



Матеріали, конструкції та обладнання об'єктів нафтогазового комплексу

Прийнято 20.02.2025. Прорецензовано 19.05.2025. Опубліковано 20.06.2025.

УДК 622.242.6

DOI: 10.31471/1993-9868-2025-1(43)-99-108

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ШТОКА БУРОВОГО НАСОСА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

Тетяна Венгринюк*

Кандидат технічних наук, доцент
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-0838-1798>
e-mail: venhreniuktetyana@gmail.com

Тарас Романишин

Кандидат технічних наук, доцент
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-0856-1537>
e-mail: tarasromanushun@gmail.com

Андрій Венгринюк

Аспірант
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
<https://orcid.org/0009-0006-7263-3757>
e-mail: andrii.venhryniuk-a18522@nung.edu.ua

Любомир Романишин

Кандидат технічних наук, професор
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-4936-4943>
e-mail: liubomyr.romanyshyn@nung.edu.ua

Запропоноване посилання: Венгринюк, Т., Романишин, Т., Венгринюк, А., Романишин, Л., & Лавришин, З. (2025). Дослідження напружено-деформованого стану штока бурового насоса двосторонньої дії. Нафтогазова енергетика, 1(43), 99-108. doi: 10.31471/1993-9868-2025-1(43)-99-108.

* Відповідальний автор



Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Зеновій Лавришин

Студент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

e-mail: tanay9@i.ua

Анотація. На даний час більшість бурових установок, що використовуються в Україні є фізично та морально застарілими. Їх модернізацію в цілому варто починати з окремого складових частин, до яких відносяться обладнання циркуляційної системи. При цьому необхідно дотримуватись основних напрямків технічного прогресу в нафтопромисловому машинобудуванні: підвищення надійності, техніко-економічних показників. Однією з важливих задач, яка ставиться перед промисловістю, є максимальна уніфікація і типізація вузлів та деталей машин і обладнання, які відносяться до швидкозношуваних. Прикладами таких вузлів є циліндро-поршнева пара та клапанні вузли бурових насосів. Необхідно зауважити, що із зростанням глибини буріння значно збільшуються і потужності бурових насосів. З відомих джерел інформації відомо, що на основі досвіду, науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, а також найновіших досягнень в нафтовому машинобудуванні і суміжних областях науки і техніки, сьогодні бурові насоси безперервно удосконалюються, підвищується їх надійність і довговічність, знижується маса, скорочуються матеріальні та трудові витрати на їх виготовлення, експлуатацію і ремонт. Це обумовлює широкую номенклатуру моделей бурових насосів та їх модифікацій. Метою роботи є проведення аналізу напружено-деформованого стану штока бурового насоса за допомогою імітаційного моделювання, що базується на методі скінчених елементів. На основі одержаних результатів проведеного аналізу напружено-деформованого стану штока бурового насоса УНБ-600 визначено напруження, коефіцієнти запасу, сумарні переміщення. Також проведено моделювання стійкості штока при стиску та визначено коефіцієнти запасу стійкості. Встановлено інерційні характеристики моделі штока насоса та визначено його власні частоти.

Ключові слова: буровий насос; кінематична схема; векторний контур; чисельний метод; чисельне диференціювання.

Вступ

Сьогодні наша країна опинилася у складній ситуації, пов'язаній із гострою нестачею енергоносіїв. Видобуток нафти з українських родовищ наразі забезпечує лише близько 10% внутрішнього споживання. Такий дефіцит нафти та газу зумовлений недостатньою ресурсно-сировинною базою та відсутністю сучасних технологій та обладнання і машин у нафтогазовій галузі. Перехід до ринкових методів господарювання вимагає впровадження гнучких підходів до управління науково-технічним прогресом у нафтогазовій промисловості, зокрема при розв'язанні наукових і інженерних завдань та використанні сучасних інформаційних систем. Конкретним результатом впровадження новітньої техніки у галузі може стати збільшення обсягів видобутку нафти і газу.

