

**ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**Факультет інженерно-технологічний**  
**Кафедра технологій та засобів механізації аграрного виробництва**

Пояснювальна записка

до *дипломної роботи* на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»  
на тему: «Модернізація технології ремонту насосів типу НШ на основі  
відновлення деталей електроіскровою обробкою»

Виконав: здобувач вищої освіти за  
освітньо-професійною програмою  
Технології і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва  
спеціальності 208 Агроінженерія  
ступеня вищої освіти «*магістр*» групи 2  
Коростіленко Віталій Миколайович  
Керівник: Лапенко Г. О.  
Рецензент: Яхін С. В.

**Полтава – 2021 року**

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Одним із технічних засобів підвищення продуктивності сільськогосподарської техніки є застосування гідравлічного приводу, джерелом енергії якого є насос. Відомо, що ресурс овальних шестеренних насосів значно менше міжремонтного ресурсу інших агрегатів гідросистеми через низьку зносостійкість робочих поверхонь деталей, що утворюють прецизійні пари тертя.

Середній ресурс відремонтованих шестеренних насосів становить не більше 50% ресурсу нового насоса. У зв'язку з цим, пошук нового технологічного рішення для відновлення параметрів зношених поверхонь і підвищення зносостійкості з'єднань деталей насосів за рахунок поліпшення фізико-механічних властивостей робочих поверхонь є актуальним завданням ремонтного виробництва.

Досвід ремонту гідро- і роторних насосів [1, 2] показує, що для відновлення розмірів зношених деталей овальних шестеренних насосів можуть бути успішно застосовані методи електроіскрової обробки (ЕІО) – електроіскрова наплавка і зміцнення.

**Мета дослідження.** Розробка технології ремонту насосів типу НШ-У на основі відновлення і зміцнення деталей електроіскровою обробкою.

**Об'єкт дослідження** – нові, зношені і відновлені шестеренні насоси НШ-50У гідросистем тракторів, сільськогосподарських та інших машин.

**Предмет дослідження** – закономірності функціонування робочих поверхонь насосів.

**Методика досліджень.** Теоретичні дослідження виконані на основі положень, законів і методів математичного аналізу, теорії розмірних ланцюгів, гідравліки, триботехніки. Обґрунтування режимів електроіскрової обробки при відновленні і зміцненні зношених деталей проводилося як за відомими, так і розробленими оригінальними методиками. Обробка

результатів досліджень проведена з використанням методів математичної статистики.

**Теоретична та практична значимість.** Практична значимість полягає в розробці технологічного процесу ремонту шестеренного насоса типу НШ-У гідросистем тракторів, сільськогосподарських та інших машин відновленням і зміцненням зношених поверхонь методом ЕІО.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1.1. Конструктивні особливості та характерні несправності гідравлічних насосів

В об'ємних гідравлічних приводах застосовуються різноманітні типи насосів, конструктивна відмінність яких визначається в першу чергу умовами застосування і вимогами що висуваються до них. Ці вимоги зводяться до забезпечення заданого тиску в гідросистемі і подачі достатньої кількості масла при мінімальній масі і габаритах, максимальному К.К.Д., малої споживаної потужності на привід, мінімальної трудомісткості виготовлення, простоти в обслуговуванні і надійності в експлуатації.

Серед усього різноманіття гідронасосів можна виділити наступні основні типи: радіально-поршневі, роторні аксіально-поршневі, пластинчасті, шестеренні, гвинтові, мембранні, з обертовими поршнями і насоси з роликівими витискувачами. Основні типи насосів можна розділити на кілька видів, представлених в табл. 1.1 [3]

В сучасних гідросистемах, зокрема в гідросистемах високого тиску (вище 10-15 МПа або відповідно 100 - 150 кгс/см), застосовують переважно роторно-поршневі насоси, які представляють собою гідромашину з рухомими елементами у вигляді ротора, що здійснює обертальний рух, і поршнів або плунжерів, що обертаються разом з ротором і мають зворотно-поступальний рух в циліндрах машини, в загальному випадку роторна машина визначається як об'ємна машина з обертовим або обертальним і зворотно-поступальним рухом робочих органів незалежно від характеру руху ведучого ланки [4].

Таблиця 1.1 – Основні типи і види насосів

Радіально-поршневий насос	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Вальний насос</li> <li>2. Кривошипний</li> <li>3. Кулачковий</li> <li>3.1. Аксіально-кулачковий</li> <li>3.2. Радіально-кулачковий</li> </ol>
Роторний аксіально-поршневий насос	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Аксіально-поршневий насос з похилим циліндровим блоком</li> <li>2. Аксіально-поршневий насос з похилим диском</li> </ol>
Пластинчастий насос	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Одиної дії</li> <li>2. Подвійної дії</li> </ol>
Гвинтовий насос	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Одногвинтовий</li> <li>2. Двогвинтовий</li> <li>3. Трьохгвинтовий</li> </ol>
Шестеренний насос	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. З шестернями внутрішнього зачеплення</li> <li>2. з шестернями зовнішнього зачеплення</li> <li>2.1. З косозубими шестернями</li> <li>2.2. З шевронними шестернями</li> <li>2.3. З прямозубими шестернями</li> </ol>

У роторних радіально-поршневих насосах рідина витісняється з робочих камер (циліндрів) в процесі обертально-поступального руху витискувачів (поршнів, плунжерів).

Роторна аксіально-поршнева гідромашина – машина, у якій робочі камери обертаються відносно осі ротора, а осі поршнів або плунжерів паралельні осі обертання або складають з нею кут менше  $45^\circ$ . Найбільш поширене число циліндрів в аксіально-поршневих машинах дорівнює 7-9, діаметри циліндрів гідронасосів знаходяться в межах від 10 до 50 мм, а робочі об'єми машин – в межах від 5 до 1000 см<sup>3</sup>. Максимальний кут між осями циліндрового блоку і похилої шайби зазвичай дорівнює  $20^\circ$  [5].

Насоси цих типів мають високий об'ємний ККД, який для більшості моделей досягає при оптимальних режимах роботи значень 0,97 - 0,98. Багато закордонних фірм гарантують для насосів з подачею 130 - 150 л/хв об'ємний

ККД при тиску 35 МПа (350 кгс/см) не менше 0,99. Загальний ККД цих насосів складає приблизно 0,95 [6].

Роторно-пластинчастий насос за формою витискувачів і за способом замикання витісняється об'єму відносяться до групи машин, в яких витискувачі виконані у вигляді пластин (шиберів), поміщених в радіальних прорізах ротора, а витісняються обсяги замикаються між двома сусідніми витискувачами і поверхнями статора і ротора. Отже, пластинчастий насос – роторна гідромашина з рухомими елементами у вигляді ротора, що здійснює обертальний рух, і пластин (шиберів), що здійснюють обертальний і зворотно-поступальний або зворотно-поворотний руху. В основу роботи насоса належить позитивне перекриття, при якому робоча камера в її середньому положенні розміщується на первісній (розділовій) перемичці, будучи відсіченою (ізолюваною) як від прийомної камери, так і від камери нагнітання.

Недоліком пластинчастих гідромашин є труднощі герметизації витискувачів, особливо герметизації з боку, торців, а також велике навантаження на вісь ротора і пластини від сил тиску рідини, що призводить до виникнення надмірної пульсації подачі масла насосом.

Тому в практиці поширені нерегульовані пластинчасті насоси дворазової (рідше - чотириразової) дії, які мають більш високий робочий об'єм і ККД [7].

Ці машини, які отримали так само назву лопатевих, є найбільш простими з існуючих типів і мають при всіх інших рівних умовах великий обсяг робочих камер.

Гвинтові гідромашини можна розглядати як машини з косозубими шестернями, число зубів яких зменшено до числа заходів гвинтової нарізки. Гвинтовий насос являє собою одну або кілька пар зачеплених гвинтів, щільно посаджених в колодязі корпусу. Нарізка одного гвинта входить в западину іншого, в результаті обсяг між нарізками виявляється розділеним на кілька (в залежності від того, у скільки разів довжина гвинта перевищує величину

кроку нарізки) замкнутих порожнин. Частина западин між витками нарізки, відкритих для даного положення до вхідної порожнини, заповнюється рідиною і після того, як в результаті повороту гвинтів ці западини відсікаються від вхідних порожнини, рідина витісняється виступом вздовж осі у вихідну камеру. Гвинтові насоси відрізняються надійністю, компактністю і відносною безшумністю в роботі. До їх переваг відноситься також рівномірність розрахункової подачі [8].

Для нагнітання рідин під невеликим тиском (2 - 3 МПа) застосовують плунжерно-мембранні насоси в яких гумотканинна мембрана застосована як роздільник середовищ і плунжер - як витіснявач. В одній камері корпусу насоса знаходиться перекачувальна рідина, а в другій камері – робоча рідина (зазвичай мінеральне масло), за допомогою якої здійснюється робочий хід мембрани. При утопленні плунжера в камеру робоча рідина витісняється з неї через отвори перфорованої жорсткої опори і деформує (прогинає) мембрану, яка витісняє, в свою чергу, рідину з камери через клапан. Обсяг рідини, що витісняється при цьому мембраною в нагнетательную магістраль (подача за один хід), дорівнює обсягу, описуваному поршнем. При зворотному ході плунжера в камері створюється вакуум, під дією якого мембрана лягає на перфоровану жорстку опору. Під дією вакууму, що утворився при цьому в камері остання заповнюється рідиною, що перекачується через клапан [9]. У гідросистемах тракторів даний тип насоса не знайшов застосування.

Для допоміжних цілей і, зокрема, для перекачування великих обсягів в'язких рідин під невеликим напором (тиском), застосовують насоси з зубчастими роторами (поршнями спеціальних профілів), які отримали назву насосів з обертовими поршнями. Профілі роторів таких насосів виконані так, що вони щільно замикаються між собою і з колодязями корпусу. При обертання роторів об'єм верхньої камери буде зменшуватися і рідина з неї витісняється, а обсяг нижньої камери – збільшуватися і рідина буде в неї засмоктуватися. Оскільки подібні ротори не можуть передавати момент з

провідного ротора на ведений, вони з'єднуються між собою шестеренною парою, розташованою поза корпусу насоса [7, 9] Складність конструкції, великі габарити і особливості роботи не дозволяють використовувати даний вид насосів в сільськогосподарській техніці.

