



Прийнято 30.05.2025. Прорецензовано 05.06.2025. Опубліковано 23.06.2025.

УДК 621.793

DOI: 10.31471/1993-9965-2025-1(58)-51-64

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ШТОКА ПОРШНЕВОГО НАСОСА ІЗ ФУНКЦІОНАЛЬНИМ ПОКРИТТЯМ ЗА НАЯВНОСТІ ГЕОМЕТРИЧНИХ ДЕФЕКТІВ СИСТЕМИ "КРЕЙЦКОПФ – НАПРЯМНІ"

Величкович А. С.

Кандидат технічних наук, доцент
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
<https://orcid.org/0000-0003-2685-8753>
e-mail: a_velychkovych@ukr.net

Шовкопляс М. В.

Аспірант
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-5302-3623>
e-mail: maks.shovkopliyas@gmail.com

Витвицький В. С.*

Кандидат технічних наук, доцент
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
<https://orcid.org/0000-0003-3682-1612>
e-mail: vytyvtskyi.v.s@gmail.com

Роп'як Л. Я.

Доктор технічних наук, професор
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-9374-2550>
e-mail: l_ropjak@ukr.net

Анотація. В сучасному машинобудуванні особлива увага приділяється підвищенню ресурсу та ефективності відповідальних конструктивних елементів, що експлуатуються в умовах складних навантажень. Зокрема, для гідромеханічних систем нафтогазової галузі актуальною є проблема забезпечення надійності деталей, які зазнають інтенсивного зношування та функціонують у вузлах із підвищеними триботехнічними вимогами. Це дослідження присвячено аналізу змін напруженого стану штока із захисним покриттям, що виникають внаслідок похибок виготовлення чи зношування пари "крейцкопф – напрямні" поршневого насоса. Запропо-

Запропоноване посилання: Величкович А. С., Шовкопляс М. В., Витвицький В. С., & Роп'як Л. Я. (2025). Аналіз напруженого стану штока поршневого насоса із функціональним покриттям за наявності геометричних дефектів системи "крейцкопф – напрямні". Науковий вісник ІФНТУНГ, 1(58), 51-64. doi: 10.31471/1993-9965-2025-1(58)-51-64

* Відповідальний автор



новано узагальнену інженерну модель штока з урахуванням фактичних експлуатаційних відхилень, спричинених геометричними дефектами напрямної системи. Модель формалізовано як тричі статично невизначувану стержневу систему, в якій кінематичне навантаження від просідання крейцкопфа задається в явному вигляді. Аналітичний розв'язок побудовано із застосуванням методу сил у матричній формі, що дозволяє враховувати різну жорсткість ділянок штока та поетапно відстежувати вплив геометричних дефектів на силовий і напружений стан системи впродовж усього циклу її роботи. Встановлено, що навіть за дотримання регламентованих допусків на зношування, рівень додаткових напружень у критичних зонах може бути суттєвим, а тому має обов'язково враховуватись у розрахунках ресурсу деталі. Запропоновано також аналітичну модель ділянки штока з функціональним покриттям як істотно неоднорідного стрижня з двозв'язною геометрією поперечного перерізу зі змінними по товщині властивостями. Отримано розподіл еквівалентних напружень та проведено оцінку міцності такої ділянки штока з урахуванням поєднання штатних і додаткових навантажень. Показано, що запропонована модель придатна до узагальнення на випадок багат шарових покриттів.

Ключові слова: функціональне покриття; шток; буровий насос; кінематичне навантаження; аналітична модель; зношування; міцність

Вступ

Сучасне машинобудування дедалі частіше застосовує конструктивні елементи з різноманітними захисними покриттями. Постійне вдосконалення технологій нанесення таких покриттів, як у процесі виготовлення нових деталей, так і під час відновлення зношених, сприяє їх активному впровадженню [1–3]. Водночас, експлуатаційна практика демонструє, що покриття не завжди гарантують підвищену надійність. У ряді випадків, зокрема за дії надмірних або неочікуваних навантажень, вони можуть передчасно руйнуватися, а іноді навіть знижувати загальну ефективність роботи деталей порівняно з непокритими аналогами [4–6]. У системах типу «основний матеріал – захисне покриття» принципово важливо забезпечити високі функціональні характеристики, як-от зносостійкість, твердість або трибологічну ефективність різноманітних пар тертя, водночас гарантуючи необхідний рівень міцності й надійності всієї конструкції [7, 8]. З цієї причини особливу увагу слід приділяти оцінці її граничного стану в умовах робочих навантажень. Механічна стійкість як самого покриття, так і деталі загалом визначається напружено-деформованим станом матеріалів під час експлуатації, що зумовлює потребу в ґрунтовному вивченні внутрішніх механічних взаємодій у системі. З огляду на важливість підвищення ресурсу роботи елементів обладнання, які працюють в агресивних умовах характерних для нафтогазової промисловості, дослідження в цьому напрямі залишаються актуальними та затребуваними.

Під час теоретичного та експериментального аналізу залишкового ресурсу відреставрованих штоків бурових насосів двосторонньої дії було виявлено характерну, але недостатньо висвітлену у технічній літературі проблему.

Йдеться про вплив як зношування, так і початкових технологічних, складальних або монтажних похибок у парі «крейцкопф – напрямні» на зміну напруженого стану штока з покриттям. Наявність похибки або зношений стан контактної пари тертя призводить до порушення співвісності рухомих частин, і, як наслідок, до радіального зміщення осі штока. У результаті механічне навантаження, яке у проєктних умовах передбачалося як центральне осьове розтягування або стискання штока, трансформується в принципово іншу схему навантаження, яка включає поперечне згинання. Така зміна характеру деформування призводить не лише до зростання напружень, а й до суттєвого ускладнення напружено-деформованого стану штока (з'являються додаткові напруження від згину). При цьому фактичний коефіцієнт запасу міцності може суттєво зменшуватися. Таким чином, проблема відхилення осі штока та виникнення супутніх згинальних навантажень виходить за рамки простого експлуатаційного ускладнення і перетворюється на суттєвий чинник під час оцінки безпеки роботи бурового обладнання.

Аналіз сучасних досліджень та публікацій

У механіці машин ланки розглядають як жорсткі або деформівні тіла, а їх з'єднання описують системами кінематичних обмежень. Похибки виготовлення чи зношування можуть спричинити появу зазорів, які викликають удари, порушення режимів тертя, вібрації, зниження точності та нестабільність роботи. Тому для збереження функціональності механічної системи необхідно кількісно оцінювати вплив таких дефектів на її поведінку [9, 10].

Прогнозування зношування і терміну придатності трибопар, які експлуатуються за змін-

них швидкостей ковзання та зазнають змінних навантажень розглядалося у працях [11, 12]. У дослідженні [13] вивчалися трибодинамічні характеристики системи крейцкопф-напрямні станини, а особливу увагу присвячено особливостям, які виникають в момент запуску машин. Вплив зазорів у з'єднаннях, які виникли внаслідок зношування або ж були передбачені проектом, на роботу машин і механізмів розглядали у статті [14].

Моделювання та діагностику взаємодії зворотно-поступальних ущільнень з поверхнею штока та з рідиною проводили в працях [15–17]. У роботах [18, 19] досліджуються особливості динамічної поведінки поршневого компресора, які виникають внаслідок зміщення крейцкопфа. Нелінійна динаміка тертя-удару в зворотно-поступальній парі з просіданням та з урахуванням гнучкості штока розглянута в статті [20]. У працях [21, 22] основну увагу зосереджено на процеси втоми матеріалу та зношування під дією осьового навантаження, тоді як питання викривлених траєкторій руху штока, зумовлених асиметрією навантаження, залишилися майже не дослідженими. Сучасні підходи до діагностики стану покриттів передбачають застосування цифрових сенсорів, візуального моніторингу та акустичної емісії, однак ці методи практично не поєднуються з оцінкою напруженого стану конструктивного елемента [23].

