

УДК 621.822.5:621.224

MATHEMATICAL MODELING OF COMBINED HYDROABRASIVE AND CONTACT WEAR OF THE SWASHPLATE-PISTON SHOE INTERFACE IN AXIAL-PISTON HYDRAULIC MACHINES UNDER MISALIGNMENT CONDITIONS

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ГІДРОАБРАЗИВНОГО ТА КОНТАКТНОГО ЗНОШУВАННЯ СПРЯЖЕННЯ «ОПОРА ЛЮЛЬКИ – П'ЯТА ПОРШНЯ» АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН В УМОВАХ ПЕРЕКОСУ

Melyantsov P.T. / Мельянцов П. Т.

c.t.s., as.prof. / к.т.н., доц.

ORCID: 0000-0001-5937-4021

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, S. Yefremova, 25, 49600

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Дніпро, С. Єфремова, 25, 49600

Losikov O. M. / Лосиков О.М.

art., teacher. / ст. викладач

ORCID 0009-0004-5523-7651

Sidorenko V. K. / Сидоренко В. К.

art., teacher. / ст. викладач

ORCID 0009-0005-7610-4433

Ukrainian State University of Science and Technology, Dnipro, Lazaryana, 2, 49010

Український державний університет науки і технологій, м. Дніпро, Лазаряна, 2, 49010

Анотація. У статті розглядається проблема підвищення надійності аксіально-поршневих гідромашин, які є базовими елементами гідростатичних трансмісій мобільних машин. Особливу увагу приділено спряженню «п'ята поршня – опора люльки», від технічного стану якого суттєво залежить загальна ефективність та довговічність гідроагрегату. Основними проблемами є відсутність вичерпних даних про механізми зношування цього вузла в умовах реальної експлуатації, зокрема за наявності абразивних частинок у робочій рідині та перекосі п'яти, що унеможлиблює розробку ефективних технологій відновлення. Метою дослідження є встановлення закономірностей формування комбінованого зношування досліджуваного спряження та розробка узагальненої математичної моделі для опису локальної та інтегральної інтенсивності зношування з урахуванням змінної товщини мастильної плівки, концентрації абразивних частинок і параметрів навантаження. На основі морфологічного аналізу ідентифіковано домінуючий гідроабразивний та супутній контактний механізми зношування, розроблено математичну модель, що поєднує модифіковану залежність Арчарда з енергетично-емпіричним описом гідроабразивного зносу, введено коефіцієнт контакту для кількісної оцінки переходу до граничного тертя, чисельним аналізом доведено, що внесок гідроабразивної складової перевищує 95%, а зменшення товщини мастильної плівки з 25 до 5 мкм призводить до зростання зносу у 4–25 разів, побудовано карти розподілу зон максимального руйнування на периферії контакту. Розроблена модель адекватно описує комбіноване зношування в досліджуваному спряженні, а визначені критичні діапазони зазорів і зони локалізації зносу є основою для прогнозування ресурсу гідромашин та вдосконалення технологій їх ремонту.

Ключові слова: аксіально-поршнева гідромашина, гідростатична трансмісія, спряження «п'ята-опора люльки», гідроабразивне зношування, контактне зношування, математичне моделювання, коефіцієнт контакту, мастильна плівка, перекіс п'яти.



Вступ.

Гідростатичні трансмісії стали невід'ємним елементом сучасних мобільних машин вітчизняного та зарубіжного виробництва. Завдяки високій регульовальній здатності та надійній роботі в умовах нестаціонарних навантажень вони забезпечують підвищення технічного рівня сільськогосподарської, будівельно-дорожньої та спеціальної техніки [1].

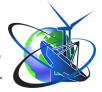
Постійний розвиток мобільної техніки з гідрооб'ємними передачами стимулює пошук нових рішень для підвищення надійності аксіально-поршневих вузлів. Згідно з джерелами [2, 3], актуальними залишаються дослідження, спрямовані на стабілізацію мастильних режимів у парах тертя, скорочення енергетичних втрат через витоки та зменшення вібраційного навантаження на гідросистему.

Водночас, дослідження експлуатаційної надійності гідростатичних трансмісій доводить, що під час роботи виникають відмови як поступового характеру (вичерпання ресурсу), так і раптові, джерелом яких виступають безпосередньо агрегати гідравлічної системи [4].

Згідно з результатами кількісної оцінки надійності складових частин аксіально-поршневих гідромашин наведених в роботі [4], статистика порушень технічного стану агрегатів та їх спряжень показує, що максимальна їх частка припадає на качаючий вузол гідронасоса (КН) - 41,93 % і відповідно гідромотора (КМ) – 24,98 %.

Відхилення від номінальних геометричних характеристик елементів качаючого блоку в процесі експлуатації порушує стабільність функціонування гідроагрегата. Як наслідок, зростають внутрішні витоки, що зумовлює зниження енергетичних параметрів напірної магістралі та негативно впливає на об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії.

Необхідно відмітити, що зміна структурних параметрів технічного стану деталей качаючого вузла гідромашини приводить також і до зростання механічних та гідромеханічних втрат, що також впливає на загальний ККД гідравлічної трансмісії.



До таких спряжень слід віднести спряження «п'ята поршня-опора люльки». На долю яких припадає 10,25 % відмов за результатами досліджень в роботі [4].

Відновлення працездатного стану деталей даного спряження, як і всього комплексу аксіально-поршневих гідромашин відбувається на спеціалізованих сервісних підприємствах. Технологія відновлення гідромашин характеризується застосуванням нових вузлів (клапанна коробка, насос підживлення, гідророзподільник керування робочим об'ємом), якщо по результатам перед ремонтного діагностування вони виявились несправними та деталей качаючих вузлів, що мають значні руйнування і зношення, і які не можливо відновити притиральними операціями.