Для перекачування рідин під невеликим тиском застосовуються насоси, в яких в якості витискувачів служать ролики. Насос складається зі статорного кільця і ротора, в прорізи якого вільно поміщені ролики. Ось статора зміщена щодо осі ротора на певну величину (ексцентриситет), значення якої визначає подачу насоса. При обертанні ротора ролики будуть притискатися відцентровими силами до обмотки кільця і силами опору - до бічної стінки прорізи ротора, завдяки чому забезпечується необхідна герметичність. При своєму русі ролики будуть частково ковзати і частково котитися по циліндричній поверхні статора і одночасно по поверхні контакту прорізів ротора. Всмоктування рідини здійснюється через здвоєні вікна, виконані в бічних кришках насоса. Складність конструкції, великі габарити і особливості роботи не дозволяють використовувати насоси перерахованих вище конструкцій насосів в гідроприводах сільськогосподарської техніки [10].

Найбільшого поширення в гідроприводах сільськогосподарської техніки отримали шестеренні насоси. При невеликому тиску (7 МПа або 70 кгс/см) застосовують насоси з шестернями внутрішнього зачеплення, які відрізняються компактністю і малими габаритами в порівнянні з насосами з шестернями зовнішнього зачеплення тієї ж продуктивності. Перевагою цих насосів є також симетричне розташування приводного валу щодо корпусу. Ці насоси складаються із зовнішнього ротора з зубами внутрішнього зачеплення і внутрішнього ротора із зубами зовнішнього зачеплення. Внутрішній ротор має на один зуб менше, ніж зовнішній і є приводним елементом. Зубчасте зачеплення внутрішнього ротора виконано таким чином, що відбувається постійне зіткнення кожного зуба з зовнішнім ротором. Вісь обертання

зовнішнього ротора розташована ексцентрично осі обертання внутрішнього на величину рівну половині висоти зуба [11].

При обертанні внутрішнього ротора зовнішній ротор також обертається в підшипнику ковзання корпусу насоса в тому ж напрямку. Міжзубові западини з'єднуються з усмоктувальними і нагнітальними каналами за допомогою серпоподібних вікон або радіальних отворів в западинах зовнішнього ротора. При обертанні роторів обсяг порожнин, що з'єднуються з впускним каналом зростає, а з'єднуються з нагнітальним – зменшується. Таким чином масло одночасно перекачується в напірний канал декількома повільно стикаючими камерами насоса.

Однак через особливості конструкції і складності виготовлення цей тип насосів не знайшов широкого застосування у вітчизняній техніці.

Широке поширення в гідросистемах вітчизняної сільськогосподарської техніки знайшли шестеренні насоси з шестернями зовнішнього зачеплення, які можна умовно розділити по виду шестерень на насоси з косозубими (спіральними), шевронними і прямозубими шестернями [12].

При обертанні шестерень насоса в протилежні сторони зуби виходять із зачеплення, утворюючи розрив в приймальній камері. За рахунок цього масло надходить в неї, заповнює западини між зубами шестерень і переміщається шестернями за внутрішніми (циліндричним) поверхонь гнізд корпусу в камеру нагнітання. У камері нагнітання шестерні входять в зачеплення і виштовхують масло з міжзубових западин в нагнітальний канал гідросистеми. Між зубами шестерень, що знаходяться в зачепленні, утворюється щільний контакт, тому зворотний перенос масла з камери нагнітання в приймальну камеру неможливий.

Контакт робочих поверхонь (профілів) зубів при прямозубому зачепленні відбувається по лінії по всій їх ширині (довжині зуба), через що при неточному виготовленні шестерень рух веденої шестерні стає поштовхоподібним і спостерігається швидкий знос робочих поверхонь зубів. Ці недоліки практично усунуті в косозубих (спіральних) і шевронних

шестернях. Вхід зубів у зачеплення і вихід з нього в цих шестернях відбувається поступово, завдяки чому зменшується вплив похибок в профілі зуба. Крім того, в насосах з косозубими шестернями пульсація подачі і крутного моменту значно нижче, ніж в насосах з циліндричними шестернями. Практично в цих насосах відсутнє також замикання (компресія) рідини в западинах [13].

Однак при роботі косозубих шестерень виникають осьові зусилля, які притискають шестерні до торців корпусу, що може викликати інтенсивний їх знос. Зважаючи на це при великих значеннях питомої тиску на торці необхідно фіксувати шестерні в осьовому напрямку за допомогою наполегливих підшипників. Цей недолік усунуто застосуванням шевронних шестерень, у яких зазначені зусилля врівноважуються. Кут нахилу зубів таких шестерень зазвичай  $20 - 25^\circ$  [14].

Однак найчастіше в насосах з шестернями зовнішнього зачеплення зустрічаються шестерні з прямим зубом. До такого виду насосів можна віднести шестеренні насоси типу НШ.

Шестеренні насоси типу НШ-У (НШ-32У, НШ-50У) складаються з корпусу, перекачувального вузла, кришки і ущільнення. У перекачувальному вузлі знаходяться ведуча і ведена шестерні, чотири підшипника. У кришці встановлюються каркасна манжета, ущільнююча приводний кінець провідної шестерні, опорна і стопорне кільця. Загальний вигляд насоса показаний на рис. 1.1, а його будова – на рис 1.2.

Насоси типу НШ-10Е, НШ-8Т по конструкції аналогічні насосам НШ-32У, НШ-50У і відрізняються тільки габаритами і підшипниками. У цих насосів підшипники виготовлені у вигляді «вісімки», що дозволяє запобігти витoku робочої рідини по стикових поверхнях втулок і підвищити жорсткість перекачувального вузла.



Рисунок 1.1 – Шестеренний насос типу НШ-У

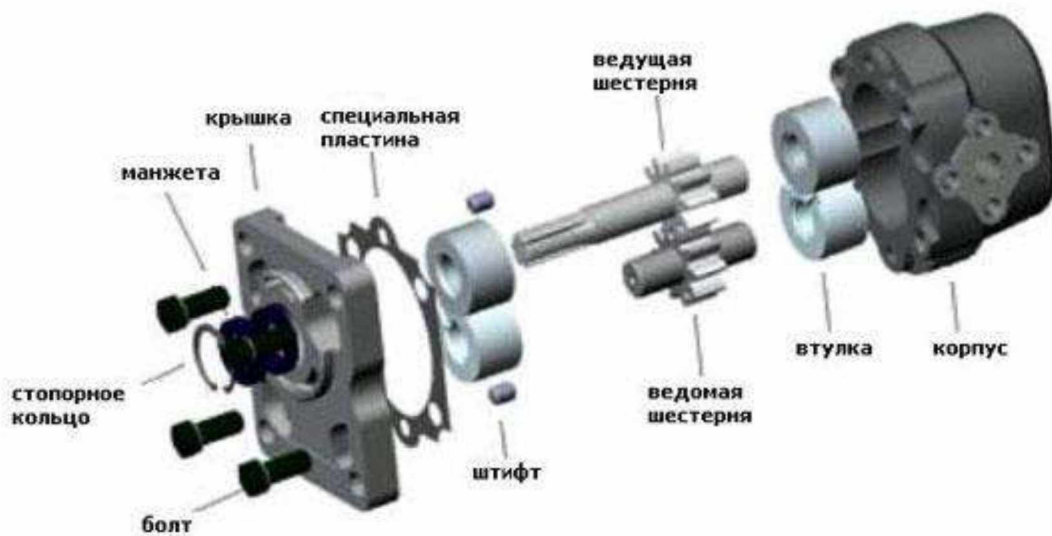


Рисунок 1.2 – Будова насоса НШ

Насоси типу НШ-32-2, НШ-50-2 складаються з корпусу, в який поміщена підшипникова обойма, виконана у вигляді напівциліндра з чотирма підшипниковими гніздами, де обертаються ведуча і ведена шестерні. Радіальне ущільнення досягається за допомогою підтискної обойми, що представляє собою половину підшипникової обойми. Ущільнення торців шестерень забезпечується за допомогою двох пластиків [15].

Приводний вал насоса ущільнений манжетою. Опорне кільце оберігає манжету від механічних пошкоджень. Упорне кільце утримує опорне кільце і ущільнюючу манжету в виточенні корпусу від осьового зсуву.

Центруюча втулка перешкоджає порвертанняю перекачувального вузла (шестерні в зборі з обоймами і платиком) під час роботи насоса.

Широке застосування насосів з евольвентним зовнішнім зачепленням перекачувального вузла пояснюється тим, що саме такі насоси прості за конструкцією, відрізняються низькою споживаною потужністю на привід, малими габаритами і масою, відносно високою надійністю. Максимальний тиск, що розвивається цими насосами, зазвичай становить 14-16 МПа і, рідше, 18-20 МПа. Розроблено також насоси, придатні для роботи при тиску 30 МПа. Подача насосів, призначених для роботи на низькому тиску, доходить до 1000 л/хв [16].

## **1.2. Аналіз несправностей насосів**

Незважаючи на зазначені конструктивні переваги, шестеренні насоси залишаються однією з найменш довговічною складальною одиницею гідравлічних систем машин. Для правильного вибору технології відновлення і розуміння фізичної сутності відмов таких насосів необхідно проаналізувати умови їх роботи і визначити основні причини появи несправностей.

Конструкційні відмови обумовлені помилками, допущеними при проектуванні, порушеннями вимог стандартів, зниженням запасів міцності, помилками в розробці принципів схем і конструкцій пристроїв [4, 9].

Виробничі відмови викликаються порушенням технології виготовлення, недотриманням вимог конструкторської документації при виготовленні, застосуванням некондиційних матеріалів і комплектуючих елементів, недостатнім контролем якості в процесі виробництва.

Конструкційні та виробничі відмови, як правило, виявляються в початковий період експлуатації або навіть в процесі підробітки з'єднань під час випробувань в заводських умовах

Експлуатація гідронасосів здійснюється в складних виробничих умовах, що призводить до виникнення відмов і несправностей в їх роботі.

Виникнення відмов і зміна технічного стану гідромашин пов'язані з процесами, які можна умовно розбити на кілька груп:

- швидкоплинні процеси;
- процеси середньої швидкості;
- повільно протікають процеси.

До швидкоплинних процесів відносяться: вібрація деталей, наявність повітря в рідині, пульсація тиску. Ці процеси характеризуються великими швидкостями і частою зміною параметрів, що відбуваються в частки секунди. До процесів середньої швидкості протікання відносяться: зміна температури і фізичних властивостей робочої рідини, зміна температури навколишнього середовища, які відбуваються під час безперервного циклу роботи обладнання. До повільно протікаючих процесів, що відбуваються протягом усього терміну експлуатації, належать: зношування поверхонь деталей, природне старіння і втому матеріалів [17].