Висвітлення невіршених раніше частин загальної проблеми

Незважаючи на значну кількість досліджень, присвячених трибології та динаміці зворотно-поступального руху у вузлах тертя типу «крейцкопф – напрямні», низка важливих аспектів залишається малодослідженою. Більшість існуючих робіт зосереджені на оцінці зносу, процесів тертя, втрат енергії або змін кінематики унаслідок просідання та виникнення зазорів у рухомих з'єднаннях. У таких підходах основна увага приділяється динамічній поведінці вузла або ефективності роботи ущільнень, тоді як напружено-деформований стан штока поршневого насоса в умовах комбінованого навантаження, спричиненого похибками чи деградацією напрямної системи, вивчений лише фрагментарно. Нетиповий режим деформування, пов'язаний із порушенням співвідносі, виходить за межі класичних моделей осьового навантаження й може спричинити додаткові напруження, які знижують ефективність захисного покриття та гарантійний ресурс роботи штока.

Важливо також зазначити, що зазвичай під час аналізу стану покриттів майже не враховується складний напружений стан, який виникає внаслідок згинання штока. Це призводить до недостатньої точності прогнозів руйнування покриття в агресивних середовищах.

Окрема проблема – це відсутність комплексних моделей, які б узгоджували деформування основного тіла, роботу захисного покриття та вплив кінематичних відхилень у напрямній системі насоса. Таким чином, залишається нерозв'язаним комплексне завдання оцінки напруженого стану штока з покриттям у разі нештатної зміни характеру навантаження через похибки виготовлення або зношування вузла тертя "крейцкопф – напрямні". Проведений бібліосемантичний аналіз показав, що вплив проблеми просідання крейцкопфа поршневого насоса на комплекс наслідків, зокрема виникнення додаткових напружень, граничний стан захисного покриття та міцність штока загалом, у технічній літературі раніше не розглядався як єдине ціле.

Формулювання цілей

Метою статті є аналітико-числове дослідження нетипового напружено-деформованого стану штока бурового насоса, зумовленого зношуванням або похибками вузла «крейцкопф – напрямні», а також оцінка впливу такого навантаження на міцність захисного покриття шляхом побудови відповідних математичних моделей. Для досягнення поставленої мети в статті вирішуються такі основні завдання:

1. Побудова аналітико-числової моделі поведінки штока під впливом нетипового кінематичного навантаження, зумовленого зношуванням або геометричними похибками вузла тертя «крейцкопф – напрямні».
2. Розроблення моделі ділянки штока, вкритої функціональним захисним покриттям, з урахуванням впливу додаткових згинальних напружень.
3. Проведення числової апробації побудованих моделей на основі прикладу, близького до реальних експлуатаційних умов роботи поршневого насоса.

Аналітична модель штока під час нештатного кінематичного навантаження

Під час роботи поршневого насоса двосторонньої дії шток зазнає циклічного знакозмінного осьового навантаження. На хід поршня у напрямку безштокової камери припадає стискання штока, тоді як при русі у зворотно-

му напрямку – розтяг. Конструктивно шток 4 з'єднує поршень 7 з крейцкопфом 2 через надставку 3, забезпечуючи передачу зусиль у системі крейцкопф 2 – напрямні 1 (рис. 1). Герметизація здійснюється ущільнювачем 5, встановленим співвісно зі змінною циліндровою втулкою 6, що забезпечує герметичність у режимі зворотно-поступального руху поршня 7.

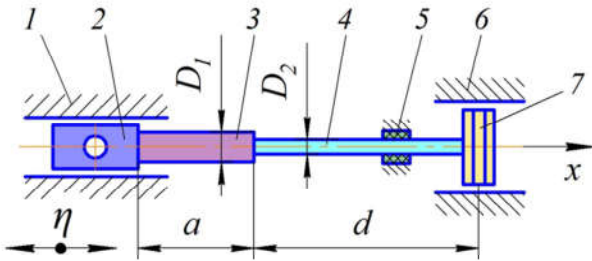


Рисунок 1 – Схема встановлення штока в поршневому насосі

За ідеальних умов експлуатації навантаження діє вздовж осі штока, тому згинальні зусилля не виникають. Однак похибки виготовлення деталей, складання або знос крейцкопфа та напрямних можуть спричинити ексцентриситет, який призводить до появи додаткових поперечних сил і згинальних моментів. Такі додаткові зусилля не враховуються типовими розрахунками, що розглядають шток як елемент, працюючий винятково під дією осевого навантаження. Тому аналіз напруженого стану з урахуванням згину, спричиненого геометричними дефектами у вузлі тертя “крейцкопф – напрямні”, є необхідним для достовірного прогнозування ресурсу роботи змінних деталей насоса.

Для опису такої ситуації побудовано модель штока у вигляді трічі статично невизначуваної двоступінчастої стержневої системи (рис. 2). Правий край моделі жорстко закріплений, що відображає відсутність повороту і вертикального переміщення поршня в циліндровій втулці за рахунок натягу ущільнювачів. На лівому кінці вводиться кінематичне навантаження

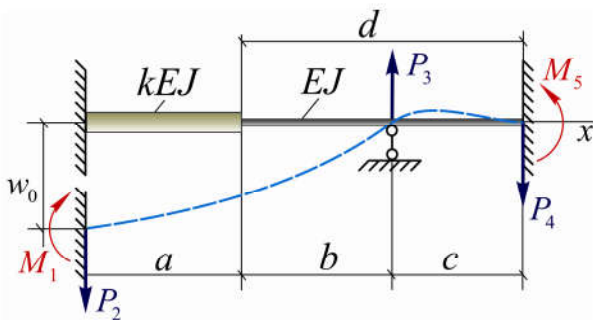


Рисунок 2 – Стержнева модель кінематичного навантаження штока

w_0 , яке моделює вертикальне просідання крейцкопфа внаслідок його зносу та зносу напрямних. Закріплення в цій точці обумовлюється взаємодією крейцкопфа з напрямними та дією притисного зусилля через шатун і палець. Водночас, у зоні ущільнення, через малу кутову жорсткість ущільнюючих елементів, припускається вільний поворот поперечного перерізу штока.

Особливістю моделі є те, що положення проміжної опори не є фіксованим – воно змінюється відповідно до ходу штока в процесі зворотно-поступального руху. Такий підхід відповідає принципам кінестатичного аналізу, в якому розгляд ведеться поетапно, для окремих характерних фаз руху з фіксованим положенням ланок. Зауважимо, що аналіз пружних характеристик бурових штоків дозволяє класифікувати їх як стержні малої гнучкості, тому вплив поздовжнього згинання не враховується.