Таким чином, для відновлення робочих поверхонь деталей спряження «п'ята поршня-опора люльки» на сервісних підприємствах застосовується їх притирання до видалення слідів зношення, тобто реалізується спосіб вільних ремонтних розмірів.

Очевидно, що застосування притирання для відновлення опори люльки, виготовленої зі сталі ШХ15СГ із твердістю робочої поверхні 55...60 HRCe, є доцільним лише для тих деталей, які мають незначні дефекти зношення. Якщо ж на робочих поверхнях присутні сліди адгезійного зношування (схоплювання між поверхневими шарами латунної кільцевої опори п'яти та сталевий опори люльки) або глибокі риси, спричинені гідроабразивним зносом, такі деталі визнаються непридатними до ремонту через надмірну трудомісткість притиральних операцій.

Така ситуація значною мірою зумовлена відсутністю вичерпних даних про види та особливості зношення деталей спряження «п'ята поршня – опора люльки».

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Параметрична надійність аксіально-поршневих гідроагрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин в основному формується зміною структурних параметрів технічного стану деталей спряжень їх качаючих вузлів.

Справедливість висунутої гіпотези доводиться в дослідженні [4]. Автор



проаналізував стан аксіально-поршневих гідромашин, що надійшли на сервіс, і встановив, що найпоширенішою причиною несправностей є гідроабразивний знос деталей.

Грунтовний аналіз стану робочої поверхні розподільника та приставного дна, презентований у праці [5], продемонстрував, що домінуючим різновидом їхнього зношення є - гідроабразивне, а найбільше спрацювання поверхонь фіксується вздовж ліній, які формують розподільчі вікна, безпосередньо біля розділювальних перегородок між ними.

У роботі [6] дослідники зосередилися на проблемі ерозійного зношування робочих поверхонь елементів, що виникає внаслідок інтенсивного протікання робочої рідини між секторами підвищеного та зниженого тиску. Переміщення рідини відбувається через спеціальні серповидні отвори, що спричиняє утворення ерозійних каналів.

Водночас у праці [7] автори наводять математичне моделювання структурних характеристик гідростатичної опори плунжера. Ними було встановлено аналітичну залежність між геометричними параметрами кільцевого пояса п'яти та товщиною мастильного шару в парі тертя «п'ята - опора люльки». Слід зауважити, що розроблена модель базується на ідеалізованих умовах, які передбачають сувору паралельність поверхонь і не враховують можливих кутових перекосів деталей.

Проведений аналіз літературних джерел в яких розглядаються характерні види зношення деталей об'ємних гідромашин і їх характер, в основному формується на емпіричних даних про фактичний знос та експлуатаційні режими. Проте на сьогоднішній день спостерігається дефіцит досліджень функціональних кореляцій між параметрами робочого навантаження та конструктивною специфікою елементів качаючого вузла.

В зв'язку з цим проведення аналітичних досліджень зміни структурних параметрів технічного стану деталей спряження «п'ята поршня-опора люльки» з урахуванням гідроабразивного механізму та перекосу п'яти аксіально-поршневого гідронасоса являється актуальним.



Метою роботи є - встановлення закономірностей формування та розвитку комбінованого зношування у спряженні «п'ята поршня – опора люльки» аксіально-поршневого гідронасоса в умовах гідроабразивного впливу та перекосу п'яти, а також розробка узагальненої математичної моделі, що описує локальну та інтегральну інтенсивність зношування з урахуванням змінної товщини мастильної плівки, концентрації абразивних частинок і параметрів навантаження.

Постановка задачі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі. Провести морфологічний аналіз поверхонь спряження «п'ята поршня – опора люльки» та ідентифікувати домінуючі механізми комбінованого зношування. Встановити вплив абразивних частинок і перекосу п'яти на умови формування мастильної плівки, локалізацію зон контакту та перехід до граничного тертя. Розробити математичний опис контактної складової зношування на основі модифікованої моделі Арчарда з урахуванням коефіцієнта контакту ϕ . Сформувати математичну модель гідроабразивного зношування з урахуванням концентрації частинок, питомого навантаження, швидкості ковзання та змінної товщини мастильної плівки. Побудувати узагальнену модель комбінованого зношування та виконати чисельний аналіз для визначення внеску складових і критичних режимів роботи вузла.

Викладення основного матеріалу.

Рівень надійності аксіально-поршневих гідроагрегатів після ремонту безпосередньо залежить від обраних технологій реновації. Використовувані методи відновлення повинні забезпечувати фізико-механічні характеристики поверхонь на рівні нових виробів, а точність механічної обробки має гарантувати дотримання проектних геометричних допусків та необхідної шорсткості.

Розробка ефективної технології відновлення деталей спряження «п'ята поршня-опора люльки» потребує детального вивчення морфологічних особливостей зношування їх робочих поверхонь. Для детального вивчення механізмів руйнування та класифікації видів зносу деталей у зазначеному



з'єднанні було здійснено їхню візуальну фіксацію. Зокрема, характерні особливості зношення та загальний стан робочої поверхні опори люльки продемонстровано на (рисунку 1).



Рисунок 1 - Характерні поверхні зношення опори люльки:

1- гідроабразивне зношення робочої поверхні опори; 2 – сліди контактного (адгезійного) зношення

Авторська розробка

За характером слідів рисок на деталі (рисунок 1), вони мають чітко виражену концентричну орієнтацію, що відповідає траєкторії руху п'ят. Це означає, що абразивні частинки переміщуються разом із потоком у зазорі і захоплюються зоною контакту. Довгі безперервні подряпини свідчать про те, що частинки не випадково потрапили між поверхнями, а тривалий час перебувають у зазорі та працюють як мікрорізці. Така природа зношування вказує на переважання гідроабразивних процесів. Візуальним доказом цього є отримане за допомогою мікроскопа зображення робочої зони опори люльки (рисунок 2), на якому простежуються наслідки інтенсивного механічного впливу абразиву.