Всі перераховані вище процеси лежать в основі наступних причин відмов:

- високі механічні дії на деталі гідронасосів призводять до появи тріщин і зламів. Постійно мінливі навантаження сприяють виникненню втомних руйнувань деталей;

- низька якість робочої рідини (забрудненість, газонасиченість, функціональна невідповідність) підвищує інтенсивність зношування поверхонь деталей. Присутність повітря і води в маслі призводить до швидкого розкладання протизносних присадок, що сприяє зміні умов тертя і зношування.

- підвищений температурний режим експлуатації, що не відповідає вимогам знижує в'язкість робочої рідини, що призводить до збільшення витоків і перегріву деталей. При експлуатації гідромашин при низьких температурах спостерігається недозаповнення робочих камер і розрив потоку рідини, що призводить до кавітаційних руйнувань витіснювальних елементів конструкції [18]

В результаті зношування деталі насосів змінюють свої первинні розміри і геометричну форму, порушується їх взаємне розташування в складальній одиниці, що призводить до зміни режиму роботи вузла. Відомо, що деталі гідромашин, в залежності від явищ і процесів, що відбуваються в поверхневих шарах, піддаються механічному й корозійно-механічному зношуванню (рис. 1.3). [3, 5, 10, 12]

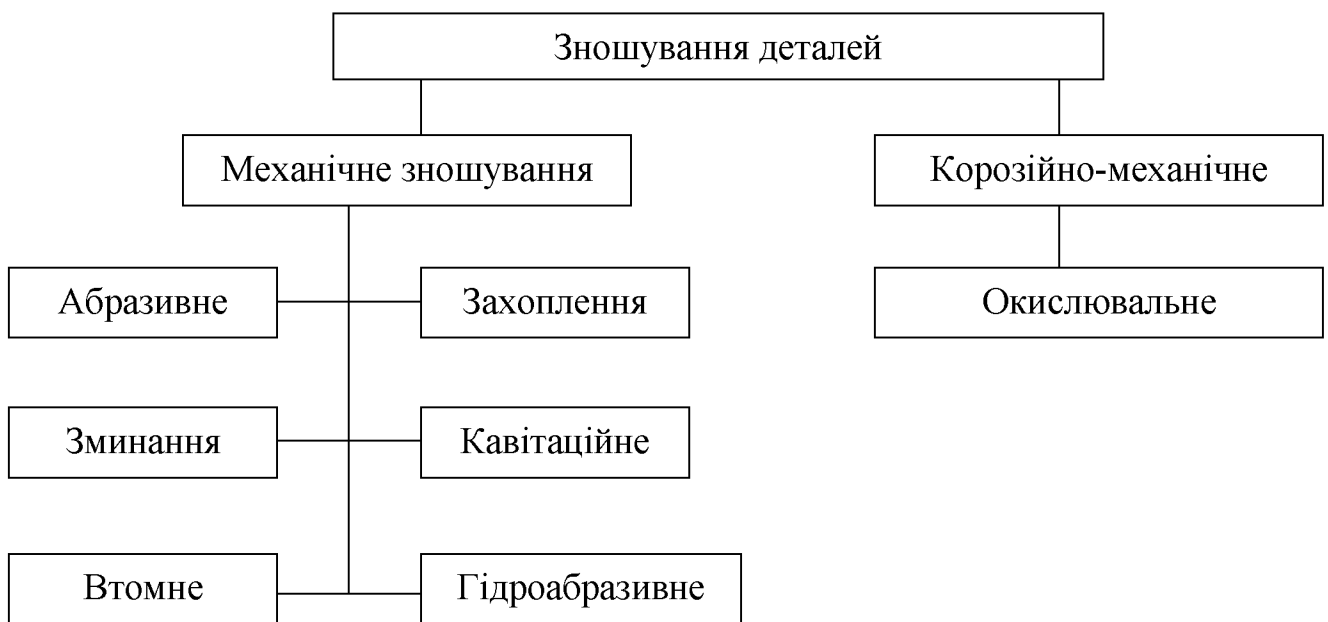


Рисунок 1.3 – Види зношування деталей гідромашин

До основних видів механічного зношування поверхонь деталей насосів відносяться: абразивний, захоплення (задири), змінання, кавітаційне, втомне, гідроабразивне [9, 17, 20]. Абразивне зношування - це механічне зношування матеріалу в результаті ріжучого і дряпаючого впливу твердих частинок. Даному виду зношування піддаються корпус, підшипники і цапфи

шестерень гідронасосів. Причинами абразивного зношування є сторонні домішки (забруднювачі), що містяться в робочій рідині, продукти зношування поверхонь тертя деталей. Забруднювачі розрізняються своїми фізико-механічними властивостями. Основні параметри забруднювача: твердість, розмір і концентрація частинок. Потрапляючи в зазори між труться поверхнями ковзають пар, тверді частинки викликають підвищений знос [17].

Висока шорсткість поверхонь деталей після виготовлення або відновлення, а також неякісна збірка призводять до появи ефекту схоплювання поверхонь, що труться, викликаного високими температурою і тиском, що виникають в точках контакту деталей [18].

Зминання відноситься до механічного зношування і характерно для стикових поверхонь підшипників насоса. Воно виникає при ударних навантаженнях від дії тиску масла, сприймаються деталями, що викликає підвищені контактні напруги через великі питомих тисків. В результаті того, що зім'яло поверхневий шар металу ущільнюється, початкові розміри поверхонь змінюються. До того ж освіту наклепаного шару часто призводить до втомного руйнування поверхневого шару деталей [15].

При русі робочої рідини виникають бульбашки газу (каверни), наповнені паром і повітрям, закриваються поблизу поверхонь деталей. Це створює місцеве підвищений тиск, під дією якого відбувається руйнування поверхні металу (кавітаційне зношування). Кавітація починається тим раніше, чим більше повітря міститься в робочій рідині [21].

Корозійно-механічне зношування відбувається в результаті механічної дії і супроводжується хімічним і електричним 21 взаємодією матеріалу деталей із середовищем. Деталі гідронасосів більшою мірою схильні до окислювального зношування, яке характеризується руйнуванням труться, і обумовлено реакцією матеріалу з окисляє здатністю масел. При цьому одночасно протікає два процеси - пластична деформація малих обсягів металу поверхневих шарів і проникнення кисню повітря в деформовані шари. У першій стадії окислювального зношування відбувається руйнування і

видалення дрібних твердих частинок металу з безперервно утворюються від проникнення кисню плівок. Друга стадія характерна освітою і Викроювання пластично деформується тендітних окислів. Виявляється цей вид зношування при порівняно невисоких швидкостях ковзання і невеликих питомих навантаженнях [21].

Гумові деталі (сальники, кільця ущільнювачів) також руйнуються під дією масла, а також відбувається їх старіння і хімічний знос від дії високих і низьких температур [22].

### 1.3. Існуючі способи відновлення деталей шестеренних насосів

Основні дефекти деталей насосів типу НШ-У представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні дефекти насосів типу НШ-У

Назва деталі	Дефекти
Корпус	Знос колодязів; Знос опорної поверхні під підшипники Знос поверхні під ущільнювальну манжету; Знос різьби Задири, забоїни та риски на привал очній поверхні; Тріщини
Підшипники	Знос внутрішньої поверхні під цапфу шестерні Знос великих та малих поверхонь в місцях дотику з корпусом та кришкою насосу; Зминання стикових поверхонь (лисок)
Шестерні	Знос цапф; Знос торцевої поверхні; Знос головок зубів по окружності; Знос шліців ведучої шестерні; Викришування зубів
Кришка	Знос торцевої поверхні зі сторони корпусу; Знос поверхні під сальник; Знос поверхні під опорне кільце; Забоїни та задири торцевої поверхні; Зминання та зрив різьби
Компенсатор	Знос поверхні торця спряженого з шестернею Знос поверхні спряженої з корпусом

У ремонтній практиці існують найрізноманітніші способи відновлення і ремонту деталей насосів гідросистем.

Відновлення корпусів. Корпус гідронасосів типу НШ-У виготовлений з алюмінієвого сплаву АЛ-11 або АЛ-9 литтям в кокіль. При виготовленні його

піддають термообробці для досягнення твердості HB 76 ... 107. [23] Корпус підлягає вибракуванню при наявності тріщин, глибоких вибоїн на привалочних площинах, зносу буртика проточки під кільце ущільнювача.

Один з методів ремонту насоса - зміщення шестерень [3, 9, 11]. В цьому випадку колодязі розточують на збільшений розмір із забезпеченням допусків, рекомендованих заводом-виробником. У підшипниках зі збільшеним по зовнішньому діаметру розміром ексцентрично розточують отвори під цапфи шестерень.

Широке застосування для відновлення корпусу знайшов метод пластичного деформування (обтиснення) [8, 12]. Обтиснення проводять в спеціальній пресформі на гідравлічному 100-тонному пресі П-474А. Зусилля додається по всій поверхні корпусу, деформація обмежується спеціальним стрижнем, встановленим в ньому, мають форму колодязів і зменшений розмір.

При відновленні корпусів пластичним деформуванням з подальшим розточуванням отримують додаткові три ремонтних розміру по діаметру. Зменшення міжцентрової відстані між колодязями дозволяє компенсувати втрату робочого об'єму, викликаного зменшенням розміру шестерень по зовнішньому діаметру.

На ряді ремонтних підприємств корпусу відновлюють гільзуванням, нанесенням складу на основі епоксидної смоли, рідкої штампуванням [8, 18].

Відновлення корпусу нанесенням складу на основі епоксидної смоли полягає в наступному. На ретельно знежирені поверхні колодязів шпателем наноситься шар епоксидного клейового складу, який при температурі 18 ... 20°C витримують протягом 1 ... 2 год., а потім ще 2 год. в сушильній шафі при температурі 120 ... 220°C. Для відновлення застосовується наступний клейовий склад: 100 г смоли ЕД-6, 20 г алюмінієвої пудри (або 160 г залізного порошку), 15 г дибутилфталата. Перед застосуванням в композицію додатково вводять затверджувач [18].