Для визначення внутрішніх зусиль в статично невизначуваній моделі штока скористаємось методом сил. Запишемо систему канонічних рівнянь, які накладають кінематичні обмеження на поведінку моделі відповідно до реальної експлуатаційної ситуації. Для автоматизації обчислень подамо канонічні рівняння в матричній формі

$$\mathbf{A}\vec{\mathbf{X}} + \vec{\mathbf{\Delta}} = 0, \quad (1)$$

де \mathbf{A} – матриця податливості неоднорідної стержневої моделі, $\vec{\mathbf{\Delta}}$ і $\vec{\mathbf{X}}$ – вектори переміщень і невідомих реакцій:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{bmatrix}, \quad \vec{\mathbf{\Delta}} = \begin{bmatrix} 0 \\ -w_0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\vec{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} M_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (1), отримаємо вектор невідомих $\vec{\mathbf{X}}$, тобто матимемо значення M_1 , P_2 та P_3

$$\vec{\mathbf{X}} = -\mathbf{A}^{-1}\vec{\mathbf{\Delta}}. \quad (3)$$

Рівновага стержневої моделі буде забезпечена у разі рівності нулеві головного вектора $\sum \mathbf{P}_i$ та головного моменту $\sum \mathbf{m}_0(\mathbf{P}_i)$ всіх сил:

$$\sum \mathbf{P}_i = -P_2 + P_3 - P_4 = 0, \quad (4)$$

$$\sum \mathbf{m}_0(\mathbf{P}_i) = M_1 - P_3(a + b) + P_4L - M_5 = 0. \quad (5)$$

$$\mathbf{A} = \frac{1}{EJ} \cdot \begin{bmatrix} \left(\frac{a}{k} + L - a\right) & -\frac{1}{2}\left(\frac{a^2}{k} + L^2 - a^2\right) & \left(\frac{c^2}{2}\right) \\ -\frac{1}{2}\left(\frac{a^2}{k} + L^2 - a^2\right) & \frac{1}{3}\left(\frac{a^3}{k} + L^3 - a^3\right) & \frac{1}{2}c^2\left(L - \frac{c}{3}\right) \\ \left(\frac{c^2}{2}\right) & \frac{1}{2}c^2\left(L - \frac{c}{3}\right) & \left(\frac{c^3}{3}\right) \end{bmatrix}. \quad (6)$$

З виразів (4), (5) знаходимо реакції P_4 та M_5 у крайній правій опорі моделі.

Для заповнення матриці податливості \mathbf{A} формуємо основну систему методу сил. Оскільки модель тричі статично невизначувана, виключаємо три надлишкові в'язі – крайню ліву та середню опори. Головні δ_{ii} та побічні δ_{ik} коефіцієнти системи рівнянь (1) визначаємо за теоремою Максвелла–Мора як питомі переміщення, спричинені дією одиничних зусиль. Для їх обчислення застосовуємо інтегрування на ділянках стержня з постійною жорсткістю, де функція згинального моменту є неперервною:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \int_0^a \frac{1 \cdot 1}{kJ} dx + \int_a^L \frac{1 \cdot 1}{EJ} dx = \frac{1}{EJ} \left(\frac{a}{k} + L - a \right); \\ \delta_{22} &= \int_0^a \frac{x^2}{kJ} dx + \int_a^L \frac{x^2}{EJ} dx = \frac{1}{3EJ} \left(\frac{a^3}{k} + L^3 - a^3 \right); \\ \delta_{33} &= \int_{L-c}^L \frac{(x - (L - c))^2}{EJ} dx = \frac{c^3}{3EJ}; \\ \delta_{12} &= \delta_{21} = -\int_0^a \frac{1 \cdot x}{kJ} dx - \int_a^L \frac{1 \cdot x}{EJ} dx = \\ &= -\frac{1}{2EJ} \left(\frac{a^2}{k} + L^2 - a^2 \right); \\ \delta_{13} &= \delta_{31} = \int_{L-c}^L \frac{1 \cdot (x - (L - c))}{EJ} dx = \frac{c^2}{2EJ}; \\ \delta_{23} &= \delta_{32} = \int_{L-c}^L \frac{x \cdot (x - (L - c))}{EJ} dx = \\ &= \frac{1}{2EJ} c^2 \left(L - \frac{c}{3} \right), \end{aligned}$$

тут L – загальна довжина штока. Тепер матриця податливості штока готова до обчислень (див. формулу 6).

Матриця (6) описує лінійно-пружну поведінку штока та його реакцію на силові й кінематичні навантаження. Її аналітичні компоненти залежать від геометрії конструкції, жорсткості ділянок і положення в'язей. Застосована методика спрощує реалізацію методу сил і дає

зможу автоматизувати обчислення для різних варіацій моделі штока.

Тепер нам доступний силовий та деформаційний аналіз штока. Вирази згинальних моментів та поперечних сил для довільного поперечного перерізу штока матимуть вигляд:

$$M(x) = M_1 - P_2x + P_3(x - \psi) \cdot H(x - \psi); \quad (7)$$

$$Q(x) = \frac{dM}{dx} = -P_2 + P_3 \cdot H(x - \psi), \quad (8)$$

де $H(x)$ – функція Гевісайда, $\psi = a + b$.

Диференціальне рівняння прогинів штока:

$$\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{1}{C_i} M(x), \quad i=1, \dots, 3, \quad x \in (0, l). \quad (9)$$

Тут w – прогин; C_i – жорсткість на згин i -ї ділянки штока; i – номер ділянки, $i=1$ при $0 \leq x \leq a$; $i=2$ при $a \leq x \leq \psi$; $i=3$ при $\psi \leq x \leq L$. На першій ділянці $C_1 = k \cdot EJ$, на другій та третій ділянках $C_2 = C_3 = EJ$.

Зазначимо, що рівняння (9) при заміні функції Гевісайда на одиницю матиме цілі розв'язки обмеженого індексу та їхній індекс дорівнюватиме три [24, 25].

Підставивши (7) в (9), отримали ключове рівняння для знаходження переміщень. Під час його інтегрування враховували крайові умови, що відповідають закріпленням штока та умовам з'єднання ділянок, а також використовували правило інтегрування одиничної функції Гевісайда

$$\int_0^x H(x - \psi) \cdot f(x) dx = H(x - \psi) \int_{\psi}^x f(x) dx.$$

У результаті отримали загальнений вираз для вертикального лінійного переміщення штока $w(x)$ від впливу кінематичного навантаження

$$\begin{aligned} w(x) &= w_0 + \frac{1}{kJ} \left(\frac{M_1 x^2}{2} - \frac{P_2 x^3}{6} \right) - \frac{1}{EJ} \left\{ \left(1 - \frac{1}{k} \right) \times \right. \\ &\times \left[\frac{P_2 (x - a)^3}{6} + \frac{P_2 a (x - a)^2}{2} - \frac{M_1 (x - a)^2}{2} \right] H(x - a) - \\ &\left. - \frac{P_3 (x - \psi)^3}{6} H(x - \psi) \right\}. \quad (10) \end{aligned}$$

Функцію розподілу максимальних нормальних напружень вздовж штока тах $\sigma(x)$, отримали підстановкою у формулу Нав'є виразу (7), а для оцінки максимальних дотичних напружень тах $\tau(x)$ скористались теорією Журавського і виразом (8):

$$\max \sigma(x) = \begin{cases} \frac{1}{2k} \frac{D_1}{J} (M_1 - P_2 x), & 0 \leq x \leq a; \\ \frac{1}{2} \frac{D_2}{J} (M_1 - P_2 x + P_3 (x - \psi) \times H(x - \psi)), & a \leq x \leq L. \end{cases} \quad (11)$$

$$\max \tau(x) = \frac{3 + 2\nu}{2(1 + \nu)} \times \begin{cases} -\frac{P_2}{\pi D_1^2}, & 0 \leq x \leq a; \\ \frac{-P_2 + P_3 \cdot H(x - \psi)}{\pi D_2^2}, & a \leq x \leq L. \end{cases} \quad (12)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона.

Аналіз додаткових напружень і переміщень у штоці

Для демонстрації результатів моделювання розглянуто конструкцію штока поршневого насоса двосторонньої дії типу УНБ-600, основні геометричні параметри якого (рис. 2) наступні: довжини характерних ділянок штока становлять $a = 574 \text{ мм}$, $d = 1130 \text{ мм}$; діаметри цих ділянок $D_1 = 120 \text{ мм}$ та $D_2 = 70 \text{ мм}$. Модуль пружності матеріалу – $E = 200 \text{ ГПа}$, а максимальна величина ходу штока – $\eta = 400 \text{ мм}$. Під час функціонування насоса відбувається зміна положення штока в межах повного ходу, що, у свою чергу, викликає варіацію параметрів b та c (рис. 2). У крайньому лівому положенні штока ці параметри набувають значень $b = 715 \text{ мм}$ і $c = 415 \text{ мм}$. Зовнішнє кінематичне навантаження задано у вигляді початкового геометричного відхилення $w_0 = 0,001 \text{ м}$, що моделює геометричні дефекти пари тертя "крейцкопф – напрямні".