Бурові насоси (БН) є невід'ємною складовою обладнання, що забезпечує процес спорудження нафтових і газових свердловин. Широкий спектр технологічних операцій, у яких вони застосовуються, зумовлює підвищені вимоги до їх технічних характеристик. Тому розв'язання завдань, пов'язаних із покращенням характеристик бурових насосів, є надзвичайно актуальним.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

У роботі [1] реалізовано інженерний підхід щодо дослідження напружено-деформованого стану ділянки з покриттям штока бурового поршневого насоса двосторонньої дії в умовах позаштатного навантаження. Розглянуто найбільш навантажений елемент штока, вкритий електролітичним матовим хромом. Для розрахунків застосовано стержневу модель з неоднорідного матеріалу, попереччя якої є двозв'язною областю із змінними від шару до шару параметрами пружності та міцності. Поведінку такої моделі спершу розглянуто за однорідного стискання чи розтягування, тобто при звичному експлуатаційному навантаженні штока, а потім в умовах позаштатного поперечного згинання зі стисканням, яке спричинене зносом деталей пари тертя "крейцкопф – напрямні станини насоса". Отримано аналітичні залежності для визначення нормальних, дотичних та еквівалентних напружень в неоднорідному шаруватому матеріалі ділянки штока. Для здійснення конкретних числових розрахунків представлена підзадача про визначення максимальних внутрішніх зусиль в штоці у випадку позаштатної ситуації. Детально проаналізовано розподіл у хромовому покритті та в матеріалі основи штока еквівалентних напружень, які визначали за енерге-

тичною теорією Губера-Мізеса-Генкі. Здійснено оцінку міцності ділянки штока з хромовим покриттям за умов позаштатних навантажень.

У праці [2] висвітлено результати здійснених випробовувань штоків, які зміцнені електрохімічним хромуванням, об'ємним та СВЧ гартуванням. Результати випробовувань засвідчили, що зміцнення хромуванням за кращих показників напрацювання не гарантує стабільності середньостатистичного напрацювання штоків у корозійно-втомних середовищах з підвищеною концентрацією абразиву. Показано, що ефективним зміцненням, яке максимально відповідає умовам експлуатації штоків, є механоультразвукове оброблення. Визначені оптимальні параметри такого процесу.

Так, в роботах [3, 4] проведено аналіз кривошипно-шатунного механізму насоса аналітичним методом, а в публікації [5] висвітлюються деякі прийоми аналітичного розв'язування векторних рівнянь кінематики і динаміки механізмів другого класу.

В роботах [6, 7] описані прийоми програмування в пакеті *Mathcad* для проведення кінематичного аналізу чисельним методом за допомогою обчислювального блоку *Given-Find*.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Попри численні дослідження у сфері нафтогазового машинобудування, ряд важливих питань залишається недостатньо вивченим. Зокрема, відсутній ґрунтовний аналіз причин швидкого зношування штоків двосторонньої дії – ключових компонентів бурових насосів. Крім того, потребує подальшого дослідження розробка технологічних методів підвищення довговічності та зносостійкості гідравлічних вузлів, що експлуатуються в умовах агресивного гідроабразивного середовища. Хоча інформаційні системи визнаються перспективними для управління виробничими процесами, їх широке впровадження поки що не має достатньої методологічної підтримки. Водночас для підвищення ефективності та надійності бурових насосів необхідний комплексний підхід до вдосконалення їх конструктивних характеристик. Також недостатньо реалізований інтегрований підхід до кінематичного аналізу насосів, що поєднує аналітичні та чисельні методи.

Мета та завдання досліджень

Метою роботи є дослідження напружено-деформованого стану штока бурового насоса за

допомогою програм, що базуються на методі скінченних елементів.

Для досягнення мети необхідно:

- провести імітаційне моделювання штока бурового насоса згідно встановлених граничних умов;

- визначити величини напружень, коефіцієнтів запасу, сумарних переміщень, встановити стійкість штока та коефіцієнт запасу стійкості.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Дослідження напружено-деформованого стану штока бурового насоса було проведено за допомогою програмного забезпечення, в якому реалізовано метод скінченних елементів.

Дослідження напружено-деформованого стану штока бурового насоса проведено згідно такого алгоритму:

- формування вхідних даних для аналізу: створення геометрії (побудова 3D-моделі) штока та поршня;

- визначення кінематичних характеристик і зовнішніх навантажень, що діють на шток;

- побудова розрахункової схеми;

- проведення розрахунків: введення вхідних даних в бібліотеку програми; безпосередньо виконання розрахунку.

- виведення отриманих результатів та їх аналіз.

Для побудови тривимірної моделі штока та поршня бурового насоса використано їх робочі кресленики. Необхідно зауважити, що для зменшення обсягу проміжних розрахунків розрахункову модель спрощено. За рахунок цього знижено вимоги до ПК і зменшено час на розрахунки.