Досить часто зустрічається дефектом корпусу є пошкодження і знос різьби. Забоїни і зминання ниток усувають прогоном мітчиками. Знос і зрив різьби усувають постановкою спіральних різьбових вставок. Для цього отвори розточують до певного розміру, нарізають різьблення і в неї вкручують різьбову вставку, яку виготовляють у вигляді пружної спіралі з дроту ромбічного перетину з гострим кутом в  $60^\circ$ . Для виготовлення вставок застосовують дроту зі сталі марок 12X18H9T або 12X18H10T. На одному кінці вставки є технологічний повідець, за допомогою якого спеціальним ключем її вкручують в отвір. Потім поводок видаляють воротком [8, 23].

Цей спосіб забезпечує відновлення різьблення до номінального розміру, в кілька разів підвищує зносостійкість і стабільність різьбових з'єднань.

При відсутності різьбових вставок в корпусних деталях нарізають різьбу ремонтного розміру. У цьому випадку застосовують болти більшого розміру.

Ремонт корпусів насосів включає так само заварку тріщин, приварювання обламаних частин і т.д. Корпуси зачищають до металевого блиску по обидва боки тріщини або облому на ширину 10 ... 20 мм і визначають її межі. На відстані 6 ... 10 мм від видимого кінця в напрямку розвитку дефекту свердлять наскрізні отвори діаметром 3 ... 4 мм. Наскрізні тріщини в тонких і товстих стінках обробляють відповідно з одного і двох сторін, а в перемичках між отворами - з двох сторін по всій висоті. Некрізні тріщини обробляють до цілого металу [3].

Найбільш складний процес - відновлення радіального зазору між вершинами зубів і стінками корпусу насоса. Простим і досить ефективним способом є розточування корпусу насоса під коригувати зуби шестерень ремонтних розмірів зі збільшеним діаметром. Такий спосіб відновлення не знайшов широкого застосування, так як ремонтно-технічні підприємства практично не мають зуборізних верстатів, а заводи виробники шестерні з коригувати зубами збільшеного діаметру не випускають.

Зношену внутрішню поверхню корпусу насоса під номінальний розмір шестерень відновлюють наплавленням стінок корпусу з подальшою розточуванням [8, 12]. Наплавлення ведуть біметалічним (мідносталевим) або чавунним (марки Б) електродом з якісної обмазкою без попереднього підігріву. При цьому наплавляється метал наносять на зношену поверхню у вигляді валиків, що перекривають один інший на  $1/3$  ширини.

Заслуговує на увагу спосіб відновлення внутрішньої поверхні корпусу насоса запресуванням півкілець-вкладишів з попередньої розточкою корпусу [3, 5].

Відновлення шестерень. Шестерні насосів типу НШ виготовляють зі сталі 18ХГТ, піддають цементації на глибину 0,9 ... 1,5 мм і загартуванню до твердості 58 ... 62 HRC [23].

Основними параметрами, що впливають на експлуатаційний показник - подачу насоса, є ширина шестерні і її зовнішній діаметр.

Шестерні зі зносом в межах товщини термообробленого шару ремонтують шліфуванням зношених поверхонь до відповідного ремонтного розміру. Шестерні зі зносом робочих поверхонь, що перевищує ремонтний розмір відновлюють наступними методами: висоту і ширину зуба - контактним приварюванням порошкових матеріалів, електроімпульсним напіканням порошкових матеріалів; цапфу - приваркою сталеві стрічки, залізненням, хромуванням [3, 8, 9, 11, 12].

Перспективним способом відновлення поверхні зуба є електроемульсійне напікання порошкових матеріалів на вершину зуба [7, 8].

Для відновлення цапф шестерень широко застосовують електролітичні покриття, наприклад нанесення композиційних полімернометалічних покриттів на основі заліза.

Вищенаведені способи відновлення мають низьку продуктивність. Це пояснюється тим, що в процесі вібродугового наплавлення і при електроерозійному нарощуванні подається електрод, незважаючи на

присутність охолоджуючої рідини, швидко розігрівається, що веде до зниження продуктивності і витраті дорогого матеріалу.

Через складність, високою трудомісткості і низьку рентабельність відновлення дані методи не знайшли широкого практичного застосування в ремонтному виробництві.

Для відновлення підшипників перспективним є застосування електроіскровий обробки. В роботі [24] запропоновано даними способом відновлювати втулки під розподільні вали двигунів внутрішнього згоряння і втулки верхньої головки шатуна. Спосіб відновлення полягає в тому, що для збільшення товщини шару, що наноситься необхідно відмовитися від одношарових покриттів і формувати багат шарові покриття: до 4-х шарів як по зовнішній поверхні втулок, так по внутрішній.

### **Висновки, мета і завдання досліджень**

Проведений аналіз літературних джерел показав, що основними причинами порушення працездатності шестеренного насоса є:

- а) збільшення радіального зазору в з'єднанні «цапфа шестерні - підшипник» внаслідок зносу поверхонь деталей складових його;
- б) збільшення радіального зазору в з'єднанні «корпус - шестерня» внаслідок мікрорізання корпусу шестерень;
- в) збільшення торцевого зазору внаслідок зносу торцевих поверхонь шестерень і компенсаторів.

Методи відновлення даних сполук, що існують в даний час пропонують в основному нанесення металопокриття на зношені поверхні з наступною їх точної і якісної механічної обробкою. До недоліків цих методів належать високі: трудомісткість, собівартість, енергоємність виробництва. До того ж на більшості ремонтних підприємств немає необхідного обладнання для виконання цих операцій.

У зв'язку з цим метою цієї роботи є підвищення довговічності шестеренних насосів відновленням і зміцненням зношених поверхонь деталей електроіскровий обробкою.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Дослідити причини відмов овальних шестеренних насосів, встановити основні дефекти і знос робочих поверхонь деталей.
2. Теоретично і експериментально обґрунтувати фактори, що впливають на працездатність, довговічність і продуктивність насоса.
3. Обґрунтувати кінематичні і енергетичні параметри ЕІО необхідні для відновлення розмірів зношених деталей насоса.
5. Провести оцінку фізико-механічних і триботехнічних властивостей електроіскрових покриттів з метою обґрунтування технологічних режимів при відновленні зношених деталей.

## РОЗДІЛ 2

### МЕТОДИКА І ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 2.1. Програма досліджень

Перший етап був присвячений аналізу причин відмов, режимів і умов експлуатації шестеренних насосів гідросистем тракторів. Це дозволило сформулювати вимоги по довговічності і працездатності до відновлюваних деталей. Розглянуто технології відновлення! зношених поверхонь деталей шестеренних насосів.

На другому етапі, відповідно до поставленої мети і завдань проводилися теоретичні дослідження. На цьому етапі обґрунтовані залежності об'ємних внутрішніх витоків насоса через зазори в прецизійних парах тертя; розроблена математична модель зв'язку між швидкістю витoku рідини в гідронасоси і зазорами в прецизійних парах тертя; проведений аналіз точнісного балансу розмірних ланцюгів шестеренного насосу; здійснено оцінку навантажень, що діють на з'єднання агрегату; розглянуті вимоги до технології відновлення зношених робочих поверхонь деталей шестеренного насоса.

На третьому етапі проводилися експериментальні дослідження відповідно до загальних і приватним методикам.

#### 2.2. Методика проведення вхідного стендового контролю працездатності шестеренних насосів

Для визначення робочих параметрів шестеренних насосів гідросистем тракторів, що надійшли на ремонт партія насосів типу НШ-У піддавалася вхідного стендового контролю.

Кількість ( $n$ ) об'єктів, яке дає необхідну точність досліджень, при заданій довірчій ймовірності  $\alpha = 0,95$  і відносної помилки  $\varepsilon = 0,15$ , визначали з вираження [25]:

$$\varepsilon = t_{\alpha} \frac{v}{\sqrt{n}} \quad (2.1)$$

де  $t_{\alpha}$  – коефіцієнт Стюдента,

$v$  – коефіцієнт варіації (очікуване значення коефіцієнта варіації дорівнює 0,3).

Вхідний стендовий контроль проводився на стенді для випробування гідроапаратури КИ-4815М, схема якого представлена на рис. 2.1.



Рисунок 2.1 - Загальний вигляд стенду КИ - 4815М

В якості робочої рідини використовувалося масло марки АУп ТУ 38-101-719-78 з в'язкістю  $60-70 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Робоча температура масла становила  $50 \pm 5^\circ\text{C}$ .

Для проведення вхідного контролю всі насоси встановлювалися на стенд, попередньо піддавши зовнішньому огляду на наявність тріщин в корпусі, при виявленні яких агрегат відбраковуються. Установка агрегатів

здійснювалася на перехідні плити, закріплені на привалочній плиті, після чого вони підтискають затискним пристосуванням.

Нагнітаючу порожнину насоса з'єднували шлангом високого тиску з дроселем, а всмоктувальну - шлангом низького тиску з баком. Дроселем створювали навантаження, визначаючи найбільше розвивається насосом тиск по манометру. Насоси, що нагнітають номінальний тиск, відчували на продуктивність. При цьому потік масла проходив через лічильник витрати рідини. У момент, коли стрілка лічильника збігалася з поділом, обраним за початок відліку, включали лічильник імпульсів. Коли через лічильник витрати рідини проходив контрольний обсяг масла (для насоса НШ-50У - 100 літрів), лічильник імпульсів зупиняли. За обсягом рідини і кількості імпульсів, фіксується за шкалами лічильників, визначали фактичну подачу насоса [26].

Після проведення вхідного контролю насоси піддавалися первинній дефектації та мікрометражним дослідженням, при цьому деталі не знеособлювали.

### 2.3. Методика мікрометражних досліджень

Метою цих досліджень є вивчення характеру та встановлення дефектів і величин зносів деталей насосів, а також дослідження загальних закономірностей розподілу величин зносів.

При проведенні досліджень для зручності роботи і більшої наочності була розроблена карта мікрометражу, що включає всю вихідну інформацію за розмірами контрольованих поверхонь деталей, із зазначенням поясів, перетинів, площин, поверхонь і точок в яких необхідно проводити вимірювання.

Дослідженням піддавалися:

- діаметр цапф ведучої і веденої шестерень  $\varnothing 26_{-0,095}^{-0,080}$  мм;
- зовнішній діаметр ведучої і веденої шестерень  $\varnothing 55_{-0,076}^{-0,030}$  мм;

- ширина шестерень  $\varnothing 42^{+0,050}$  мм;
- внутрішній діаметр колодязів корпусу під провідну і відому шестерні  $\varnothing 55^{+0,020}$  мм;
- внутрішній діаметр втулок  $\varnothing 26^{+0,015}$  мм;
- зовнішній діаметр втулок  $\varnothing 55_{-0,040}^{-0,020}$  мм;
- висота компенсатора  $12 \pm 0,215$  мм.