На рис. 3 зображено залежності абсолютних величин реактивних моментів на краях штока, а на рис. 4 – реактивних сил у в'язях штока від величини його ходу. Тут на осі абсцис за нуль прийняте значення ходу, яке відповідає крайньому лівому положенню штока. Бачимо, що реакції M_1, P_2, P_3, M_5 не лінійно зростають, а реакція P_4 спадає під час перехо-

ду штока з крайнього лівого у крайнє праве положення. Слід відзначити, що напрям реакцій не змінюється.

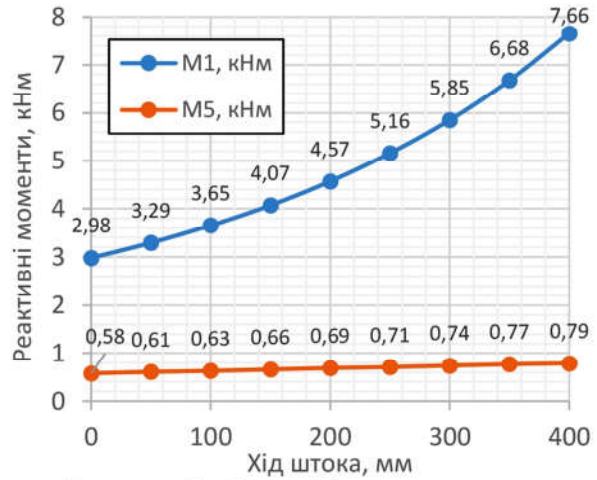


Рисунок 3 – Залежність реактивних моментів у в'язях від положення штока

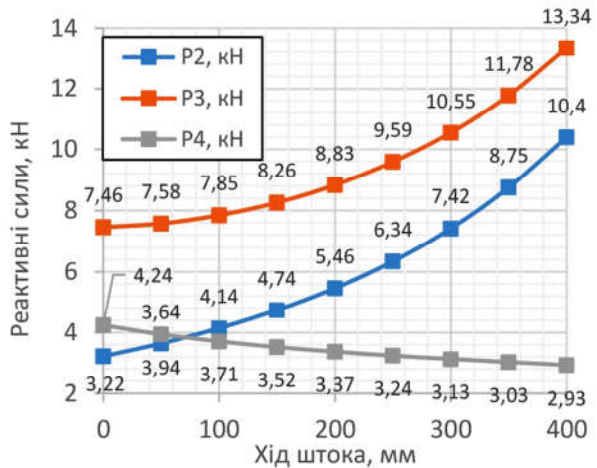


Рисунок 4 – Залежність реактивних сил у в'язях від положення штока

На рис. 5 показано залежність реакцій у в'язях штока від величини кінематичного навантаження (зміщення крейцкопфа w_0) для крайнього лівого положення штока. Загалом результати (рис. 3–5) демонструють квадратичну залежність реакцій від ходу та лінійне зростання реакцій із зростанням величини початкового відхилення, що свідчить про лінійний вплив кінематичного навантаження на статичну рівновагу системи.

На рис. 6 представлено розподіл нормальних напружень уздовж штока для різних фаз його переміщення. Найвищі значення напружень спостерігаються, коли шток займає крайнє праве положення, а найменші – у крайньому лівому положенні. Під час переходу з лівого у праве крайнє положення спостерігається моно-

тонне зростання напружень. Результати аналізу підтверджують, що позаштатні нормальні напруження, зумовлені геометричними дефектами в напрямному вузлі, можуть відігравати істотну роль під час оцінювання міцності і довговічності штока насоса.

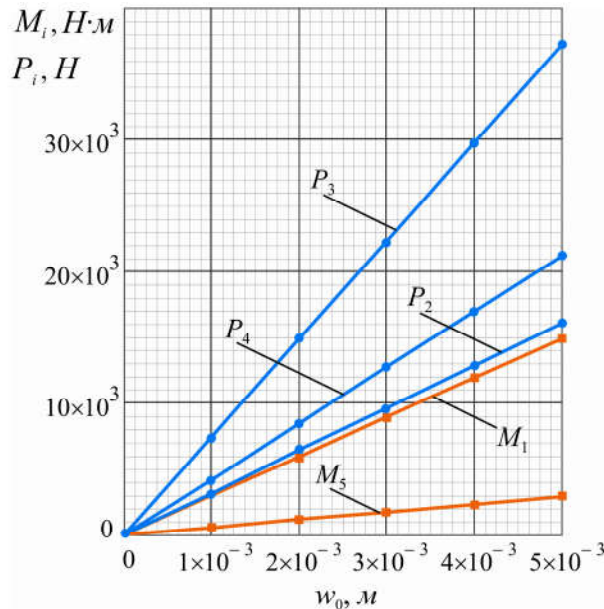


Рисунок 5 – Вплив кінематичного навантаження на реакції у в'язях штока

На рис. 7 наведено графік, що відображає зміну найбільших дотичних напружень уздовж штока. Найвищі значення цих напружень, реалізуються під час знаходження штока в крайньому правому положенні, а їх числові значення приблизно на порядок менші ніж нормальні напруження.

На рис. 8 зображено характерні розподіли прогинів уздовж осьової лінії штока, які побудовано з використанням формули (10). В області між крайньою лівою опорою та проміжною

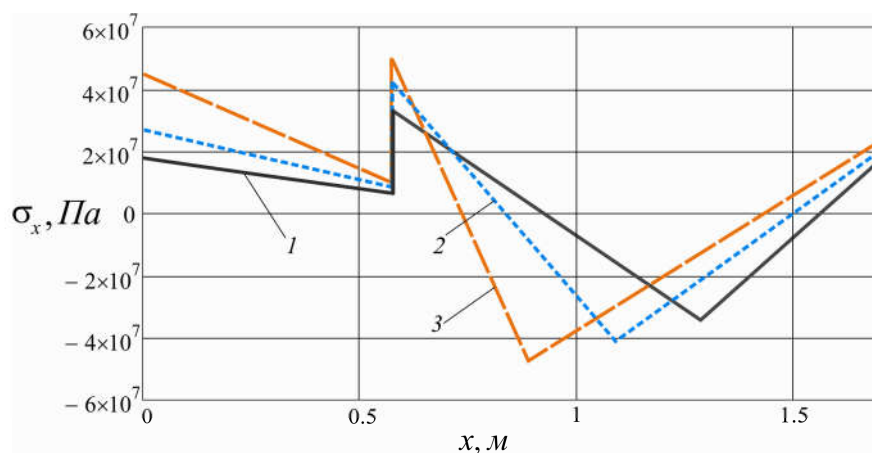
точкою обпирання спостерігається монотонна зміна прогинів, натомість у сегменті між проміжною та правою опорами виникають характерні екстремальні точки, положення яких відповідає нульовим значенням кутів повороту перерізів штока.

Слід підкреслити, що розглянутий напружено-деформований стан не є штатним, а отже, розрахунок еквівалентних напружень з метою оцінки міцності у такій ситуації недоречний. Коректне оцінювання напруженого стану потребує врахування сумарного впливу як додаткових, так і штатних (експлуатаційних) навантажень. Отже встановлено, що навіть за дотримання регламентованих допусків на зношування рівень додаткових нормальних напружень може перевищувати 50 МПа, що свідчить про їхній суттєвий внесок у загальний напружений стан і необхідність врахування таких ефектів під час аналізу міцності штока, зокрема, зміцненого покриттями.