Під час дослідження напружено-деформованого стану штока, крім зовнішніх навантажень, слід враховувати також динамічні навантаження, що виникають через рух штока з прискоренням. Для цього необхідно визначити кінематичні параметри кривошипно-шатунного механізму бурового насоса, зокрема обчислити прискорення повзуна (крейцкопфа), яке дорівнюватиме прискоренню штока.

Визначення кінематичних параметрів кривошипно-шатунного механізму бурового насоса проведено згідно з алгоритмом, описаним у праці [5].

Розрахунки проведено тільки для одного циліндра, для другого результати будуть аналогічні.

Алгоритм наступний:

1) у кінематичній схемі виділено замкнутий векторний контур $OABCO$;

2) складено рівняння замкнутого векторного контуру $OABCO$.

Для векторного контуру $OABCO$ (рис. 1):

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{d} + \vec{x}_B. \quad (1)$$

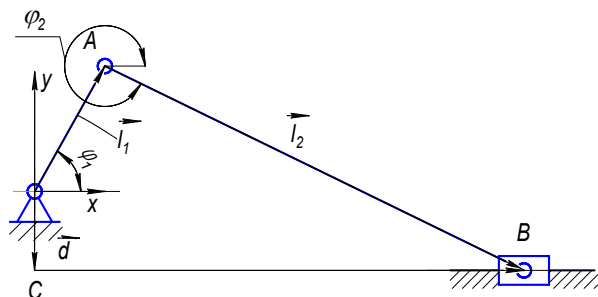


Рисунок 1 – Розрахункова схема, векторний контур $OABCO$

Вектори, що входять у векторне рівняння (1) в пакеті *MathCAD*, можна подати у вигляді

$$\vec{l}_1 = \begin{pmatrix} l_1 \cos \varphi_1 \\ l_1 \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{l}_2 = \begin{pmatrix} l_2 \cos \varphi_2 \\ l_2 \sin \varphi_2 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

$$\vec{d} = \begin{pmatrix} 0 \\ -d \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \vec{x}_B = \begin{pmatrix} x_B \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix},$$

тоді векторне рівняння (1) буде мати вигляд:

$$\begin{pmatrix} l_1 \cos \varphi_1 \\ l_1 \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_2 \cos \varphi_2 \\ l_2 \sin \varphi_2 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -d \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} x_B \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

де l_1, l_2, d – відомі геометричні параметри кривошипно-шатунного механізму бурового насоса (конструктивні параметри), а саме, довжина кривошипа 1, довжина шатуна 2 та зміщення осі повзуна відносно центру обертання кривошипу відповідно;

φ_1 – незалежна змінна, кутова координата кривошипу 1;

φ_2 – невідомий геометричний параметр, кутова координата шатуна 2;

x_B – невідомий геометричний параметр, координата повзуна 3.

3) Векторне рівняння (3) розв'язане в пакеті *MathCAD* за допомогою обчислювального блоку *Given-Find*.

Для одержання однозначних результатів розрахунку (виключення сторонніх розв'язків) в блок *Given-Find* необхідно ввести ряд обмежень, а саме:

$$-\frac{\pi}{2} \leq \varphi_2 \leq \frac{\pi}{2}, \quad x_B \geq 0. \quad (4)$$

Відомі геометричні параметри взяті для поршневого насоса УНБ-600, кількість положень, що аналізуються механізму $n = 12$.

4) Кінематичні параметри одержуємо шляхом чисельного диференціювання відповідних геометричних параметрів механізму.

Аналоги кутових і лінійних швидкостей ланок механізму насоса

$$u_2 = \frac{d\varphi_2}{dn} \cdot \frac{1}{\Delta\varphi}, \quad (5)$$

де u_2 – аналог кутової швидкості шатуна.

$$u_B = \frac{dx_B}{dn} \cdot \frac{1}{\Delta\varphi}, \quad (6)$$

де u_B – проекція аналогу швидкості повзуна на вісь x .

Аналоги кутових і лінійних прискорень ланок механізму насоса

$$u_{21} = \frac{d^2\varphi_2}{dn^2} \cdot \left(\frac{1}{\Delta\varphi} \right)^2, \quad (7)$$

де u_{21} – аналог кутового прискорення шатуна.

$$u_{B1} = \frac{d^2x_B}{dn^2} \cdot \left(\frac{1}{\Delta\varphi} \right)^2, \quad (8)$$

де u_{B1} – проекції аналогу прискорення повзуна на вісь x .