В якості засобів вимірювання використовувалися наступні інструменти:

- для цапф шестерень, ширини шестерень насоса - важільний мікрометр МРП - 25-50 з точністю 0,001 мм;
- зовнішній діаметр шестерень і зовнішній діаметр втулок вимірювався важеля скобою 50-100 з точністю 0,001 мм;
- для вимірювання внутрішнього діаметру колодязів корпусу використовувався індикаторний нутромір 50 - 100 з точністю 0,002 мм, а внутрішній діаметр втулок вимірювався індикаторним нутроміром 18-50, з точністю 0,002 мм;
- висота компенсатора вимірювалася мікрокатером ИГП з ціною поділки 0,001 мм.

Для настройки вимірювальних інструментів використовувалися плоскопаралельні кінцеві міри 1-го класу точності.

Підшипники вимірювалися по зовнішньому діаметру в двох взаємно перпендикулярних площинах для визначення овальності і в двох перетинах для визначення конусності. Аналогічно проводилися вимірювання підшипників по внутрішньому діаметру.

У корпусу вимірювалися колодязі під провідну і відому шестерні в трьох перетинах і в трьох площинах.

Для визначення величини нерівномірності зносу колодязів корпусу по діаметру використовували спеціальну оправку, із закріпленням на ній індикаторним нутроміром.

Вимірювання компенсатора проводилися в чотирнадцяти робочих зонах, при цьому фіксувалася його товщина.

У зв'язку з відсутністю відомостей по початкових розмірах деталей визначалися умовні знос, тобто знайдені за умови, що зносом буде різниця максимального і мінімального значень отриманих розмірів

Після закінчення вимірювань проводилася первинна обробка даних: визначалися знос корпусу, шестерень, втулок, компенсаторів. Крім того, визначалися:

- радіальний зазор в з'єднанні «корпус - провідна шестерня»,
- радіальний зазор в з'єднанні «корпус - ведена шестерня»,
- радіальний зазор в з'єднанні «цапфа шестерні - підшипник»,
- торцевий зазор в з'єднанні «шестерня - компенсатор».

#### **2.4. Методика вибору раціональних режимів електроіскрового наплавлення**

Основне завдання даної методики полягає у визначенні раціональних технологічних параметрів електроіскровий наплавлення при різних режимах нанесення поверхневого шару.

Грунтуючись на даних теоретичних досліджень і результати мікрометражних досліджень, визначаємо поверхні, які необхідно відновлювати, це дозволить нам визначити хід експериментальних досліджень по ЕІО. Перший етап досліджень є вибір раціональних режимів електроіскровий наплавлення на колодязі корпусу. Другий етап полягає у виборі раціональних режимів наплавлення на цапфи шестерень. Третій етап полягає у виборі раціональних режимів зміцнення отворів підшипників.

Для проведення дослідження на першому етапі, виготовляли зразки у вигляді штабиків з алюмінієвого сплаву Ал 11 з шорсткістю поверхні  $Ra = 0,32$  мкм. Для досліджень, що проводяться на другому етапі експерименту, були виготовлені зразки у вигляді кілець зі сталі 18ХГТ, 026 і шириною 7 мм

шорсткістю  $Ra = 1,25$  мкм, допуск на паралельність площин зразка - не більше 5 мкм.

Електроіскрову наплавку на зразки з АЛ - 11 і зміцнення зразків з АОЗ-1 проводили на установці «Елітрон - 22 БМ». Загальний вигляд установки представлений на рис. 2.2, а її енергетичні характеристики в табл.2.1.



Рисунок 2.2 – Загальний вигляд установки для електроіскрової обробки

Таблица 2.1 – Основні енергетичні характеристики установки

Назва параметру	Режими установки				
	1	2	3	4	5
Середнє значення зарядного струму, А	0,3	0,4	0,6	2,6	3,8
Амплітуда напруги на накопичувальному конденсаторі, В	45	67	67	96	96
Ємкість накопичувальних конденсаторів, МкФ $\pm$ 30%	60 $\pm$ 20	60 $\pm$ 20	60 $\pm$ 20	60 $\pm$ 20	60 $\pm$ 20
Енергія розряду, Дж	0,06	0,13	0,28	0,81	1,66
Частота вібрації електроду, Гц	150-350				
Амплітуда коливань електроду, одиниці	1-10				
Тривалість затримки імпульсів, мс	0,2-3,5				

Матеріал електродів підбирали, ґрунтуючись на аналізі літературних джерел і попередніх дослідження з даної проблеми. Як електроди для наплавки використовувалися, сталі У10, Св08, бронза БрАЖ 3-1-1, алюмінієвий сплав Ал 1, нікель, для зміцнення - бабіт Б16. Діаметр електрода при проведенні експериментальних досліджень вибирався в залежності від енергетичного режиму установки і становив при наплавленні 3-4 мм для 4 режиму, 5 мм - для 5 режиму, при зміцненні 2-3 мм для 3 режиму.

Для дослідження використовували наступне обладнання:

- ваги аналітичні типу ВЛР - 200 г (точність вимірювання до 0,00005 г) з важками,
- індикаторна головка з точністю 0,001, закріплена в стійці С - 111,
- індикаторний мікрометр МРП 25-50, з точністю головки 0,001 мм,
- мікроскоп МІМ-8,
- мікротвердоміри ПМТ-3.

В процесі електроіскрової обробки, після нанесення шару протягом 1 хв. зразки охолоджували на повітрі, знежирювали ацетоном і вимірювали. Якість поверхневого шару покриття зразків оцінювали за допомогою мікроскопа МІМ-8. Це дозволяло виявити зовнішні дефекти покриття: несучільність, поверхневі пори, раковини. Мікротвердість зразків вимірювали на приладі ПМТ-3.

При оцінці суцільності покриття визначали протяжність зони з'єднання покриття з основним металом і загальну протяжність досліджуваного ділянки. Суцільність покриття визначали за формулою:

$$C = \frac{L_{zc}}{L_{обц}} \cdot 100\%, \quad (2.2)$$

де  $C$  – суцільність покриття, %;

$L_{zc}$  – сумарна протяжність зон з'єднання покриття з основним металом;

$L_{обц}$  – протяжність досліджуваної ділянки зразка.

## 2.5. Методика дослідження властивостей одержаних поверхонь

Для оцінки якості та прогнозування працездатності нанесеного шару необхідно провести металографічні дослідження отриманого покриття для різних матеріалів.

Для проведення металографічних досліджень були підготовлені зразки зі сплаву алюмінію АЛ-11, сталі 18ХГТ, оброблені методом ЕЮ згідно з методиками, викладеним в п.2.4 - 2.5, з яких виготовляли мікрошліф [27].

Для виявлення мікроструктури зони з'єднання основного металу з покриттям зразки травили в 4% водному розчині азотної кислоти протягом 5 ... 7 с. Після травлення зразки промивалися проточною водою і просушують.

Дослідження мікротвердості проводили також за допомогою Мікротвердоміри ПМТ-3 квадратної алмазної пірамідкою з кутом при вершині  $136^\circ$ . Навантаження на індентор становило 1,0 Н. При проведенні випробувань 102 вимірювали діагональ відбитків і визначали мікротвердість по табличних даних.

Вимірювання мікротвердості покриття виробляли через 10 мкм, між центрами відбитків уздовж зони з'єднання і від поверхні вглиб основи металу, що дозволило визначити межі різних по мікротвердості зон покриття. Значення мікротвердості визначалося за результатами усереднення 10 ... 15 замірів.

Сутність порівняльних випробувань полягає у визначенні співвідношення інтенсивності зношування «чистих» поверхонь деталей і поверхонь, підданих ЕЮ, які долають при ідентичних умовах. Випробуванням типу «колодка-ролик» була піддана пара тертя «цапфа шестерні - підшипник».

Для проведення порівняльних триботехнічних випробувань були виготовлені дві партії зразків: перша партія - зразки, не піддані електроіскровій обробці: колодки виготовляли з підшипників ковзання шестеренного насоса (алюмінієвий сплав АОЗ-1), ролики з цапф шестерень

(сталь 18ХГТ). Друга партія - зразки оброблені методом електроіскровий наплавлення. Поверхні колодок оброблялися бабітом Б16 на установці «Елітрон-22БМ» на раціональних режимах зміцнення, на поверхню ролика наносилася сталь 85 ГОСТ 1050-74, на експериментальній установці «Елітрон-22БГ» на раціональних технологічних режимах для отримання максимальної товщини і мікротвердості шару. Обсяг кожної партії зразків становив 3 штуки.

Випробування пари тертя «підшипник-цапфа шестерні» проводили на машині для випробування матеріалів на тертя і знос СМТ-1.

Випробування проводили при постійній лінійній швидкості ролика, при фіксованій системі мастила. Мастильний матеріал - масло марки АУП; режим мастила - граничне тертя; подача мастила разова в картер.

Триботехнічні випробування склалися з трьох етапів: притирання, припрацювання та тривалих стаціонарних зношувальних випробувань.

## РОЗДІЛ 3

### РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1. Оцінка навантажень, що діють на підшипникові з'єднання шестеренного насоса

При роботі шестеренного насоса найбільш навантаженими деталями є його підшипники, на які діють радіальні сили тиску рідини і механічні сили, обумовлені реакцією від крутного моменту. Причому, перші значно перевищують останні.

У першому наближенні при розрахунку навантаження враховують лише силу тиску рідини, причому приймають, що це навантаження  $P$  являє собою похідну проекції бічної площі шестерні на величину перепаду тиску  $\Delta p$  рідини [27]:

$$P = bd(p_2 - p_1) = bd\Delta p, \quad (3.1)$$

де  $\Delta p = p_2 - p_1$  – перепад тисків в камері нагнітання і всмоктування, Па;

$b$  і  $d$  – ширина шестерень і діаметр окружності шестерень, мм.

Подібне припущення дає деяке завищення (на 15 - 20%) величини навантаження в порівнянні з дійсною, оскільки на поверхню шестерні діє не перепад тисків, а деякий середній тиск на частину довжини окружності шестерень діє вихідний тиск  $p_2$  на рівній їй частини (або дещо більшою) діє тиск  $p_1$  у всмоктувальній камері, яке може бути негативним; на решті частини розгортки кола буде діяти проміжне між тиск, закон зміни якого від  $p_2$  до  $p_1$  для випадку концентрично розташування шестерні в колодязі корпусу, буде лінійним.