Аналітична модель ділянки штока з функціональним покриттям

Розглянемо фрагмент штока, який вкрито зовнішнім шаром хромового покриття (рис. 9). Він зазнає комбінованої дії поздовжніх і поперечних навантажень, характерних для поєднання нештатних режимів роботи, проаналізованих раніше, з традиційним осьовим силовим впливом.

Таким чином, отримуємо задачу поперечного згину та осьового стиску (чи розтягу) для ділянки циліндричного стержня, структура якого складається з концентричних шарів із різними фізико-механічними властивостями. Кожен шар вважаємо однорідним, але загальна структура є неоднорідною за товщиною.



1 – крайнє ліве положення штока; 2 – проміжне положення штока; 3 – крайнє праве положення штока

Рисунок 6 – Розподіл максимальних нормальних напружень вздовж штока

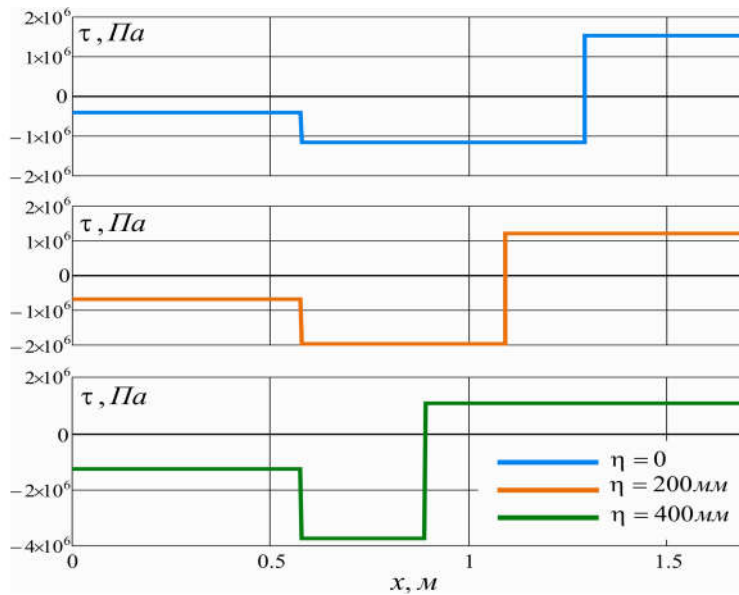


Рисунок 7 – Розподіл максимальних дотичних напружень вздовж штока

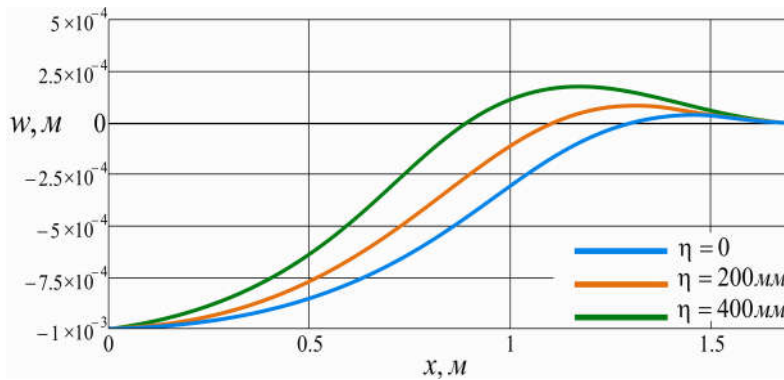
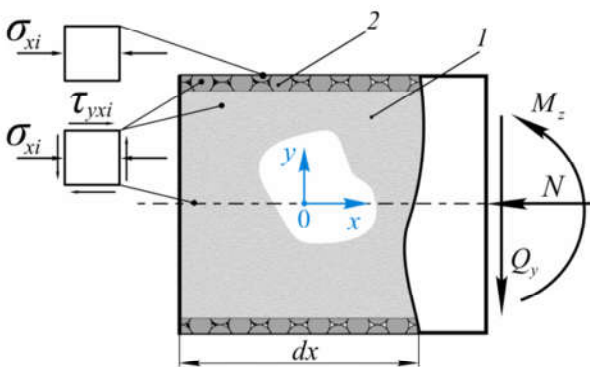


Рисунок 8 – Розподіл прогинів штока у різних фазах його положення



1 – основний матеріал, 2 – захисне покриття

Рисунок 9 – Модельна схема фрагмента штока з функціональним покриттям під дією складного навантаження

Модулі пружності E_i , коефіцієнти Пуассона ν_i та характеристики міцності такої композиції матеріалів змінюються дискретно від шару до шару.

Для обидвох шарів матеріалу будемо використовувати єдину систему статичних та кінематичних припущень, характерних для лінійної теорії стержнів. Внутрішній матеріал (ядро) стержня далі позначимо індексом $i = 1$, а зовнішній (захисний шар) – індексом $i = 2$. Площу поперечного перерізу для i -го шару позначимо F_i .

Для визначення напруженого стану застосовується принцип суперпозиції, що дозволяє окремо розглядати вплив осьової сили, згинального моменту й поперечної сили. Послідовність дій буде наступною. Спочатку оцінюємо розподіл нормальних напружень від осьового навантаження, далі – згинальні напруження, після чого врахуємо вплив поперечної сили.

Розподіл нормальних напружень від осьової сили. Осьова сила розподілиться між двома неоднорідними областями стержня нерівномірно:

$$N = \sum_{i=1}^{n=2} N_i = \sum_{i=1}^{n=2} \int_{F_i} \sigma_{xi} dF . \quad (13)$$

Умова сумісності деформацій неоднорідних шарів матеріалу $\varepsilon_{x1} = \varepsilon_{x2}$ з урахуванням фізичних співвідношень матиме вигляд:

$$\frac{\sigma_{x1}}{E_1} + \alpha_1 \Delta T = \frac{\sigma_{x2}}{E_2} + \alpha_2 \Delta T , \quad (14)$$

де α_i – коефіцієнт температурного розширення i -го шару, ΔT – температурний перепад.

Розв'язуючи разом (13) і (14), одержимо вирази нормальних напружень для кожного шару матеріалу стержня від впливу осової сили N та можливого перепаду температури:

$$\sigma_{x1} = \frac{N + E_2 F_2 (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T}{F_1 + \frac{E_2 F_2}{E_1}} ;$$

$$\sigma_{x2} = \frac{N - E_1 F_1 (\alpha_2 - \alpha_1) \Delta T}{F_2 + \frac{E_1 F_1}{E_2}} . \quad (15)$$

Для зручності використання остаточних формул, позначимо радіус ядра поперечного перерізу R_1 , а товщину функціонального покриття – δ . У разі коли $\Delta T = 0$, формули (15) набудуть такого вигляду

$$\sigma_{xi} = \frac{E_i N}{\pi(E_1 R_1^2 + E_2 (2R_1 \delta + \delta^2))} , \quad i = 1, 2 . \quad (16)$$

Отриманий вираз (16) показує, що нормальні напруження від дії осової сили в ділянці штока з покриттям розподілені пропорційно до інтегральних жорсткостей на розтяг (стиск) основного матеріалу (сталі) та покриття (хром).

Розрахунок напружень, зумовлених дією згинального моменту. Зв'язок між прикладеним згинальним моментом та нормальними напруженнями, що виникають у матеріалі вкритої ділянки штока, описується інтегральним співвідношенням

$$M_z = \sum_{i=1}^{n=2} \int_{F_i} y \sigma_{xi} dF_i . \quad (17)$$

Узгодженість деформацій у шарах різних матеріалів стержня з урахуванням фізичних співвідношень описується так

$$\sigma_{xi} = E_i \kappa y , \quad i = 1, 2 , \quad (18)$$

де κ – кривина зігнутої осі штока в нештатній ситуації навантаження.