Наявність локальних темних ділянок і зон більш інтенсивного зношення (рисунок 1) вказує на нерівномірність умов роботи по колу. Це означає, що гідродинамічна плівка має різну товщину в різних секторах. Найбільш імовірною причиною є перекид п'яти відносно поверхні дна. У такому випадку зазор



змінюється по куту: в одній зоні він збільшується, а в протилежній - критично зменшується. Саме в зоні мінімального зазору виникає частковий контакт, локальний перегрів і інтенсивне генерування частинок зносу. Ці частинки далі потрапляють у зазор і підсилюють гідроабразивний процес.



Рисунок 2 – Макроструктура робочої поверхні опори люльки зі слідами гідроабразивного зношення (збільшення 1080х)

Авторська розробка

Дана робоча гіпотеза підтверджується результатами мікроскопічного дослідження робочої зони опори люльки. На отриманій макрофотографії (збільшення $\times 1080$) чітко простежуються наслідки інтенсивної експлуатаційної зношеності (рисунок 3).



Рисунок 3 - Макроструктура робочої поверхні опори люльки зі слідами контактного зношення (збільшення 1080х)

Авторська розробка



Аналіз текстури поверхні (рисунок 3) дозволяє ідентифікувати зони пластичної деформації та мікроруйнувань, напрямки яких збігається з вектором руху потоку робочої рідини під навантаженням.

Стрілками позначено зони локальної пластичної деформації та мікрорізання. Нерівномірність забарвлення та текстури (чергування темних та світлих зон) вказує на термічний вплив у зонах фактичного контакту та можливе окислення металу через порушення цілісності мастильної плівки.

Локалізація борозен під кутом до основної траєкторії руху п'яти свідчить про динамічний перекося п'яти. Це призводить до нерівномірного розподілу питомих тисків і виникнення зон «сухого» або граничного тертя.

Для деталізації механізмів деградації деталей спряження «п'ята - опора люльки» було проведено візуально-оптичний аналіз стану торцевої поверхні п'яти (рисунок 4). На представленому зображенні чітко диференціюються зони з різним характером триботехнічних руйнувань, що зумовлені специфікою кінематики та гідродинаміки даного спряження.

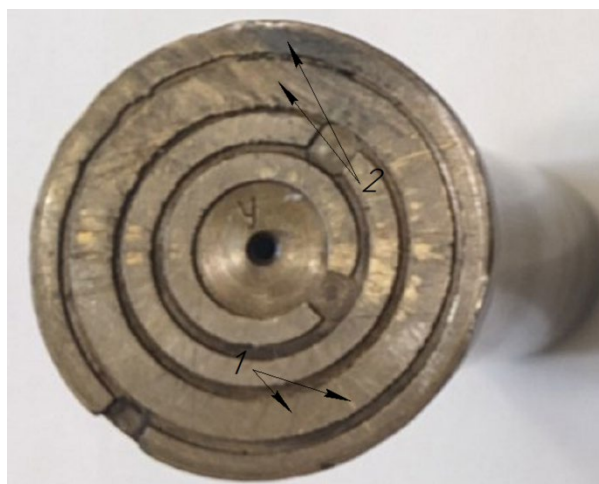


Рисунок 4 - Характерні види зношення торцевої поверхні п'яти поршня аксіально-поршневої гідромашини: 1 - зони гідроабразивного спрацювання; 2 - зони крайового контактного зношення

Авторська розробка

Стрілками (рисунок 4) вказано на інтенсивне спрацювання зовнішнього краю кільцевої опори. Характер пошкоджень підтверджує раніше висунуту тезу про перекося п'яти під час роботи. Унаслідок кутового зміщення виникає



крайовий ефект - локальне зростання питомих тисків, що призводить до деструкції мастильної плівки та безпосереднього контакту металу з металом. Це спричиняє пластичну деформацію та мікровідшарування матеріалу на краях кільцевого пояса. У зонах кільцевих канавок та на площинах опорних поясів спостерігається характерна зміна мікрорельєфу. Наявність у робочій рідині твердих домішок за умов високих швидкостей перетікання оливи формує систему мікроборозен. Даний процес має гідроабразивний характер, поступово змінюючи геометрію гідростатичного підшипника та збільшуючи витрати на витіки.

Таким чином, спостережуване зношення має комбінований характер. Основним механізмом є гідроабразивне зношення, зумовлене циркуляцією твердих частинок у зазорі. Супутньо проявляються локальні ділянки адгезійного (граничного) зношення, що виникають у зонах мінімальної товщини плівки. Джерелом частинок найімовірніше є сам вузол тертя - латунні п'яти або поверхня дна, з яких матеріал відривається в умовах локального контакту.

Наявність комбінованого прояву слідів зношення деталей спряження «п'ята поршня – опора люльки» вказує на застосування узагальненої математичної моделі, що враховує як параметри навантаження, так і умови змащування.

При дослідженні комбінованого зношування спряження «кільцева опора п'яти поршня – опора люльки» ключовим завданням є визначення загальних втрат матеріалу за певний період експлуатації. Оскільки умови тертя (тиск, швидкість, товщина мастильної плівки та ін.) розподілені по поверхні контакту нерівномірно, оцінка зносу лише в одній точці не дає повної картини.

Кількісна оцінка зносу всього трибоспряження базується на інтегруванні локальних характеристик руйнування в межах конструктивних границь кільцевого пояса. Це дозволяє отримати узагальнене значення об'ємного зносу, як результат суперпозиції множини мікроскопічних процесів спрацювання поверхні.