На шестерні, також діє зусилля від тиску рідини в камері нагнітання, рівне різниці нагнітається тиску і тиску всмоктування. Цьому тиску піддаються зуби, що знаходяться в робочій камері. При обертанні шестерень

величина поверхні зубів, піддана тиску в робочій камері, змінюється. Тому зусилля, що діє на шестерні від цього тиску так само змінюється.

Крім того, шестерні навантажені зусиллям від гідравлічного тиску рідини, що знаходиться в западинах зубів і кільцевих зазорах по периферії на ділянках кіл від нагнітальної до всмоктуючої камер. У зв'язку з різницею тисків, рідина через радіальні зазори перетікає з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування. Проходячи через вузькі щілини, рідина поступово втрачає тиск від, створюючи відповідні тиску в западинах зубів, що знаходяться на шляху її перебігу.

Сумарне зусилля від дії гідравлічного тиску визначиться як результуючий зусиль змінюються тисків, що діють на зуби на дузі кола між нагнітанням і всмоктуванням, і зусилля від дії тиску на зуби знаходяться в порожнині нагнітання. В результаті такого розподілу тиску по зовнішніх поверхнях шестерень виникають неврівноважені зусилля, які сприймаються підшипниками.

З огляду на те, що тиск діє не по всьому колу, а приблизно по дузі  $270^\circ$ , в результаті чого навантаження на шестерні частково врівноважується, розрахунок її зазвичай проводиться за виразом: [28]

$$P = 0,6bd(p_2 - p_1). \quad (3.2)$$

Крім зазначеного навантаження, на шестерні діють механічні сили, обумовлені обертанням. Зважаючи на це, до гідростатичної сили  $P$  необхідно додати силу  $P_x$ , обумовлену крутним моментом:

$$P_x = \frac{2M}{d}; \quad M = 716,2 \frac{N}{n}. \quad (3.2)$$

Аналіз показує, що сила реакції від цього моменту збільшує радіальне навантаження на підшипники.

З урахуванням сил реакції від крутного моменту, величина рівнодіючої радіальних сил, що діють на шестерню, обчислюючи по наближеному висловом:

$$P_r = 0,85 pbd. \quad (3.3)$$

Грунтуючись на вищесказаному і розглянувши схему роботи підшипника, зображену на рис. 3.1, можна стверджувати, що рівнодіюча радіальних сил  $P$  діє перпендикулярно осі шестерні при роботі насоса, притискає цапфу шестерні до підшипника.

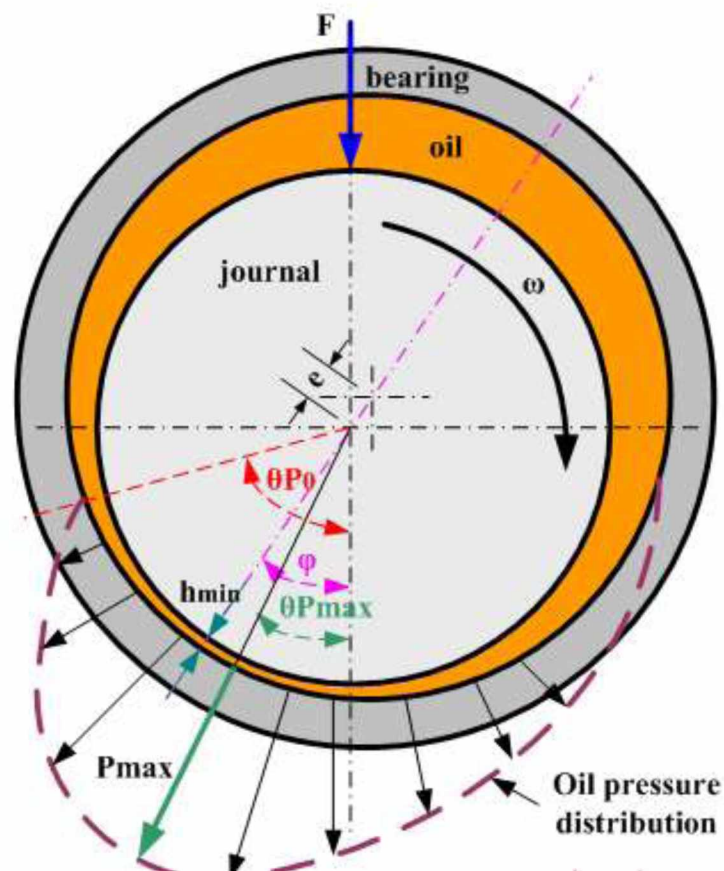


Рисунок 3.1 - Схема роботи підшипника

Вал зближується з отвором, виникає граничне, а потім сухе тертя. Інтенсивність зношування спряжених поверхонь збільшується. Відбувається збільшення діаметра отвору підшипника і зменшення діаметра цапфи, що призводить до зростання величини переміщення шестерні під дією тиску і

крутного моменту. Таке збільшення переміщення, в зв'язку з наявністю малих зазорів між шестернями і корпусом, призводить до контакту шестерні і корпусу в процесі експлуатації, за мікрорізання в з'єднанні і, як наслідок, до збільшення радіальних зазорів і виходу насоса з ладу.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження, а також аналіз умов взаємодії в прецизійних парах тертя, дозволили сформулювати вимоги до технології відновлення зношених робочих поверхонь шестерневого насоса.

При відновленні деталей насоса слід прагнути до максимального зменшення зазору в з'єднанні «цапфа шестерні - підшипник» за рахунок нанесення шару металопокриття на цапфи шестерні, а також до забезпечення високої зносостійкості даного з'єднання за рахунок зміцнення отворів підшипників. При відновленні колодязів корпусу необхідно компенсувати знос з боку області всмоктування за рахунок локального нанесення шару металопокриття, а також прагнути до забезпечення мінімального зазору між корпусом і шестернями.

Зносостійкість відновлених поверхонь повинна бути такою, щоб інтенсивність зношування сполучення має найбільший ступінь впливу на подачу рідини була найменшою.

Розрахунково-експериментальним способом було встановлено, що для підвищення зносостійкості зношуються поверхонь в 1,2 - 1,5 рази, інтенсивність їх зношування повинна відповідати умові:

$$I = 3,82 \cdot E_{np}^{3,93} \cdot \Delta_{np}^{1,63} \cdot \left( \frac{H_{\omega}}{R_{\omega}} \right)^{0,326} \cdot \left( \frac{3f}{\sigma_0} \right) \leq (2,94 - 3,67) \cdot 10^{-9}, \quad (3.4)$$

де  $E_{np}$  – приведений модуль пружності контактуючих матеріалів, МПа;

$\Delta_{np} = \frac{R_{\max}}{r \cdot b^{\frac{1}{v}}}$  – приведений параметр шорсткості матеріалів;

$R_{max}$  – відстань між найбільшим виступом і найменшою западиною, мкм;

$b, v$  – параметри кривої опорної поверхні, мкм;

$r$  – радіус заокруглення виступу профілю твердого матеріалу, мкм;  $H$

$H_{\omega}, R_{\omega}$  – максимальна висота і радіус заокруглення хвилі відповідно, мкм;

$f$  – коефіцієнт тертя;

$\sigma_0$  – межа плинності більш м'якого матеріалу, МПа;

$t_y$  – параметр фрикційної втоми.

Аналіз формули і умови взаємодії в прецизійних парах тертя насоса, дозволив встановити вид технологічного впливу на робочі поверхні деталей. Для зниження інтенсивності зношування деталей, що утворюють прецизійні пари тертя, необхідно змінювати їх фізико-механічні властивості, зокрема підвищувати твердість і знижувати коефіцієнт тертя контактуючих поверхонь.

### **3.2. Оптимізація режимів ЕІО при відновленні деталей типу тіла обертання**

Електроіскрова обробка являє собою складний процес, який характеризується великою кількістю різних чинників і можливістю реалізації їх при різних режимах. Вибір технологічних режимів здійснюється виходячи з характеристик обладнання, виду оброблюваної поверхні, фізико-механічних, триботехнічних та інших властивостей наплавочного матеріалу і т.д.

Позитивний результат може бути досягнутий в значній мірі за рахунок вибору раціональних режимів обробки. Беручи до уваги той факт, що здійснюється обробка циліндричних поверхонь, якими є цапфи шестерень, очевидно, що її доцільно здійснювати на механізованій установці. Вона складається з токарно-гвинторізного верстата, який забезпечує сталість

частоти обертання оброблюваної деталі і поздовжньої подачі електрода, а так само установки для електроіскровий обробки, що дозволяє варіювати електричними режимами, ємністю накопичувальних конденсаторів і напругою на них, величиною робочого струму. Отже, технологічні режими електроіскровий обробки можна умовно розділити на механічні, такі, як частота обертання деталі, подача електрода, частота обертання електрода, діаметр електрода, і електричні - величина зарядного струму, амплітуда напруги на накопичувальному конденсаторі, ємність накопичувальних конденсаторів, енергія одиничного іскрового розряду .

Електроіскрова обробка здійснюється електродом, що приєднуються до позитивного полюса розрядного контуру генератора імпульсів струму. До негативного полюса приєднується деталь. Електрод – вібруючий або невібруючий – підтискається до поверхні деталі. При обертанні наплавленого деталі і електроду нерівності протилежних поверхонь виконують відносні переміщення. Внаслідок тертя торця електрода об поверхню деталі відбувається їх розігрів і пластична деформація під навантаженням  $P$ .

В основу кінематичної моделі даного процесу покладено поздовжнє переміщення обертового електрода щодо обертається деталі, аналогічне переміщенню різця при токарній обробці.

Даний вид руху описується рівнянням гвинтової кривої:

$$x = R \cos \omega_0 t, \quad y = R \sin \omega_0 t, \quad z = S_{en} 2\pi / \omega_0. \quad (3.5)$$

Наплавлення проводиться із заданою частотою обертання деталі і подачею електрода, що забезпечують взаємне перекривання наплавляються смуг в поперечному і поздовжньому напрямку, яке характеризується коефіцієнтами перекриття в рядку  $K_c$  і між рядками  $k_m$ . Для забезпечення нормативної суцільності (70%) і товщини покриття -  $K_c = K_m \sim 0,25$ . Якщо величини зміщення осі електрода щодо осі деталі  $e$ , кутової швидкості

обертання електрода, тиску  $P$  вважати постійними, то необхідна частота обертання деталі дорівнюватиме: [29]

$$n_{\delta} = \frac{K_c D_l}{2\pi R t_{imm}} \quad \text{або} \quad \omega_{\delta} = \frac{K_c D_l}{R t_{imm}}, \quad (3.6)$$

де  $\omega_{\delta}$  – кутова швидкість обертання деталі,  $\text{с}^{-1}$ ;

$R$  – радіус деталі, мм;

$D_l$  – діаметр лунки (залежить від енергетичних режимів ЕІО), мм;

$t_{imm}$  – тривалість одного імпульсу, с.

