffing-box packing subjected to thermo-mechanical loads. *Fifth International Conference on Advances in Mechanical and Robotics Engineering - AMRE 2017*. URL: https://www.academia.edu/85122616/Finite_element_analysis_of_stuffing_box_packing_subjected_to_thermo_mechanical_loads
5. Mohammed Diany, Abdel-Hakim Bouzid, Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis. *Tribology International*. 2009. Vol. 42. Iss. 6. P. 980-986, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.02.002>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X09000243>
6. Mehdi Kazeminia, Abdel-Hakim Bouzid Stress Analysis of Packed Stuffing-Boxe J. *Pressure Vessel Technol.* 2015. No 137(5). Art. No 051205. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/pressurevesseltech/article-abstract/137/5/051205/379440/Stress-Analysis-of-Packed-Stuffing-Boxes?redirectedFrom=fulltext>.
7. Sapozhnykov Y., Zahorulko A. Computational studies of stuffing box packing seal wear mechanism using the Archard model. *Problems of Tribology*. 2024. No 29(2/112). P. 6–15. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-6-15>.

References

1. Fedorovych Ya. T. Naftohazopromyslovi mashyny i komplekxy: Navchalnyi posibnyk. Ivano-Frankivsk : IFNTUNH, 2021. 218 p. [in Ukrainian]
2. Liakh M. M., Fedoliak N. V. Montazh burovoho i naftohazopromyslovoho obladnannia. Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2022. 69 p. [in Ukrainian]
3. Liakh M. M., Matskiv I. R., Deineha R. O., Mykhailiuk V. V., Shymko M. Yu. Peredumovy yakisnoho montazhu naftohazovoho obladnannia. *Materialy VIII Vseukrainskoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Nafta i haz. Nauka – Osvita – Vyrobnystvo: shliakhy intehratsii ta innovatsii-noho rozvytku»* (m. Drohobych, may 11-12, 2023 r.). Drohobych: TzOV«Trek- LTD», 2023. 166. P. 42-44. [in Ukrainian]
4. Kaoutar Bahoum, Mohammed Diany, Mustapha Mabrouki Finite element analysis of stuffing-box packing subjected to thermo-mechanical loads. *Fifth International Conference on Advances in Mechanical and Robotics Engineering - AMRE 2017*. URL: https://www.academia.edu/85122616/Finite_element_analysis_of_stuffing_box_packing_subjected_to_thermo_mechanical_loads
5. Mohammed Diany, Abdel-Hakim Bouzid, Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis. *Tribology International*. 2009. Vol. 42. Iss. 6. P. 980-986, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.02.002>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X09000243>

6. Mehdi Kazeminia, Abdel-Hakim Bouzid Stress Analysis of Packed Stuffing-Boxe J. *Pressure Vessel Technol.* 2015. No 137(5). Art. No 051205. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/pressurevesseltech/article-abstract/137/5/051205/379440/Stress-Analysis-of-Packed-Stuffing-Boxes?redirectedFrom=fulltext>.

7. Sapozhnykov Y., Zahorulko A. Computational studies of stuffing box packing seal wear mechanism using the Archard model. *Problems of Tribology.* 2024. No 29(2/112). P. 6–15. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-6-15>.