Для чисельної верифікації інтенсивності зношення кільцевої опори п'яти виконано перехід від загальних залежностей до локальних координат



елементарної площадки. З урахуванням кільцевої геометрії вузла, інтегрування проводиться в межах радіальних та кутових координат $(r \cdot dr \cdot d\theta)$, де розрахункова модель об'ємного зносу набуває такого вигляду:

$$V = \int_0^{2\pi} \int_{R_{\text{внут.}}}^{R_{\text{зовн.}}} W(r, \theta) \cdot r \cdot dr d\theta, \quad (1)$$

де $[0, 2\pi]$ - межі інтегрування за кутом (повне коло); $R_{\text{внут.}}$, $R_{\text{зовн.}}$ - внутрішній та зовнішній радіуси кільцевої опори; r - додатковий множник (якобіан), який враховує перехід до полярних координат; $W(r, \theta)$ - функція локальної інтенсивності зносу; dr і $d\theta$ - відповідно диференціали радіуса і кута.

Для детального аналізу механізмів руйнування робочих поверхонь деталей спряження необхідно перейти від загальних об'ємних показників до локальної інтенсивності зношування $W(r, \theta)$.

На локальному рівні модель описує фізичні механізми взаємодії поверхонь у кожній точці контакту. Оскільки робота спряження «кільцева опора п'яти поршня - опора люльки» відбувається в умовах змішаного тертя, локальний знос формується як результат накладання двох одночасних процесів: безпосереднього механічного контакту мікронерівностей та гідродинамічного впливу потоку робочої рідини:

$$W(r, \theta) = W_{\text{cont}}(r, \theta) + W_{\text{ha}}(r, \theta), \quad (2)$$

де $W(r, \theta)$ - сумарна локальна інтенсивність зношування; $W_{\text{cont}}(r, \theta)$ - контактна складова зношування; $W_{\text{ha}}(r, \theta)$ - гідроабразивна складова зношування.

Застосування (суми двох складових) дозволяє гнучко враховувати зміну режимів тертя. При пуску або перевантаженні системи основну частку зносу забезпечує параметр W_{cont} , тоді як при встановленому режимі з достатньою товщиною плівки пріоритет зміщується в бік W_{ha} . Такий підхід забезпечує високу достовірність прогнозування довговічності деталей в широкому діапазоні експлуатаційних параметрів.



З метою поглибленого вивчення кінетики руйнування робочих поверхонь, доцільно виконати декомпозицію загальної моделі (2) на дві функціональні складові: контактну та гідроабразивну. Контактна частка зносу ґрунтується на класичному законі Арчарда, який адаптовано до специфіки граничного тертя шляхом введення коефіцієнта стану мастильної плівки φ [8]:

$$W_{cont}(r, \theta) = k \cdot \varphi(r, \theta) \cdot \frac{p(r, \theta) \cdot g(r)}{H}, \quad (3)$$

де k - безрозмірний коефіцієнт зносу (коефіцієнт Арчарда); $p(r, \theta)$ - локальний контактний тиск; $g(r)$ - швидкість ковзання на радіусі; H - твердість матеріалу поверхні деталей; $\varphi(r, \theta)$ - коефіцієнт контакту, що визначає частку навантаження, яке передається через мікронерівності.

Коефіцієнт контакту $\varphi(r, \theta)$ визначається з урахуванням умови виникнення механічного зв'язку між поверхнями через абразивні частинки або мікронерівності:

$$\varphi(r, \theta) = \begin{cases} 1 - \frac{h(r, \theta)}{h_{крит.}}, & \text{при } h(r, \theta) \leq h_{крит.} \\ 0, & \text{при } h(r, \theta) > h_{крит.} \end{cases}, \quad (4)$$

де $h(r, \theta)$ - локальна товщина мастильної плівки; $h_{крит.}$ - критична товщина плівки, що відповідає розміру частинок або висоті шорсткості робочих поверхонь деталей.

Дана математична залежність описує перехід від гідродинамічного тертя до граничного: при ($h(r, \theta) > h_{крит.}$) контакт відсутній ($\varphi = 0$), а при зменшенні зазору нижче критичного рівня ($h(r, \theta) \leq h_{крит.}$) частка навантаження, що сприймається безпосередньо контактуючими тілами, зростає до одиниці.

Гідроабразивна складова зношування описує вплив абразивного середовища у присутності мастильного шару, що передає енергію частинок, і описується модифікованою формулою:



$$W_{ha}(r, \theta) = C \cdot C_p \cdot p(r, \theta)^n \cdot g(r) \left(\frac{h_{(r, \theta)}}{h_{\text{крит.}}} \right)^m, \quad (5)$$

де C - емпіричний коефіцієнт інтенсивності (константа, що характеризує абразивну здатність частинок (їхню форму, гостроту країв) та втомну міцність матеріалу поверхні); C_p - концентрація абразивних частинок; $p(r, \theta)$ - вплив локального тиску; $g(r)$ - локальна швидкість ковзання; $\left(\frac{h_{(r, \theta)}}{h_{\text{крит.}}} \right)$ - функція зазору (геометричний фактор); n - показник, що показує, наскільки глибоко частинка впроваджується (вдавлюється) у метал під дією зовнішнього навантаження (для моделей гідроабразивного зносу, $n = 1 \dots 2$); m - показник, що характеризує вплив стиснення потоку мастила в робочому зазорі (для сталевих пар тертя, що працюють у запиленому гідравлічному середовищі, $m = 2$).