Значення швидкостей та прискорень ланок кривошипно-шатунного механізму насоса

$$\begin{aligned} \omega_2 &= u_2 \cdot \omega_1, \\ V_B &= u_B \cdot \omega_1, \\ \varepsilon_2 &= u_{21} \cdot \omega_1^2, \\ a_B &= u_{B1} \cdot \omega_1^2. \end{aligned} \quad (9)$$

Результати геометричного і кінематичного розрахунку наведено на рис. 2.

За одержаними результатами побудовано графіки кінематичних характеристик кривошипно-шатунного механізму бурового насоса, які подані на рисунках 3-8.

На шток діють такі зовнішні навантаження: сила тиску, сили тертя та сила тяжіння. На основі індикаторної діаграми тиску і знайденої залежності $x_B = x_B(\varphi_1)$ побудовано залежність величини тиску в циліндрі від кута повороту кривошипа (від номера положення) $p = p(\varphi_1)$.

$\phi_1(n) =$	$\phi_2(n) =$	$x_B(n) =$	$\omega_2(n) =$	$v_B(n) =$	$\varepsilon_2(n) =$	$a_B(n) =$
0	0	0	0	0	0	0
1	-0.084	1.013	-1.144	0.581	$5.809 \cdot 10^{-13}$	7.709
2	-0.146	1.077	-0.994	1.079	3.824	7.235
3	-0.169	1.173	-0.578	1.361	6.767	5.412
4	-0.146	1.277	$-1.403 \cdot 10^{-15}$	1.279	7.899	1.58
5	-0.084	1.359	0.578	0.78	6.767	-3.855
6	0	1.39	0.994	0	3.824	-8.815
7	0.084	1.359	1.144	-0.78	$-2.12 \cdot 10^{-14}$	-10.824
8	0.146	1.277	0.994	-1.279	-3.824	-8.815
9	0.169	1.173	0.578	-1.361	-6.767	-3.855
10	0.146	1.077	0	-1.079	-7.899	1.58
11	0.084	1.013	-0.578	-1.361	-6.767	5.412
12	0	0.99	-0.994	-0.581	-3.824	7.235
			-1.144	0	$1.677 \cdot 10^{-14}$	7.709

Рисунок 2 – Результати геометричного і кінематичного розрахунку

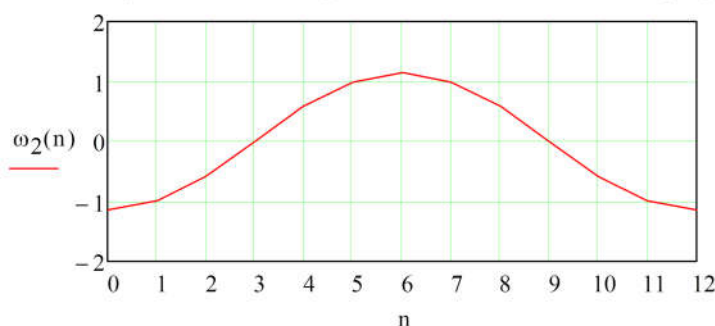


Рисунок 3 – Графік кутової швидкості шатуна



Рисунок 4 – Графік швидкості повзуна

$$p(n) = \begin{cases} \frac{p_{\max}}{t \cdot s} \cdot (x_B(n) - x_B(0)) & \text{при } x_B(n) \geq x_B(0) \wedge \\ & x_B(n) \leq x_B(0) + t \cdot s; \\ \frac{p_{\max}}{t \cdot s} \cdot (x_B(n) - x_B(0)) & \text{при } x_B(n) \geq x_B(0) + s - t \wedge \\ & x_B(n) \leq x_B(0) + s; \end{cases} \quad (10)$$

де $p_{\max}$ – максимальне значення тиску у циліндрі;

t – відносний хід повзуна на ділянці лінійної зміни тиску;

s – хід повзуна;

$x_B(n)$ – поточна координата повзуна;

$x_B(0)$ – початкова координата повзуна.

Користуючись залежністю $p = p(\varphi_1)$, знайдено залежність $F = F(\varphi_1)$, де F – сила опору із врахуванням сил тертя (в ущільненні та в циліндрі) і напрямку руху штока. Зіставивши графіки $p = p(\varphi_1)$ і $F = F(\varphi_1)$, визначаємо положення кривошипно-шатунного механізму, для яких буде проведено дослідження напружено-деформованого стану штока. Вибрано два положення на прямому і зворотному ході поршня (при $a_B = a_{B\max}$ і $F = F_{\max}$), для яких зовнішнє навантаження і прискорення приймають максимальні значення (положення 1 і 7, що відповідають куту повороту кривошипа $\varphi_1 = 30^\circ$ і $\varphi_1 = 210^\circ$ відповідно).