Після інтегрування виразу (17) з урахуванням (18), отримаємо

$$\sigma_{x\zeta} = \frac{M_z y}{J_{z\zeta}} \frac{E_\zeta J_{z\zeta}}{\sum_{i=1}^{n=2} E_i J_{zi}} , \quad \zeta = 1, 2 , \quad (19)$$

де J_{zi} – осовий момент інерції поперечного перерізу i -го шару матеріалу. Перепишемо співвідношення (19) у вигляді, зручному для аналітичного використання

$$\sigma_{xi} = - \frac{4E_i M_z}{\pi(E_1 R_1^4 + E_2 ((R_1 + \delta)^4 - R_1^4))} y , \quad i = 1, 2 . \quad (20)$$

З аналізу формули (20) випливає, що чим вищою є згинальна жорсткість окремого шару композиції, тим інтенсивніше в ньому розвиваються нормальні напруження.

Оцінка напружень, зумовлених дією поперечної сили. Розглянемо дотичні напруження, що виникають у матеріалі штока під впливом поперечної сили Q_y . Введемо позначення коефіцієнта зведення

$$k_3 = E_2 / E_1 .$$

Використовуючи положення теорії Журавського щодо дотичних напружень, функцію їхнього розподілу в поперечному перерізі штока з покриттям представимо у такій формі

$$\tau(y) = \frac{Q_y}{J_{3\theta}} \times \begin{cases} \frac{S_1(y)}{2\sqrt{R_1^2 - y^2}} , y \in [0, R_1] ; \\ \frac{S_2(y)}{2k_3 \sqrt{(R_1 + \delta)^2 - y^2}} , y \in [R_1, R_1 + \delta] . \end{cases} \quad (21)$$

Тут, функція зведеного статичного моменту площі поперечного перерізу вище координати y :

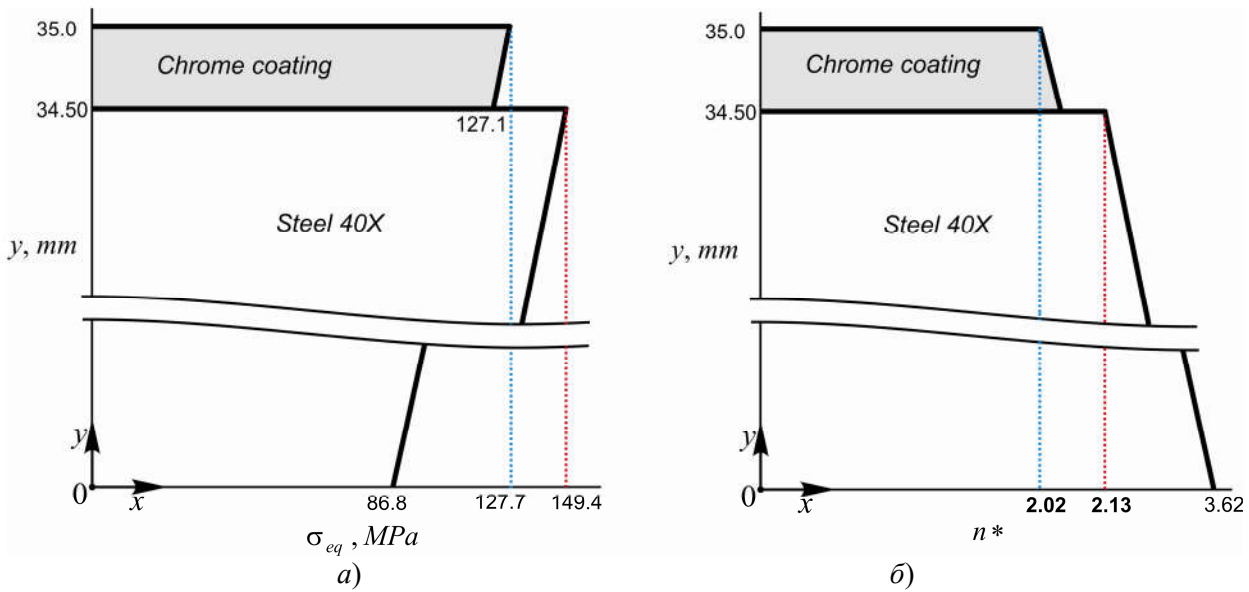
$$S_1(y) = \frac{2\pi}{3} \left(R_1^3 - y^3 + k_3 \left((R_1 + \delta)^3 - R_1^3 \right) \right) ,$$

$$S_2(y) = \frac{2\pi}{3} k_3 \left((R_1 + \delta)^3 - y^3 \right) ,$$

а зведений момент інерції

$$J_{3\theta} = \frac{\pi}{4} \left(R_1^4 + k_3 \left((R_1 + \delta)^4 - R_1^4 \right) \right) .$$

З аналізу виразу (21) випливає, що дотичні напруження змінюються за товщиною кожного шару нелінійно. На межі розділу покриття та основного матеріалу вочевидь виникатиме злам графіка, оскільки похідна функції дотичного напруження за координатою y зазнає розриву.



а – еквівалентні напруження в ділянці штока з хромовим покриттям;
 б – розподіл коефіцієнта запасу міцності

Рисунок 10 – Оцінка міцності ділянки штока з хромовим покриттям за комбінованої дії традиційних та нештатних навантажень

Аналіз міцності ділянки штока з функціональним покриттям

Лише точки на зовнішній поверхні штока зазнають лінійного напруженого стану, оскільки у цій області дотичні напруження відсутні. Натомість внутрішні шари покриття та основного матеріалу функціонують у складному напруженому стані (див. рис. 9).

Для аналізу міцності в умовах такого навантаження застосовуємо енергетичний підхід на основі критерію Губера–Мізеса. Як критеріальна величина приймається об’ємна густина потенціальної енергії формозміни, яка накопичується матеріалом під дією складного навантаження. Відповідні еквівалентні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{xN} + \sigma_{xM})^2 + 3\tau_Q^2} \quad (22)$$

У даному випадку нормальні напруження, спричинені дією осьового навантаження σ_{xN} , визначаються на основі співвідношення (16). Нормальні напруження, які виникають унаслідок згину σ_{xM} , обчислюються відповідно до формули (20), а дотичні напруження τ_Q розраховуються за допомогою виразу (21).

Нехай буровий насос УНБ-600 працює з циліндровою втулкою діаметром $D_v = 160 \text{ мм}$ і при цьому створює тиск $p = 16.5 \text{ МПа}$. Нормальні стискаючі напруження в суцільному штоці бурового поршневого насоса двосторонньої дії визначають за формулою $\sigma = p(D_v / D_2)^2$.

Для штока з діаметром $D_2 = 70 \text{ мм}$ ці напруження становлять близько 87 МПа.

У нашому випадку насос оснащено штоком з електрохімічним хромовим покриттям. Його зовнішній діаметр – 70 мм, а товщина шару хромового покриття становить 0,5 мм. У ході експлуатації на шток діють додаткові навантаження, що зумовлені зносом елементів пари тертя "крейцкопф – напрямні станини" та обчислені вище.

Механічні властивості для електролітичного (матового) хрому з товщиною шару 0,5 мм становлять: модуль пружності $E_2 = 170 \text{ ГПа}$, межа міцності $\sigma_{m2} = 257 \text{ МПа}$. Для сталевого ядра (сталь 40Х) відповідно – $E_1 = 200 \text{ ГПа}$, а межа текучості $\sigma_{T1} = 785 \text{ МПа}$. В зв’язку з тим, що штоки поршневих насосів двосторонньої дії працюють в умовах дії знакозмінних навантажень (стиск – розтяг), то для модельних розрахунків було прийнято $\sigma_{p1} = 315 \text{ МПа}$.