Оскільки інтенсивність зношування (як контактного, так і гідроабразивного) критично залежить від локального зазору, необхідно враховувати зміну товщини мастильної плівки по всій поверхні контакту. З урахуванням можливого перекосу п'яти поршня відносно опори, локальна товщина плівки визначається наступною залежністю:

$$h(r, \theta) = h_0 + \alpha \cdot r \cdot \cos \theta, \quad (6)$$

де h_0 - середня товщина плівки; α - кут перекосу; r - поточний радіус, що визначає відстань від центру п'яти до точки, в якій розраховується товщина плівки; θ - полярний кут, який вказує положення точки в площині контакту (завдяки функції $\cos \theta$ формула описує як зону зменшення зазору (де виникає ризик контакту), так і зону його збільшення з протилежного боку п'яти).

Шляхом підстановки геометричних параметрів мастильного шару та кінематичних залежностей у вирази для контактної та гідроабразивної складових, отримано фінальну математичну модель сумарного зношування вузла «кільцева опора п'яти поршня – опора люльки». Дана модель дозволяє розрахувати локальну інтенсивність зносу в будь-якій точці контактної поверхні:



$$W(r, \theta) = k \cdot \varphi(r, \theta) \cdot \frac{p(r, \theta) \cdot \omega r}{H} + C \cdot C_p \cdot p(r, \theta)^n \cdot \omega r \cdot \left(\frac{h_0 + \alpha \cdot r \cdot \cos \theta}{h_{\text{крит.}}} \right)^m, \quad (7)$$

Авторська розробка

Перший доданок отриманої моделі описує адгезійно-втомний знос (контактний), який активується лише при порушенні цілісності плівки. Другий доданок описує гідроабразивне зношення, що діє постійно за наявності часток у мастилі.

Прийнята модель швидкості ковзання ($\mathcal{Q} = \omega \cdot r$) вказує на те, що за умови рівномірного розподілу тиску, потужність фрикційного розсіювання та об'ємний знос лінійно зростатимуть із збільшенням радіуса контакту. Це корелює з візуальними даними щодо максимального спрацювання крайових зон кільцевої опори.

Заміна локальної товщини h на вираз $(h_0 + \alpha \cdot r \cdot \cos \theta)$ дозволяє моделі враховувати перекис деталі. Це критично важливо, оскільки саме перекис створює зони екстремального зносу, де зазор наближається до критичного рівня.

Модель дозволяє прогнозувати не лише загальну величину зносу, а й його топографію (розподіл по поверхні), що є основою для розрахунку ресурсу гідромашини.

Для кількісної оцінки інтенсивності зношування використано розроблену модель, в яку підставлено параметри аксіально-поршневої гідромашини: робочий тиск - $p_{\text{роб}} = 21,0 \text{ МПа}$; частота обертання - $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$; кутова швидкість - $\omega = 152 \text{ рад/с}$; швидкість ковзання п'яти по опорі згідно радіусу буде становити - $v_{\text{min}} = 9,9 \text{ м/с}$, $v_{\text{max}} = 13,7 \text{ м/с}$; радіус контакту - $r_{\text{min}} = 0,065 \text{ м}$, $r_{\text{max}} = 0,09 \text{ м}$; товщина плівки - $h_0 = 5...25 \text{ мкм}$; критична товщина: $h_{\text{крит.}} = 10 \text{ мкм}$; твердість сталюї опори - $H_{\text{опора}} \approx 6,0 \cdot 10^9 \text{ Па}$; твердість латунної п'яти $H_{\text{нята}} \approx 8,0 \cdot 10^8 \text{ Па}$; коефіцієнт зносу: для сталюї опори - $k_{\text{ст.}} = 1 \cdot 10^{-8}$, латунної п'яти - $k_{\text{лат.}} = 5 \cdot 10^{-8}$; концентрація частинок - $C_p = 0,001$;



показник гідроабразиву - $n = 1,5$; показник, що характеризує вплив стиснення потоку мастила в робочому зазорі - $m = 2$; емпіричний коефіцієнт - $C = 10^{-12}$.

Результати інтенсивності зношування опори люльки представлені в (таблиці 1).

Таблиця 1 – Інтенсивність зношення сталюї опори люльки

Товщина мастильної плівки, (мкм)	Коефіцієнт контакту, ϕ	Зношення при контакті поверхонь, (мм ³ /год)	Гідроабразивне зношення, (мм ³ /год)	Сумарне зношення, (мм ³ /год)
5	0,37	0,00015	0,040	0,0415
10	0,14	0,000057	0,010	0,01006
15	0,05	0,000020	0,0044	0,00442
20	0,02	0,000008	0,0025	0,00251
25	0,01	0,000004	0,0016	0,00160

Авторська розробка

Представлені в (таблиці 1) дані дозволяють оцінити динаміку зношування сталюї опори люльки залежно від зміни товщини мастильної плівки в діапазоні 5–25 мкм. Аналіз отриманих результатів виявляє, що у всьому дослідженому діапазоні гідроабразивне зношення є основним чинником руйнування поверхні. Його частка в сумарному зносі становить понад 95%. Це пояснюється 10 класом чистоти робочої рідини, де розмір часток (до 15–20 мкм) співмірний або перевищує товщину мастильного шару, що призводить до їхнього постійного механічного впливу на робочу поверхню деталі.

Спостерігається різке (нелінійне) зростання сумарного зношення при зменшенні зазору. При переході від $h = 10$ мкм до $h = 5$ мкм сумарне зношення зростає в 4 рази (з 0,01006 до 0,0415 мм³/год). Це підтверджує адекватність обраної моделі з показником ступеня m , що описує «ефект затиснення» абразиву.