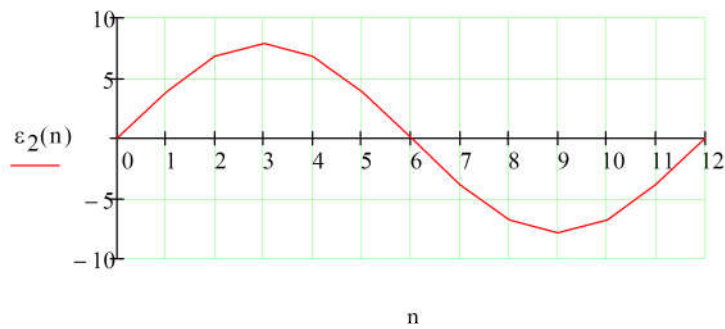


Рисунок 5 – Графік кутового прискорення шатуна

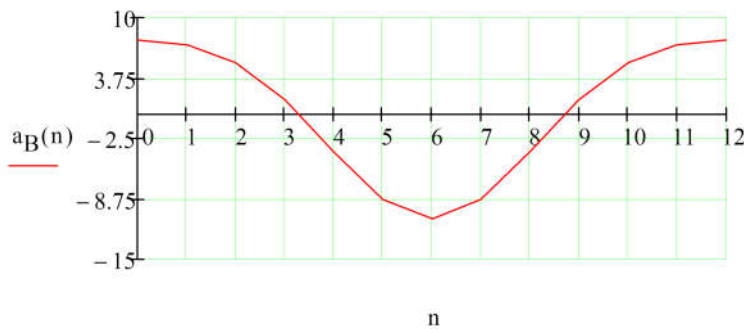


Рисунок 6 – Графік прискорення повзуна

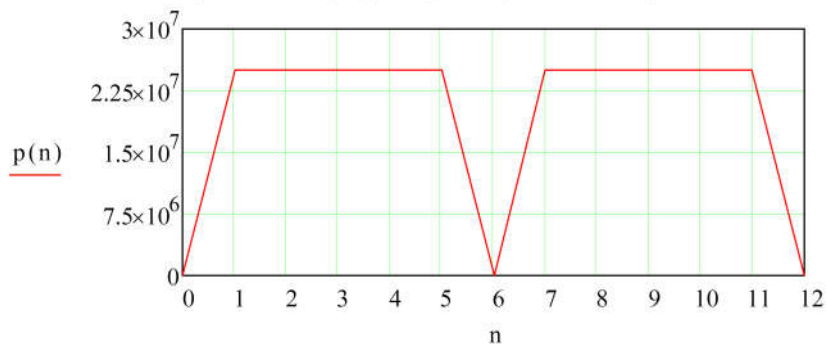


Рисунок 7 – Графік тиску в циліндрах

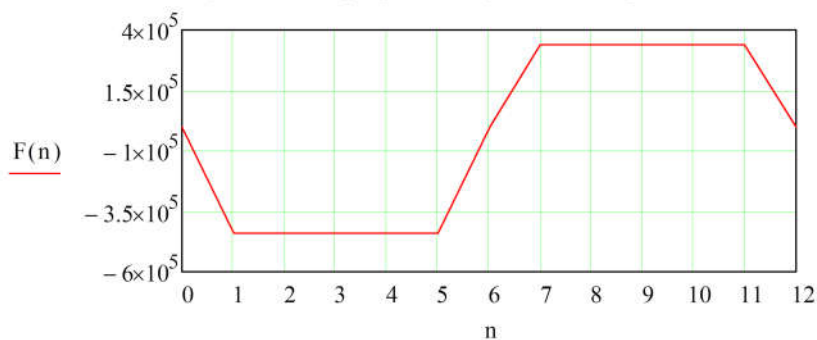
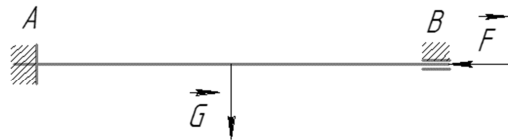


Рисунок 8 – Сила, що діє на шток

$$F(n) = \begin{cases} -\pi p(n) \left(\frac{D^2}{4} + D l_1 \mu + k_c d_{um} l_2 \mu \right) & \text{при } V_B(n) > 0; \\ \pi p(n) \left(\frac{D^2 - d_{um}^2}{4} + D l_1 \mu + k_c d_{um} l_2 \mu \right) & \text{при } V_B(n) \leq 0; \end{cases} \quad (11)$$

де D – діаметр циліндрової втулки;
 $d_{шт}$ – діаметр штока;
 l_1, l_2 – довжина циліндра і ущільнення;
 μ – коефіцієнт тертя.