Для забезпечення коефіцієнта перекриття  $K_m$  поздовжня подача електрода на один оборот деталі повинна бути, мм / об.

При обертанні електрода і деталі внаслідок відносного переміщення нерівностей електричні розряди мігрують, забезпечуючи рівномірність наплавлення. Крім цього, з використанням обертового електрода можна наносити покриття, які не вдається нанести при віброу електроді. Додатковими технологічними параметрами процесу наплавлення є окружна швидкість обертання деталі, тиск і швидкість переміщення електрода

Основний електричної характеристикою ЕІО є режим установки, який характеризується сукупністю параметрів: енергією імпульсу, напругою на накопичувальних конденсаторах, їх ємністю, тривалістю одиничного імпульсу і струмом розряду. Підвищення енергії імпульсів відбивається на продуктивності обробки, збільшення товщини покриття і кількості перенесеного на оброблюваний виріб матеріалу електрода, зростанні висоти мікронерівності обробленої поверхні. Збільшення ємності накопичувальних конденсаторів відбивається на підвищенні дифузійного проникнення елементів матеріалу електрода в поверхневий шар виробу, товщини підшару (або зони відпустки загартованої деталі), зменшенні мікротвердості білого шару і збільшення його дефектності, підвищенні залишкових напружень [29].

При зміні електричного режиму, зі збільшенням струму зарядного контуру підвищується величина розрядного струму. При цьому робочий струм може збільшуватися також без зміни електричного режиму, але при підвищенні тривалості одиничного контакту електрода з деталлю. Зростання величини робочого струму веде до підвищення перенесення електродного матеріалу на деталь, збільшення товщини і шорсткості покриття. Найбільш істотний вплив з розглянутих електричних режимів на процес ЕІО надає енергія одиничного іскрового розряду.

Наявність великої кількості факторів, що впливають на якісні та кількісні характеристики шару, що наноситься при електроіскровій обробці циліндричної поверхні виникає необхідність у визначенні найбільш вагомих. Крім того, необхідно знайти таку величину кожного з них і таке їх поєднання, при якому поставлене нами завдання буде вирішене з мінімальними витратами і максимальним результатом. Одним словом, необхідно визначити раціональні режими електроіскрової обробки циліндричних поверхонь цапф шестерень.

Пошук оптимальних режимів електроіскрової обробки деталей пов'язаний з вимогами забезпечення необхідної товщини нанесеного шару ( $J$ ) і його мікротвердості  $H_\mu$ . Функції залежать від багатьох змінних, які носять як якісний, так і кількісний характер:

$$h, H_\mu = f(S_{ел}, m, d_{ел}, n_о, n_{ел}, M_о, M_{ел}, W), \quad (3.7)$$

де  $S_{ел}$  – подача електрода, мм/хв.;

$m$  – число проходів електрода,

$d_{ел}$  – діаметр електрода, мм;

$n_{об}$ ;  $n_{ел}$  – відповідно, кількість обертів за хвилину деталі та електроду, об/хв.;

$M_о$ ,  $M_{ел}$  – відповідно матеріал деталі та електроду;

$W$  – енергія одиничного іскрового розряду, Дж.

Параметри  $S_{el}, d_{el}, n_o, n_{el}, W$  мають розмірний характер, а інші - якісний і безрозмірний.

Для конкретних фіксованих значень параметрів  $S_{el}, d_{el}, n_o, n_{el}, W$  функція може бути записана у вигляді:

$$h, H_{\mu} = f(S_{el}, d_{el}, n_o, W), \quad (3.8)$$

Як випливає з формули, визначальними факторами товщини і мікротвердості наплавленого шару, для певних поєднань матеріалів електрода і деталі,  $\epsilon$  - подача і діаметр електрода, частота обертання деталі, а також енергія одиничного іскрового розряду. Для визначення ступеня впливу кожного фактора на товщину і якість наплавленого покриття використані методи статистичного моделювання, математичною моделлю для яких є перетворене рівняння у вигляді:

$$\begin{aligned} \ln h &= \ln b_0 + b_1 \ln S_{el} + b_2 \ln d_{el} + b_3 \ln n_o + b_4 \ln W \\ \ln H_{\mu} &= \ln b_0 + b_1 \ln S_{el} + b_2 \ln d_{el} + b_3 \ln n_o + b_4 \ln W \end{aligned} \quad (3.9)$$

Для визначення коефіцієнтів рівнянь використовувався повнофакторний експеримент типу  $2^4$ .

Визначення раціональних режимів електроіскрової обробки полягає в побудові, на основі отриманих математичних моделей, для кожного конкретного поєднання матеріалів, кінетики зміни товщини покриття і його мікротвердості від технологічних режимів обробки пропорційних часу (рис. 3.2).

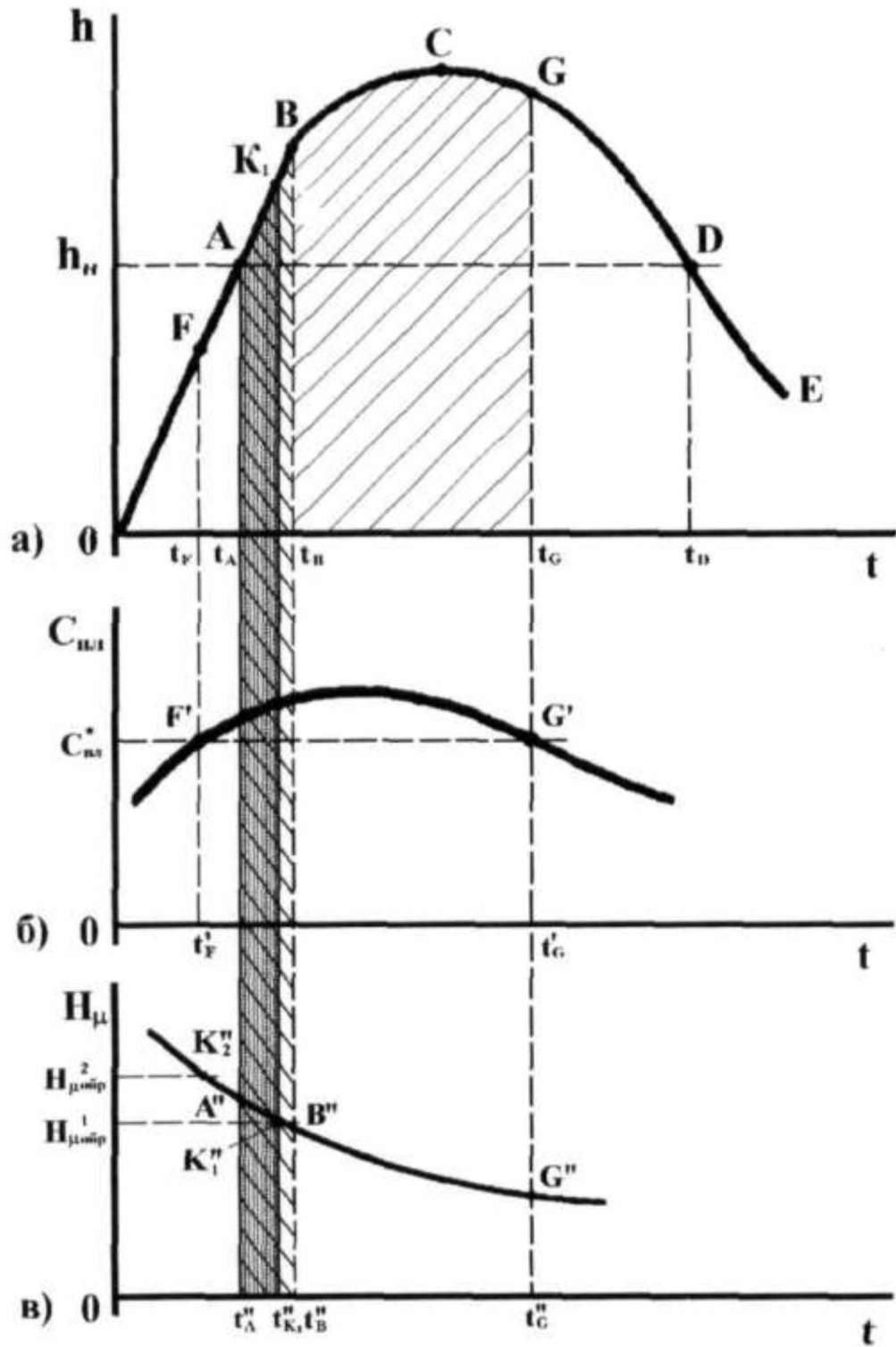


Рисунок 3.2 – Кінетика зміни товщини  $h$ , суцільності  $C_{пл}$  і мікротвердості  $H_{\mu}$  наплавленого шару від режимів ЕІО

Оптимізація отриманих математичних моделей дозволяє вибрати область технологічних режимів електроіскровий наплавлення цапф шестерень, при якій одночасно виконуються наступні умови:

- товщина нанесеного шару  $h \geq h_n$ ;
- мікротвердість шару  $H_\mu \rightarrow \max$ .

Суцільність електроіскрового покриття повинна становити не менше 70%.

Як видно з малюнка:

- перша умова, при якому товщина шару більше або дорівнює необхідної нормативної товщини забезпечується в інтервалі А-В з абсцисами;

- друга умова виконується в точці А" з абсцисою  $t''_A$  (рис.3.2, в). З практичної точки зору використання точкового критерію оцінки утруднено. Вихід з даної ситуації бачиться в розширенні інтервалу раціональних режимів. При цьому оптимальними вважаються режими мають найтісніший контакт  $t''_A$

Застосування другої умови можливо за двома різними варіантами: - перший варіант, коли мікротвердість електрода більше мікротвердості вихідного зразка. У цьому випадку, якщо накласти умови, видно, що вони можуть бути одночасно задоволені в інтервалі з абсцисами – другий варіант, коли мікротвердість електрода менше мікротвердості вихідного зразка. У цьому випадку, значення нормативної товщини буде досягнуто при мікротвердості покриття меншому ніж мікротвердість вихідного зразка. У даному випадку найбільш раціональними читаються режими близькі до  $t''_A$ .