Аналіз показав, що зниження товщини плівки до 5 мкм активує механічний контакт поверхонь (коефіцієнт контакту $k = 0,37$). Хоча внесок контактної складової в загальний об'єм зносу залишається мінімальним, це свідчить про



втрату несучої здатності гідростатичної опори. Навпаки, при $h = 20$ мкм інтенсивність спрацювання стабілізується на позначці $0,0016$ мм³/год. Таким чином, для надійної роботи ГСТ-90 за умов використання робочої рідини 10-го класу чистоти, необхідно підтримувати зазор понад 20 мкм, що гарантує вільне проходження забруднювачів та запобігає заклинюванню.

Результати інтенсивності зношування кільцевої опори п'яти представлені в (таблиці 2).

Таблиця 2 – Інтенсивність зношення латунної п'яти

Товщина мастильної плівки, (мкм)	Коефіцієнт контакту, φ	Зношення при контакті поверхонь, (мм ³ /год)	Гідроабразивне зношення, (мм ³ /год)	Сумарне зношення, (мм ³ /год)
5	0,37	0,00135	0,040	0,04135
10	0,14	0,00052	0,010	0,01052
15	0,05	0,00019	0,0044	0,00459
20	0,02	0,000075	0,0025	0,00258
25	0,01	0,000037	0,0016	0,00164

Авторська розробка

Результати, наведені в (таблиці 2), характеризують зношування більш м'якого елемента пари тертя - латунної п'яти поршня.

Через суттєво меншу твердість латуні порівняно зі сталлю, показники контактного зношування (W_{cont}) для п'яти зросли майже в 9 разів. При мінімальному зазорі $h = 5$ мкм знос складає $0,00135$ мм³/год проти $0,00015$ мм³/год у сталі. Це повністю відповідає закону Арчарда, де інтенсивність руйнування обернено пропорційна твердості.

Цікаво, що значення гідроабразивного зносу (W_{ha}) залишилися на тому ж рівні, що і для сталі (наприклад, $0,040$ мм³/год при $h = 5$ мкм). Це свідчить про те, що в даній моделі абразивне зношення в умовах затиснення часток визначається переважно енергетичними параметрами потоку та геометрією зазору, а не лише твердістю поверхні.

Для латунної п'яти внесок контактного зношування в загальну картину



руйнування є більш помітним. Хоча гідроабразивний механізм все ще залишається домінуючим (понад 96% при $h = 5$ мкм), частка механічного контакту поверхонь зростає швидше, що робить латунну п'яту найбільш вразливим елементом при роботі в режимах граничного змащування.

Як і у випадку зі сталлюю опорою, спостерігається критична залежність від товщини плівки: зменшення зазору з 25 мкм до 5 мкм призводить до зростання сумарного зносу в 25 разів. Це підтверджує, що для латунних деталей чистота мастила та підтримка стабільного рідинного зазору є ще більш критичними факторами, ніж для сталевих.

Для більш глибокого розуміння топографії зношування та локалізації зон ризику, на основі отриманої математичної моделі побудовано карту розподілу коефіцієнта контакту $\varphi(r, \theta)$ по робочій поверхні п'яти (рисунок 5).

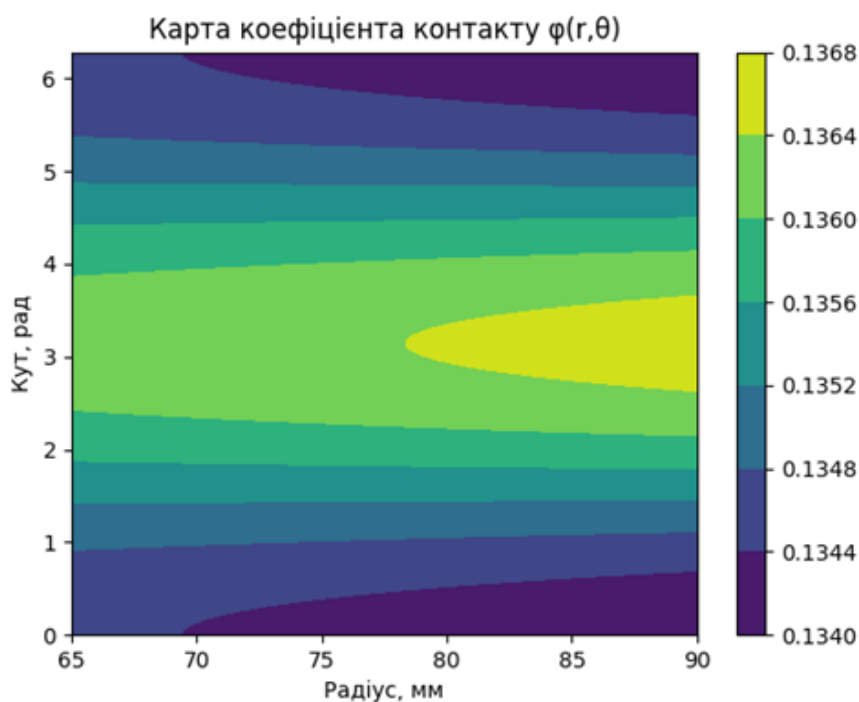


Рисунок 5 – Карта розподілу коефіцієнта контакту $\varphi(r, \theta)$ при базовій

товщині плівки $h = 10$ мкм. та мікроперекосі п'яти $\alpha = 1 \cdot 10^{-4}$ рад.

Авторська розробка

Отримане поле значень візуалізує зміну інтенсивності механічного контакту залежно від геометричних параметрів та перекоосу деталі. Найвищі значення коефіцієнта $\varphi \approx 0,1368$ (світло-жовта зона) спостерігаються на периферійній



частині п'яти (радіус 80–90 мм) в інтервалі полярного кута близько π рад (3,14...3,5 рад). Це чітко вказує на зону максимального зближення поверхонь, зумовлену перекосом п'яти поршня.