На рис. 10, а представлено розподіл еквівалентних напружень у зоні штока, яка вкрита електрохімічним хромовим покриттям. Розрахунок цих напружень виконано на основі енергетичного критерію (22) з урахуванням додаткових напружень, які виникають унаслідок геометричних дефектів пари тертя "крейцкопф – напрямні".

Для кількісної оцінки рівня використання міцнісного ресурсу кожного з матеріалів вкритого штока обчислили коефіцієнти запасу міц-

ності шляхом ділення границі міцності хромового шару на відповідне значення еквівалентного напруження у зоні покриття та границі плинності сталі – на аналогічне напруження в основному матеріалі. Відповідні результати візуалізовано на рис. 10, б.

Зі структури виразу (22) випливає, що еквівалентні напруження змінюються за висотою поперечного перерізу кожного шару нелінійно. Проте через незначну величину дотичних напружень у порівнянні з сумарними нормальними компонентами, ця нелінійність не візуалізується на графіку (рис. 10, а). Водночас у зоні контакту між хромовим покриттям і сталеву основою штока спостерігається різка зміна (стрибок) еквівалентного напруження, що зумовлено різними механічними властивостями матеріалів.

На підставі аналізу розподілу коефіцієнтів запасу міцності (рис. 10, б) можна зробити висновок, що розглянута ділянка штока відповідає вимогам статичної міцності як за умов нормальної експлуатації, так і під час впливу змодельованого додаткового навантаження наслідок вертикального зміщення крейцкопфа. Основний матеріал (сталь 40Х) працює з коефіцієнтом запасу міцності $n^* = 2.13$, тоді як хромове покриття – з коефіцієнтом $n^* = 2.02$. При цьому варіація значень коефіцієнта запасу міцності за товщиною матеріалу залишається відносно невеликою, що свідчить про близькість до рівномірного стану штока.

На рис. 11 наведено результати розрахунків напружено-деформованого стану для штоків, поверхня яких укрита хромовим шаром різної товщини. В усіх розглянутих випадках геометрія та умови навантаження залишаються незмінними; змінюється лише товщина функціонального покриття. Криві на графіку відповідають розподілу еквівалентних напружень у хромовому покритті залежно від координати у для його чотирьох різних товщин.

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що зі зменшенням товщини хромового шару спостерігається підвищення рівня еквівалентних напружень. Такий ефект пояснюється зростанням локальної концентрації напружень у тонших шарах хромового покриття під впливом тих самих зовнішніх навантажень. Для найтовстішого шару хрому (0.5 мм) максимальні напруження досягають 127,8 МПа, тоді як для шару 0,2 мм вони дорівнюють 131,3 МПа.

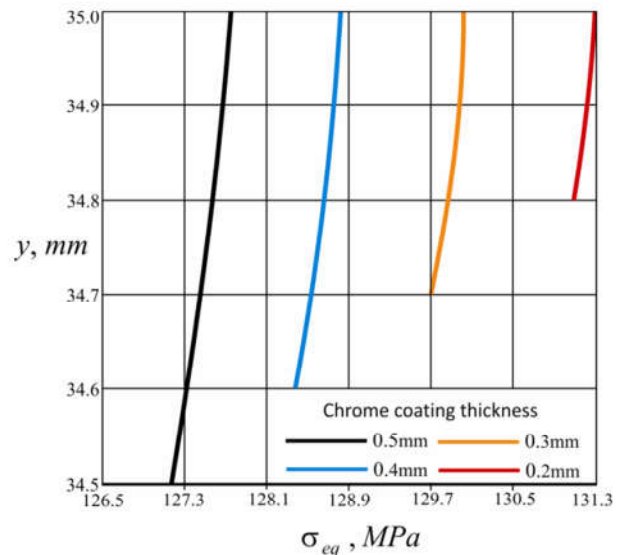


Рисунок 11 – Розподіл еквівалентних напружень в хромових покриттях різної товщини (0,2; 0,3; 0,4; 0,5 мм)

З іншого боку, під час зменшення товщини хромового покриття зазвичай підвищується його границя міцності (наприклад, завдяки більшій чистоті осадження, меншим внутрішнім дефектам та підвищеній адгезії тонкого шару до основи). Однак ця тенденція має певні межі, адже зменшення товщини може водночас призводити до втрати захисних властивостей. Під час надмірного збільшення товщини хромового покриття можуть зростати залишкові напруження, а також підвищується ймовірність утворення мікротріщин і відшарування.

Ключовим етапом перевірки довготривалої надійності штока з хромовим покриттям має стати розрахунок на зношування та втомну міцність. Проведене дослідження створює необхідне підґрунтя для такої оцінки, оскільки на його основі визначено номінальні значення нормальних і дотичних напружень у характерних точках матеріалу. Ці напруження можуть бути використані як вхідні дані для подальших розрахунків вкритих штоків поршневого насосів.

Висновки

Побудовано узагальнену інженерну модель штока бурового поршневого насоса двосторонньої дії, який функціонує в умовах нештатного кінематичного навантаження, спричиненого похибками виготовлення, або зносом елементів пари тертя "крейцкопф – напрямні станини". На основі моделювання визначено додаткові зусилля та напруження, які виникають у процесі експлуатації штока, та дослі-

джено їхню залежність від ступеня похибки чи зносу та від робочого положення штока в циклі ходу під час роботи насоса. Установлено, що навіть за регламентованих допусків на зношування, рівень додаткових напружень може бути суттєвим і має враховуватись під час аналізу міцності штока.

Для оцінки локального напруженого стану штока запропоновано механіко-математичну модель неоднорідного стрижня з функціональним покриттям. У цій моделі поперечний переріз представлено як двозв'язну область, у якій фізико-механічні властивості змінюються пошарово. Розроблена аналітична модель має високий ступінь узагальненості, тобто вона дозволяє поширити розгляд на випадки багат шарових покриттів із довільною кількістю шарів. Проведено дослідження розподілу еквівалентних напружень в основному матеріалі та в хромовому покритті. Одержано кількісну оцінку міцності ділянки штока вкритої елект-

ролітичним (матовим) хромовим покриттям із урахуванням додаткових навантажень, що з'явилися внаслідок геометричних дефектів пари тертя "крейцкопф – напрямні".

Фінансування: Дослідження виконано за рахунок видатків загального державного бюджету, проект МОНУ «Розробка і виготовлення оболонкових демпферів, смартцентраторів та циклон-фільтрів для реалізації інноваційних технологій розвідки і видобутку корисних копалин» (0124U000668).