Побудовані графічні залежності тиску в циліндрі $p = p(n)$ (рис. 7) та сили, що діє на шток $F = F(n)$ (рис. 8).



F – сила опору, що діє на шток, G – сила тяжіння штока
Рисунок 9 – Схема накладених в'язів (закріплень) і зовнішні навантаження, що діють на шток

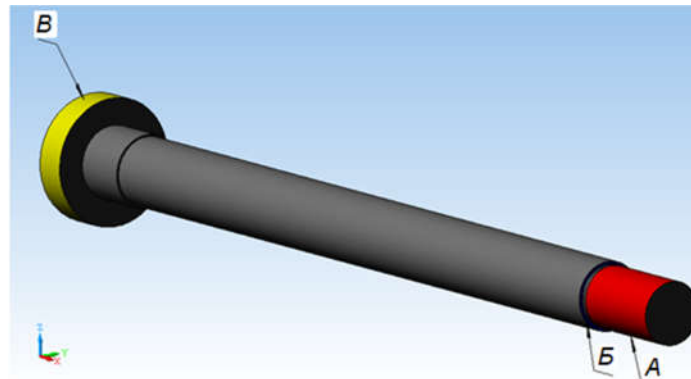


Рисунок 10 – Схема накладених закріплень (в'язей) на деталь

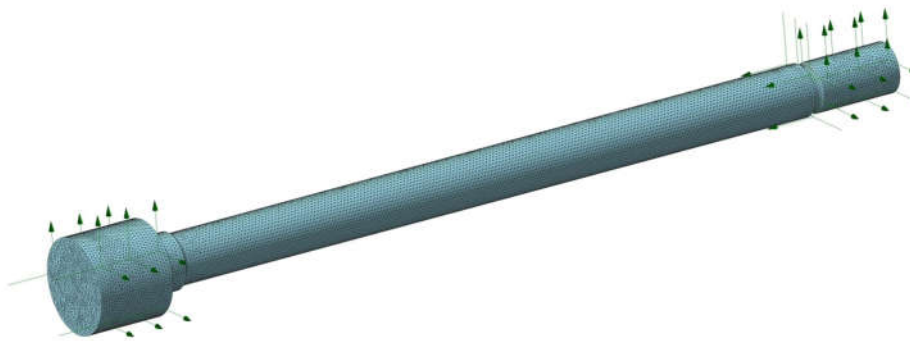


Рисунок 11 – Скінченно-елементна сітка

Створення розрахункової схеми штока з поршнем

Виходячи із конструкції насоса, створено розрахункову схему штока з накладеними в'язями (закріпленнями), яка подана на рис. 9.

Нижче наведено алгоритм розрахунку в програмному середовищі.

До створеної 3D-моделі штока з попередньо вибраним для нього матеріалом (Сталь 40Х) прикладене зовнішнє навантаження F (як рівномірно-розподіленої сили по площі) до торцевої поверхні поршня. Дію сили тяжіння враховано прикладенням прискорення $g(0; -10; 0)$ до моделі, а прискорення вздовж осі Ox – $a(a_x, 0, 0)$.

Згідно розрахункової схеми накладено закріплення (рис. 10). На поверхні А і В накладене закріплення, яке обмежує переміщення вздовж осей y і z , на поверхню Б – закріплення обмежує переміщення вздовж осі x .

Скінченно-елементна сітка (рис. 11) згенерована у автоматичному режимі з такими параметрами:

- максимальна довжина елемента - 5,0 мм;
- максимальний коефіцієнт згущення на поверхні - 1,0;
- коефіцієнт розрідження в об'ємі - 1,5.

Розрахунок проведено з використанням таких параметрів:

- метод розв'язання системи рівнянь – Sparse;
- метод розв'язку на стійкість і визначення власних частот – MKL Subspace;
- максимальна кількість ітерацій – 30;
- кількість форм втрати стійкості і власних частот - 4.