Спостерігається чітко виражена нерівномірність контакту: при зміні кута θ від зони перекосу ($\sim \pi$ рад) до протилежного боку (~ 0 або $\sim 2\pi$ рад) значення коефіцієнта падають до мінімальних (0,1340). Це підтверджує, що навіть при не значних кутах нахилу α умови змащування суттєво деградують у локальній області.

Зі збільшенням радіуса (від 65 до 90 мм) площа зон із підвищеним значенням φ розширюється («язики» на графіку). Це свідчить про те, що крайові зони п'яти є найбільш вразливими до переходу в режим граничного тертя.

Підсумковим етапом дослідження є побудова карти сумарної інтенсивності зношування $W(r, \theta)$ опори люльки, яка об'єднує вплив контактного та гідроабразивного механізмів (рисунок 6).

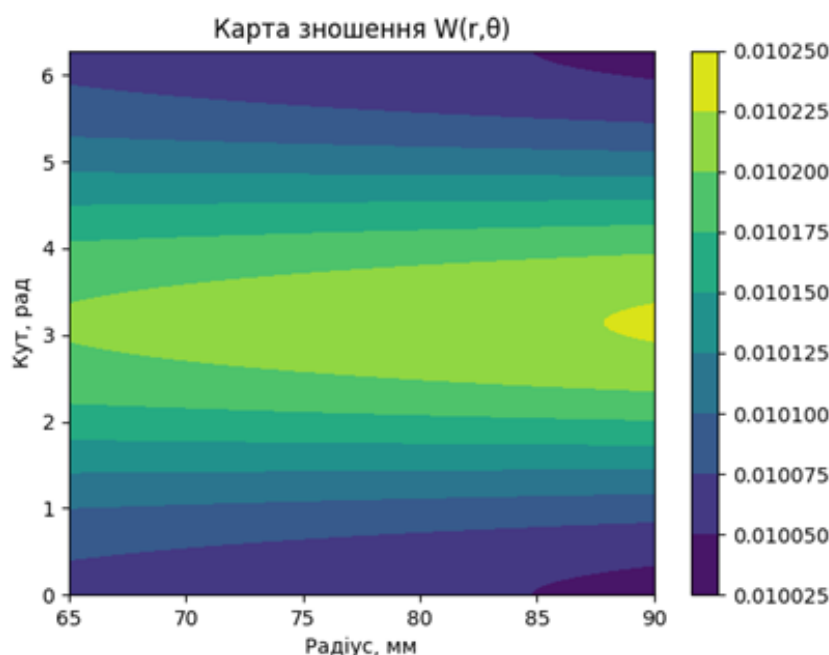


Рисунок 6 – Розподіл інтенсивності зношування $W(r, \theta)$ сталєї опори люльки

Авторська розробка

На відміну від поля коефіцієнта контакту, дана карта враховує не лише



зближення поверхонь, а й енергетику процесу, що визначається локальною швидкістю ковзання. Максимальні значення інтенсивності зношування (жовта область на графіку) локалізовані на зовнішньому радіусі п'яти ($r = 88...90$ мм) при куті ковзання $\theta \approx \pi$ рад. Це пояснюється накладанням двох факторів: мінімального зазору та максимальної лінійної швидкості в периферійній зоні.

Значення зносу змінюються від 0,010025 до 0,010250 мм³/год. Хоча цифровий діапазон виглядає вузьким, чітко виражений градієнт («язик» високого зносу в центрі графіка) вказує на те, що навіть при стабільному режимі роботи перекіс п'яти формує сталу зону підвищеного руйнування, яка і буде визначати ресурс деталі.

Зниження інтенсивності зношування при зменшенні радіуса r , яке фіксується навіть у зоні перекосу, акцентує увагу на пріоритетності швидкості ковзання ϑ серед інших чинників. Це підтверджує статус швидкості, як головного кінетичного детермінанта зносу для даного типу трибоспрямижень.

Висновки.

Отримані результати дослідження дозволяють сформулювати наступні технічно обґрунтовані висновки:

1. Встановлено, що зношування спряження «п'ята поршня – опора люльки» реалізується в умовах змішаного тертя та має комбінований характер, який описується суперпозицією гідроабразивного та контактного (адгезійно-втомного) механізмів, причому останній активується при локальному зменшенні товщини мастильної плівки до критичних значень.

2. Морфологічний аналіз поверхонь показав, що домінуючим механізмом руйнування є гідроабразивне зношування трьохтілового типу, яке обумовлене транспортуванням і циркуляцією твердих частинок у зазорі. Частинки виконують роль ріжучих елементів, формуючи орієнтовану систему мікроборозен, узгоджену з траєкторією відносного ковзання.

3. Доведено, що наявність кутового перекосу п'яти поршня призводить до просторово неоднорідного розподілу товщини мастильної плівки, що викликає локалізацію зон граничного тертя, зростання питомих контактних навантажень



та ініціює інтенсивне зношування в периферійних ділянках контакту.

4. Розроблено узагальнену математичну модель зношування, яка базується на: модифікованій залежності Арчарда для контактної складової з урахуванням часткового розділення поверхонь; енергетично-емпіричному описі гідроабразивного зношування з урахуванням концентрації частинок, питомого навантаження та швидкості ковзання; аналітичному описі змінної товщини мастильної плівки як функції радіуса та кута при наявності перекоосу.

5. Введення безрозмірного коефіцієнта контакту ϕ забезпечує кількісну інтерпретацію ступеня руйнування мастильної плівки та дозволяє формалізувати перехід від гідродинамічного до граничного режиму тертя, що підвищує фізичну адекватність моделі.

6. За результатами чисельного аналізу встановлено, що вклад гідроабразивної складової у сумарний знос перевищує 95%, що свідчить про її визначальну роль у деградації поверхонь при експлуатації в умовах забрудненої робочої рідини.