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел / References

1. Awang, M., Khalili, A. A., & Pedapati, S. R. (2020). A review: Thin protective coating for wear protection in high-temperature application. *Metals*, 10(1), Article 42. <https://doi.org/10.3390/met10010042>
2. Bogatu, N., Buruiana, D. L., Muresan, A. C., Ghisman, V., Lupu, A., Mardare, L., Herbei, E. E., Basliu, V., Ceoromila, A., & Florescu, S. (2025). Assessment of the effectiveness of protective coatings in preventing steel corrosion in the marine environment. *Polymers*, 17, 378. <https://doi.org/10.3390/polym17030378>
3. Fotovvati, B., Namdari, N., & Dehghanghadikolaei, A. (2019). On coating techniques for surface protection: A review. *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, 3, Article 28. <https://doi.org/10.3390/jmmp3010028>
4. Hoornaert, T., Hua, Z. K., & Zhang, J. H. (2009). Hard wear-resistant coatings: A review. In J. Luo, Y. Meng, T. Shao, & Q. Zhao (Eds.), *Advanced tribology* (pp. 1647–1652). Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-642-03653-8_257
5. Mugale, M., Choudhari, A., Karki, S., et al. (2025). Investigation of protective coatings for reducing high-temperature oxidation of steels. *JOM*, 77, 653–664. <https://doi.org/10.1007/s11837-024-06912-9>
6. Shatskyi, I., Makoviichuk, M., Ropyak, L., & Velychkovych, A. (2023). Analytical model of deformation of a functionally graded ceramic coating under local load. *Ceramics*, 6, 1879–1893. <https://doi.org/10.3390/ceramics6030115>
7. Shatskyi, I., Makoviichuk, M., & Ropyak, L. (2024). Plane deformation of contrast layered coating under local load. *Procedia Structural Integrity*, 59, 407–412. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.058>
8. Shatskyi, I. P., Makoviichuk, M. V., & Ropyak, L. Y. (2023). Equilibrium of laminated Cu/Ni/Cr coating under local load. *Nanosistemi, Nanomateriali, Nanotehnologii*, 21(2), 379–389. <https://doi.org/10.15407/nnn.21.02.379>
9. Ostapovych V. V., Ropyak L. Ya., & Godlevskiy A. Yu. (2011). Vplyv znosu detalei pary kreitskopf – napriamni porshnevogo nasosa dvostoronnoi dii na iogo kinematychni ta sylovi parametry. *Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskogo natsiopnalnogo tekhnichnogo universytetu nafty i gasu*. No 3. P. 64–70. [in Ukrainian]
10. Tian, Q., Flores, P., & Lankarani, H. M. (2018). A comprehensive survey of the analytical, numerical and experimental methodologies for dynamics of multibody mechanical systems with clearance or imperfect joints. *Mechanism and Machine Theory*, 122, 1–57. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.002>

11. Lijesh, K. P., & Khonsari, M. M. (2018). On the useful life of tribo-pairs experiencing variable loading and sliding speed. *Wear*, 416–417, 103–114. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.10.005>
12. Berglund, K., Rodiouchkina, M., Hardell, J., Kalliorinne, K., & Johansson, J. (2021). A novel reciprocating tribometer for friction and wear measurements with high contact pressure and large area contact configurations. *Lubricants*, 9(12), 123. <https://doi.org/10.3390/lubricants9120123>
13. Li, R., Meng, X., Dong, J., et al. (2021). Transient tribo-dynamic analysis of crosshead slipper in low-speed marine diesel engines during engine startup. *Friction*, 9, 1504–1527. <https://doi.org/10.1007/s40544-020-0433-9>
14. Chen, Y., Sun, Y., & Chen, C. (2016). Dynamic analysis of a planar slider-crank mechanism with clearance for a high speed and heavy load press system. *Mechanism and Machine Theory*, 98, 81–100. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.12.004>
15. Peng, C., Guo, S., Ouyang, X., Zhou, Q., & Yang, H. (2018). An eccentric 3-D fluid-structure interaction model for investigating the effects of rod parallel offset on reciprocating-seal performance. *Tribology International*, 128, 279–290. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.07.028>
16. Xiang, C., Tan, L., Guo, F., Huang, X., & Wang, Y. (2021). Elastohydrodynamic lubrication simulation of reciprocating rod seal with textured rod. *Tribology International*, 158, 106920. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106920>
17. Crudu, M., Fatu, A., Hajjam, M., & Cristescu, C. (2013). Numerical and experimental study of reciprocating rod seals including surface roughness effects. *Sealing Technology*, 2013(6), 8–11. [https://doi.org/10.1016/S1350-4789\(13\)70224-1](https://doi.org/10.1016/S1350-4789(13)70224-1)
18. Liu, S., Xiao, S., Cheng, S., Xue, X., Song, M., & Sun, X. (2017). Dynamic analysis of reciprocating compressor with clearance and subsidence. *Journal of Vibroengineering*, 19(7), 5061–5085. <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18771>
19. Xiao, S., Liu, S., Jiang, F., Song, M., & Cheng, S. (2019). Nonlinear dynamic response of reciprocating compressor system with rub-impact fault caused by subsidence. *Journal of Vibration and Control*, 25(11), 1737–1751. <https://doi.org/10.1177/1077546319835281>
20. Xiao, S., Liu, S., Wang, H., et al. (2020). Nonlinear dynamics of coupling rub-impact of double translational joints with subsidence considering the flexibility of piston rod. *Nonlinear Dynamics*, 100, 1203–1229. <https://doi.org/10.1007/s11071-020-05566-x>
21. Zhang, R., Yu, Y., Ou, S., Hu, L., Cao, B., Xie, L., & Ma, B. (2025). Research on the stress response characteristics of the crank-connecting rod mechanism under lubrication failure and auxiliary equipment malfunction. *Engineering Failure Analysis*, 179, 109751. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.109751>
22. Chen, Z., Chen, N., Wang, Q., Ran, Q., Wei, C., Tang, J., Long, J., & Zhang, Y. (2025). Research on fatigue crack propagation and fracture failure analysis of piston rod. *Engineering Failure Analysis*, 174, 109523. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.109523>
23. Frias-Cacho, X., Castro, M., Nguyen, D.-D., Grolleau, A.-M., & Feller, J.-F. (2022). A review of in-service coating health monitoring technologies: Towards “smart” neural-like networks for condition-based preventive maintenance. *Coatings*, 12, 565. <https://doi.org/10.3390/coatings12050565>
24. Bandura, A., & Skaskiv, O. (2018). Asymptotic estimates of entire functions of bounded L-index in joint variables. *Novi Sad Journal of Mathematics*, 48(1), 103–116. <https://doi.org/10.30755/NSJOM.06997>
25. Bandura, A. I. (2017). Composition of entire functions and bounded L-index in direction. *Matematychni Studii*, 47(2), 179–184. <https://doi.org/10.15330/ms.47.2.179-184>

ANALYSIS OF THE STRESS STATE OF A RECIPROCATING PUMP ROD WITH A FUNCTIONAL COATING UNDER GEOMETRIC DEFECTS OF THE "CROSSHEAD–GUIDE" SYSTEM

Velychkovych A. S.

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/0000-0003-2685-8753>
e-mail: a_velychkovych@ukr.net

Shovkopljas M. V.

Post-graduated student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-5302-3623>
e-mail: maks.shovkopljas@gmail.com

Vytvytskyi V. S.

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/0000-0003-3682-1612>
e-mail: vytvytskyi.v.s@gmail.com

Ропяк Л. Я.

Dr of Technical Sciences, professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-9374-2550>
e-mail: l_ropjak@ukr.net

Abstract. In modern mechanical engineering, special attention is paid to increasing the service life and efficiency of critical structural elements operating under complex loading conditions. In particular, for hydromechanical systems in the oil and gas industry, the issue of ensuring the reliability of components subject to intensive wear and functioning in assemblies with elevated tribological requirements is highly relevant. This study is devoted to the analysis of stress state variations in a rod with a protective coating, arising due to manufacturing imperfections or wear of the "crosshead–guide" pair in a reciprocating pump. A generalized engineering model of the rod is proposed, taking into account actual operational deviations caused by geometric defects of the guide system. The model is formalized as a three-times statically indeterminate bar system, in which the kinematic load from cross-head subsidence is explicitly introduced. The analytical solution is constructed using the force method in matrix form, which makes it possible to account for the different stiffness of rod sections and to sequentially track the influence of geometric defects on the force and stress state of the system throughout its entire operation cycle. It is established that, even within regulated wear tolerances, the level of additional stresses in critical zones can be significant and therefore must be taken into account in the durability calculations. An analytical model is also proposed for a rod section with a functional coating, considered as a substantially inhomogeneous bar with a doubly connected cross-sectional geometry and properties varying through the thickness. The distribution of equivalent stresses is obtained, and the strength of such a rod section is evaluated, taking into account the combination of operational and additional loads. It is shown that the proposed model is applicable for generalization to the case of multilayer coatings.

Key words: functional coating; rod; reciprocating pump; kinematic load; analytical model; wear; strength.