Проведено статичний розрахунок, розрахунок на стійкість і визначення значень власних частот.

Отримані результати дослідження подані у таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати дослідження

Назва	Позначення	Кут повороту кривошипу $\varphi_1 = 30^\circ$		Кут повороту кривошипу $\varphi_1 = 210^\circ$	
		Мінімальне значення	Максимальне значення	Мінімальне значення	Максимальне значення
Еквівалентні напруження за Мізесом	SVM, [МПа]	0.011	340.491	0.008	267.950
Сумарне лінійне переміщення	USUM, [мм]	0.003	0.559	0.002	0.434
Коефіцієнт запасу за текучістю	—	2.659	1000	3.402	1000
Коефіцієнт запасу за текучістю	—	3.319	1000	4.247	1000
Коефіцієнт запасу за стійкістю, форма 1	—	7.105		—	
Коефіцієнт запасу за стійкістю, форма 2	—	20.329		—	
Коефіцієнт запасу за стійкістю, форма 3	—	20.543		—	
Коефіцієнт запасу за стійкістю, форма 4	—	26.877		—	

Дослідження проведено для положень 1 і 7, що відповідають куту повороту кривошипа $\varphi_1 = 30^\circ$ і $\varphi_1 = 210^\circ$, які характеризуються найбільшими значеннями зовнішнього навантаження.

Висновки

На основі одержаних результатів проведеного дослідження напружено-деформованого стану штока бурового насоса УНБ-600 встановлено напруження, коефіцієнти запасу, сумарні переміщення, визначено стійкість (при стиску в положенні 1) та коефіцієнти запасу стійкості по чотирьох формах. Встановлено інерційні характеристики моделі штока насоса та визначено власні частоти по чотирьох формах. Отримані результати дають можливість з деяким ступенем точності оцінити не тільки якісно, але і кількісно міцнісні параметри штока. На основі побудованих полів

напружень, коефіцієнтів запасу та сумарних переміщень можна зробити висновок про те, що граничні значення всіх перелічених параметрів міцності знаходяться в межах допустимих значень (міцність і стійкість штока при штатних навантаженнях забезпечується), відсутні різкі стрибки значень параметрів міцності, значення параметрів постійні в межах одного перерізу і плавно змінюються вздовж осі штока, за винятком точок, які знаходяться в областях проточення різьб, що пояснюється тим, що самі проточення є концентраторами напружень.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел

- 1 Остапович В.В., Роп'як Л.Я., Величкович А.С. Дослідження напружено-деформованого стану вкритої хромовим покривом ділянки штока поршневого насоса двосторонньої дії в умовах позаштатного навантаження. *Методи та прилади контролю якості*. 2013. № 2 (31). С. 118-125.
- 2 Петрина Ю.Д., Квас М.І., Яким Р.С. Підвищення довговічності штоків бурових насосів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010. № 4(26). С. 52-56.
- 3 Мацюк І. М. Дослідження кінематики та динаміки механізмів засобами векторної алгебри. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія «Гірництво»*. 2009. Вип. 18. С. 81-86. URL: https://el-conf.com.ua/wp-content/uploads/2021/06/ВАРШАВА_сайт.pdf

4 Мацюк І. М., Трет'яков В.М., Шляхів Е.М. Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів високих класів у програмі Mathcad. *Теорія Механізмів та Машин*. 2012. № 1. Том 10. С. 65-70. URL: https://technologies-engineering.com.ua/web/uploads/journals_pdf/Technologies

5 Трет'яков В. М. Використання програми Mathcad щодо швидкостей і прискорень важільних механізмів. *Теорія Механізмів та Машин*. 2009. № 2. Том 7. С. 40-48.