7. Виявлено нелінійну залежність інтенсивності зношування від товщини мастильної плівки: при зменшенні зазору з 25 до 5 мкм спостерігається кратне (до 4–25 разів), в залежності від матеріалу деталі, зростання об'ємного зносу, що вказує на існування критичного діапазону зазорів, у якому реалізується ефект гідродинамічного «затиснення» абразивних частинок.

8. Показано, що латунна п'ята, як менш тверда складова пари тертя, характеризується підвищеною інтенсивністю контактного зношування, що узгоджується із закономірностями моделі Арчарда та визначає її як критичний елемент з точки зору ресурсу вузла.

9. Побудовані карти розподілу коефіцієнта контакту ϕ та інтенсивності зношування дозволили ідентифікувати зони концентрації максимального руйнування, які локалізуються на периферії контактної поверхні у напрямку дії перекоосу та корелюють із зонами максимальної швидкості ковзання.

Література.



1. Kassem, S. A. Effect of port plate silencing grooves on performance of swash plate axial piston pumps [Text] / S. A. Kassem, M. K. Bahr // Current Advances in Mechanical Design and Production, Proc. of 7th MDP Conf., Cairo Pergamon press, 2000. – P. 139–148. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/b978-008043711-8/50015-5>.

2. Bergada, J. M. Pressure, flow, force and torque between the barrel and port plate in axial piston pump [Text] / J. M. Bergada, J. Watton, S. Kumar // ASME Journal of Dynamic System, Measurement and control. – 2008. – Vol. 130, Issue 1. – P. 011011-1/16. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2807183>.

3. Hong, Y. S. Improvement of the low-speed friction characteristics of a hydraulic piston pump by PVD-coating of TiN [Text] / Y. S. Hong, S. Y. Lee, S. H. Kim, H. S. Lim // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2006. – Vol. 20, Issue 3. – P. 358–365. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/bf02917518>.

4. Мельянцов П. Т. Substitution of controlling structural parameters of the technical condition of parts of the pluggage pair of axial-piston hydraulic machines for repair production conditions // *Intellectual capital is the foundation of innovative development: Innovative technology, Computer science, Security systems, Physics and mathematics* : монографія. – Кн. 38. Ч. 2. – Karlsruhe : ScientificWorld-NetAkhatAV, 2025. – С. 6–47. – ISBN 978-3-98924-083-4. – DOI: 10.30890/2709-2313.2025-38-02-007.

5. Meliantsov P.T. Control of the technical condition of hydraulic transmission units of mobile machines on the basis of monitoring the level of cleanliness of the working fluid / P. T.Melyantsov, I. M. Dobryanskyi, O. M. Losikov, V. K. Sidorenko // The International Scientific Periodical Journal "SWorldJournal" № 24, (2024), 62 – 76. <https://www.sworldjournal.com/index.php/swj/article/view/swj24-00-001> DOI: 10.30888/2663-5712.2024-24-00-001.

6. Мельянцов П. Т. Характер та вид спрацювання деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин / П.Т. Мельянцов, В. Р. Плєскач // Zbior raportow naukowych «Nauka I Utworzenie XXI Stulecia: Teoria, Praktyka, Innowacje» – Opole: «Diamond trading tour», 2013. S. 67-70.

7. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М., Сидоренко В. К. Аналітичні



обґрунтування структурних параметрів технічного стану опори п'яти плунжера аксіально-поршневих гідромашин // Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті. – 2024. – № 27. – С. 73–87. – Дніпро : УДУНТ – ІБК «Системні технології». – 182 с. – ISSN 1991-7848 (Print), ISSN 2707-9457 (Online). – DOI: 10.34185/1991-7848.2024.01.06

8. Choudhry J., Almqvist A., Larsson R. Improving Archard's Wear Model: An Energy-Based Approach // Tribology Letters. – 2024. – Vol. 72, Iss. 1. – Article 93. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s11249-024-01888-8> (дата звернення: 10.04.2026).

Abstract. *The article considers the problem of increasing the reliability of axial-piston hydraulic machines, which are the basic elements of hydrostatic transmissions of mobile machines. Special attention is paid to the “piston heel - cradle support” coupling, the technical condition of which significantly affects the overall efficiency and durability of the hydraulic unit. The main problems are the lack of comprehensive data on the wear mechanisms of this unit under real operating conditions, in particular in the presence of abrasive particles in the working fluid and heel skew, which makes it impossible to develop effective restoration technologies. The purpose of the study is to establish the regularities of the formation of combined wear of the studied coupling and to develop a generalized mathematical model to describe the local and integral wear intensity taking into account the variable thickness of the lubricating film, the concentration of abrasive particles and the load parameters. Based on morphological analysis, the dominant hydroabrasive and concomitant contact wear mechanisms were identified, a mathematical model has been developed that combines the modified Archard dependence with the energy-empirical description of hydroabrasive wear, a contact coefficient has been introduced to quantitatively assess the transition to limit friction, numerical analysis has proven that the contribution of the hydroabrasive component exceeds 95%, and a decrease in the thickness of the lubricating film from 25 to 5 μm leads to an increase in wear by 4–25 times, maps of the distribution of maximum destruction zones on the periphery of the contact have been constructed. The developed model adequately describes the combined wear in the studied coupling, and the determined critical clearance ranges and wear localization zones are the basis for predicting the resource of hydraulic machines and improving their repair technologies.*

Keywords: *axial-piston hydraulic machine, hydrostatic transmission, “heel-cradle support” coupling, hydroabrasive wear, contact wear, mathematical modeling, contact coefficient, lubricating film, heel misalignment.*

Стаття відправлена: 19.04.2026 р.

© Мельянцов П. Т.