6 Vengryniuk T.P., Osadtsa L.V., Rachkevych I.O. Kinematic analysis of the piston-type pump mechanisms by numerical methods. *Metallurgical and Mining Industry*. 2016. No 4. URL: https://www.metaljournal.com.ua/assets/Journal/english-edition/MMI_2016_4/11_Vengryniuk.pdf

7 Остапович В.В., Роп'як Л.Я., Годлевський А.Ю. Вплив зносу деталей пари крейцкопф – напрямні поршневого насоса двохсторонньої дії на його кінематичні та силові параметри. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2011. № 3. С. 64-70. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2015_52_26

References

1 Ostapovych V.V., Ropiak L.Ia., Velychkovych A.S.. Doslidzhennia napruzhenno-deformovanoho stanu vkrytoi khromovym pokryvom dilianky shtoka porshnevoho nasosa dvostoronnoi dii v umovakh pozashtatnoho navantazhennia. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*. 2013. No 2 (31). P. 118-125. [in Ukrainian]

2 Petryna Yu.D., Kvas M.I., Yakym R.S. Pidvyshchennia dovhovichnosti shtokiv burovykh nasosiv. *Naukovyi visnyk IFNTUNH*. 2010. No 4(26). P. 52-56. [in Ukrainian]

3 Matsiuk I. M. Research of kinematics and dynamics of mechanisms by means of vector algebra. *Herald of the National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute». Series of «Mining»*. 2009. No 18. P. 81-86. URL: https://el-conf.com.ua/wp-content/uploads/2021/06/BAPIIABA_sait.pdf [in Ukrainian]

4 Matsyuk I. M., Tret'yakov V. M., Shliakhiv E.N. Kinematic analysis of flat lever mechanisms of high classes in the Mathcad program. *Teoriya Mekhanizmov i Mashin*. 2012. No 1. Vol. 10. P. 65-70. URL: https://technologies-engineering.com.ua/web/uploads/journals_pdf/Technologies [in Ukrainian]

5 Tret'yakov V. M. Use of the Mathcad program for determination of speeds and accelerations of lever mechanisms. *Teoriya Mekhanizmov i Mashin*. 2009. No 2. Vol. 7. P. 40-48. [in Ukrainian]

6 Vengryniuk T.P., Osadtsa L.V., Rachkevych I.O. Kinematic analysis of the piston-type pump mechanisms by numerical methods. *Metallurgical and Mining Industry*. 2016. No 4. URL: https://www.metaljournal.com.ua/assets/Journal/english-edition/MMI_2016_4/11_Vengryniuk.pdf

7 Ostapovich V.V., Ropiak L.Ya., Godlevskiy A. Yu. Influence of wear of details of crosshead couple - guides of the double-acting piston-type pump on its kinematic and power parameters. *Scientific Journal of IFNTUOG*. 2011. No 3. P. 64-70. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2015_52_26 [in Ukrainian]

RESEARCH OF THE STRESS-DEFORMATION STATE OF THE ROD OF A DOUBLE-ACTION DRILL PUMP

Tetiana Venhryniuk

Candidate of Technical Sciences, associate professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-0838-1798>
e-mail: venhryniuktetyana@gmail.com

Taras Romanyshyn

Candidate of Technical Sciences, associate professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-0856-1537>
e-mail: tarasromanushun@gmail.com

Andrii Venhryniuk

Post-graduate
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0006-7263-3757>
e-mail: andrii.venhryniuk-a18522@nung.edu.ua

Liubomyr Romanyshyn

Candidate of Technical Sciences, professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-4936-4943>
e-mail: liubomyr.romanyshyn@nung.edu.ua

Zenovii Lavryshyn

Student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
e-mail: tanay9@i.ua

Abstract. Currently, most drilling rigs used in Ukraine are physically and morally obsolete. Their modernization as a whole should begin with individual components, which include the equipment of the circulation system. In this case, it is necessary to adhere to the main directions of technical progress in oilfield engineering: increasing reliability, technical and economic indicators. One of the important tasks facing the industry is the maximum unification and typification of components and parts of machines and equipment that are subject to rapid wear. Examples of such components are the cylinder-piston pair and valve assemblies of drilling pumps. It should be noted that with increasing drilling depth, the power of drilling pumps also increases significantly. From known sources of information it is known that on the basis of experience, scientific research and development works, as well as the latest achievements in oil engineering and related fields of science and technology, today drilling pumps are continuously improved, their reliability and durability are increased, their mass is reduced, material and labor costs for their manufacture, operation and repair are reduced. This determines a wide range of drilling pump models and their modifications. The purpose of the work is to analyze the stress-strain state of the drilling pump rod using simulation modeling based on the finite element method. Based on the results of the analysis of the stress-strain state of the UNB-600 drilling pump rod, stresses, safety factors, and total displacements were determined. Also, the rod stability under compression was simulated and the safety factors were determined. The inertial characteristics of the pump rod model were established and its natural frequencies were determined.

Keywords: mud pump; kinematic diagram; vector contour; numerical method; numerical differentiation.