У реальній експериментальній практиці для отримання покриттів більшої товщини можливе використання зони  $t_A-t_o$ , однак, чим ближче до  $t_o$ , тим гірше якості покриття, ростуть шорсткість, пористість, зменшується мікротвердість, тобто дефектність структури досягає граничного значення. Використання інтервалу  $t_c-t_o$ , в практичних цілях небажано, оскільки

відбувається руйнування нанесеного шару і різко погіршуються його фізико-механічні властивості.

Таким чином, застосування запропонованого підходу дозволить забезпечити високу якість робіт по електроіскровій обробці деталей.

### **3.3. Результати вхідного стендового контролю працездатності насоса і первинної дефектації**

Згідно з технічними характеристиками гідравлічних шестеренних насосів, які визначаються виробником, новий насос типу НШ - 50У повинен розвивати номінальний тиск на виході 16МПа, при цьому коефіцієнт подачі становить 0,92.

В результаті з 30 насосів, підданих стендовому контролю, у 15 тиск на виході і коефіцієнт подачі дорівнювали нулю; тиск до 10 МПа розвивали 11 агрегатів при коефіцієнті подачі дорівнює нулю; від 10 МПа - до 12 МПа - 3, при коефіцієнті подачі 0; від 12 МПа до 13 МПа - 4, з коефіцієнтом подачі від 0 до 0,642; понад 13 МПа - 2 агрегати при середньому коефіцієнті подачі 0,728. Номінальний тиск на виході розвивали тільки 7 насосів, при цьому середній коефіцієнт подачі склав 0,717, однак, у цих в процесі контролю було виявлено падіння тиску в середньому на 5 МПа.

Виходячи з вищесказаного, можна зробити висновок, що з насосів 85,45% розвивали тиск нижче номінального значення.

Отже, після очищення і регулювання, за критерієм подачі рідини, можуть бути повторно використані не більше 12,73% насосів, а решта підлягають ремонту.

Після проведення вхідного контролю всі агрегати відправлялися на первинну дефектацію, що дозволило виявити основні причини відмов.

У таблиці 3.1 представлені основні види дефектів і способи їх усунення.

Таблиця 3.1 - Дефекти деталей шестеренного насосу типу НШ-У

Дефект	Повторюваність дефекту		Спосіб усунення
	Коефіцієнт	у %	
Задири на колодязях корпусу	1,00	100	Електроіскрова наплавка
Задири на торцях шестерень	0,91	91	Перешліфування під ремонтний розмір
Задири на внутрішній поверхні підшипника під цапфу	0,77	77	Розвертання під ремонтний розмір
Задири на поверхнях цапф	0,86	86	Доводка, електроіскрова наплавка
Задири на торцях компенсаторів	1,00	100	Електроіскрова наплавка
Тріщини корпусу	0,09	9	Не відновлюється
Тріщини втулок	0,07	7	Не відновлюється
Зрив різьби	0,14	14	Нарізання ремонтної різьби
Скол шліців	0,03	3	Не відновлюється
Знос гумових ущільнювачів	0,86	86	Заміна ремонтного комплекту

За результатами дефектації можна зробити висновок, що в процесі роботи насоса типу НШ-У найбільшому зносу піддаються поверхні деталей виготовлених з алюмінієвих сплавів, що веде в процесі роботи до радіального зносу колодязів корпусу, зносу отворів підшипників і циліндричних поверхонь цапф. Крім того, відбувається знос торців компенсаторів, зовнішніх поверхонь і торців шестерень. Для визначення величин, а так само встановлення законів розподілу зносів робочих поверхонь деталей насоса і зазорів в з'єднаннях були проведені мікрометражні дослідження.

#### **3.4. Результати вибору раціональних режимів електроіскровий обробки**

При виборі раціональних технологічних режимів електроіскрової обробки основна складність полягає в необхідності врахування багатьох

факторів, що впливають на формування поверхневого шару. При виборі також необхідно враховувати фізико-механічні властивості одержуваного покриття (твердість, зносостійкість, щільність, суцільність).

Аналіз результатів первинної дефектації та мікрометражних досліджень показав, що в процесі роботи шестеренного насоса найбільшому зносу піддаються корпус і підшипники, тобто, деталі, виготовлені з алюмінієвого сплаву. Тому при відновленні насоса типу НШ-У методом електроіскрового наплавлення, одним із головних завдань є в нанесення шару металопокриття на алюмінієвий сплав Ал 11. Необхідно враховувати такі особливості даного сплаву, як утворення на поверхні металу стійкої оксидної плівки, високу теплоємність, малу щільність. Друге завдання полягало в нанесенні зносостійкого шару металопокриття на зношені цапфи виготовлені зі сталі 18ХГТ. Третє завдання в зміцненні робочих поверхонь підшипників виготовлених зі сплаву АОЗ-1. Для вирішення поставлених завдань в першу чергу необхідно здійснити правильний вибір матеріалу електрода і технологічних режимів електроіскрової обробки дозволяють наносити покриття необхідної товщини із заданими фізико-механічними властивостями.

При зміцненні отвори підшипника (алюмінієвий сплав АОЗ-1) в якості електрода використовували бабіт Б16, який має високі антифрикційні властивості. Застосування інших матеріалів, традиційно використовуваних для зміцнення, призводить до випалювання поверхневого шару зразка і, відповідно, до зменшення розмірів деталі.

В результаті експерименту по електроіскровому зміцненню отвори підшипника отримані наступні результати: при зміцненні обраним електродом збільшення геометричних розмірів деталі не відбувалося, суцільність покриттів становила  $\sim 70-90\%$ ; зі збільшенням часу  $t$  зміцнення мікротвердість покриття спочатку різко зростає, потім монотонно зменшується; найкращі результати отримані на наступних режимах

зміцнення: режим установки  $P - 3$ , частота вібрації  $f = 200$  Гц, тривалість зміцнення  $t_{об} = 3$  хв.

На рис. 3.3 представлена функція впливу часу зміцнення  $t$  на мікротвердість поверхневого шару при ЕІО отворів підшипника.

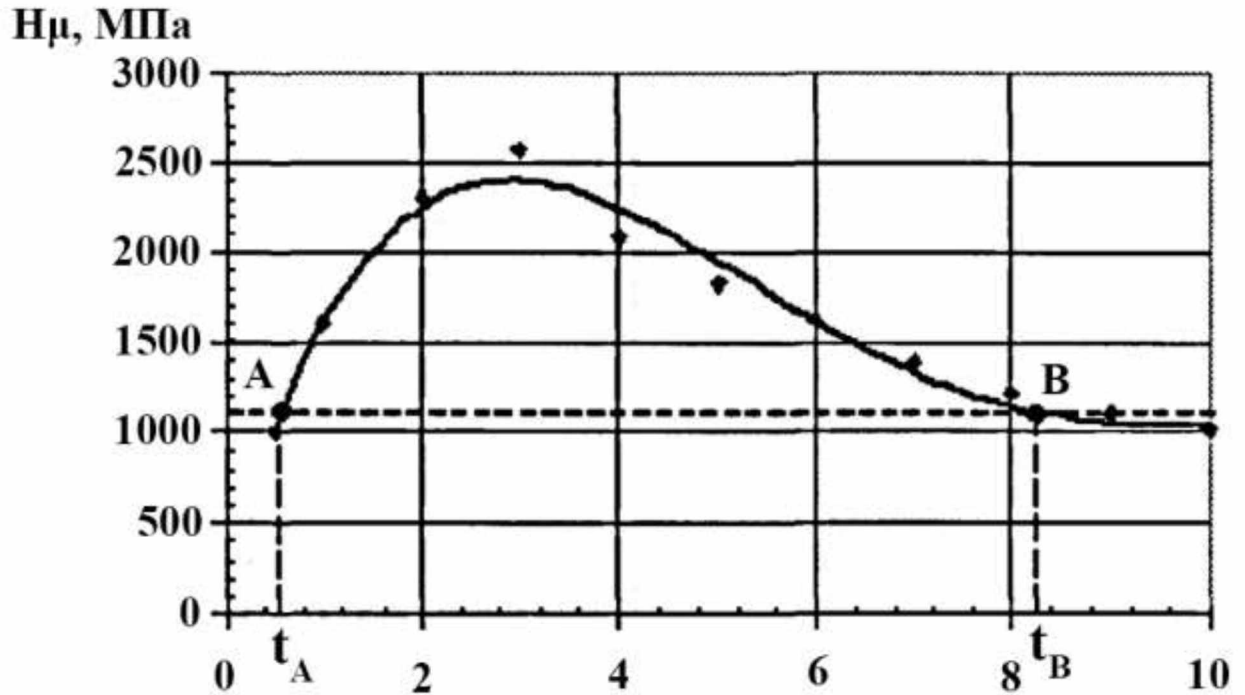


Рисунок 3.3 – Вплив часу зміцнення  $t$  на мікротвердість поверхневого шару.

Металографічні дослідження зони з'єднання зразків показали відсутність в зоні з'єднання покриття з основним металом дефектів типу пор і тріщин. У всіх завданих покриттів має місце явно чітка межа розділу між покриттям і основним металом.

На рис. 3.4 представлена мікроструктура досліджуваних зразків.

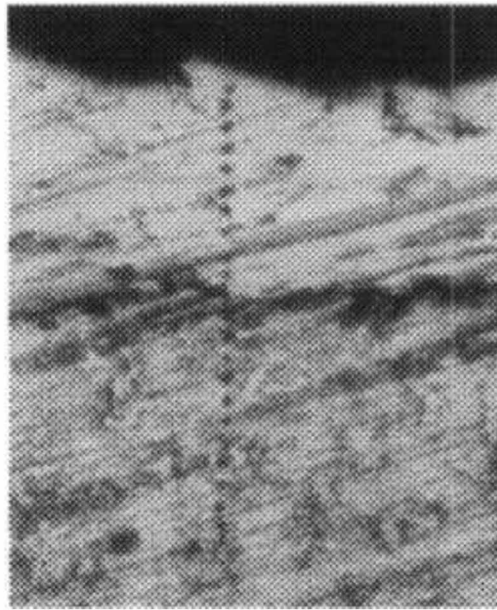


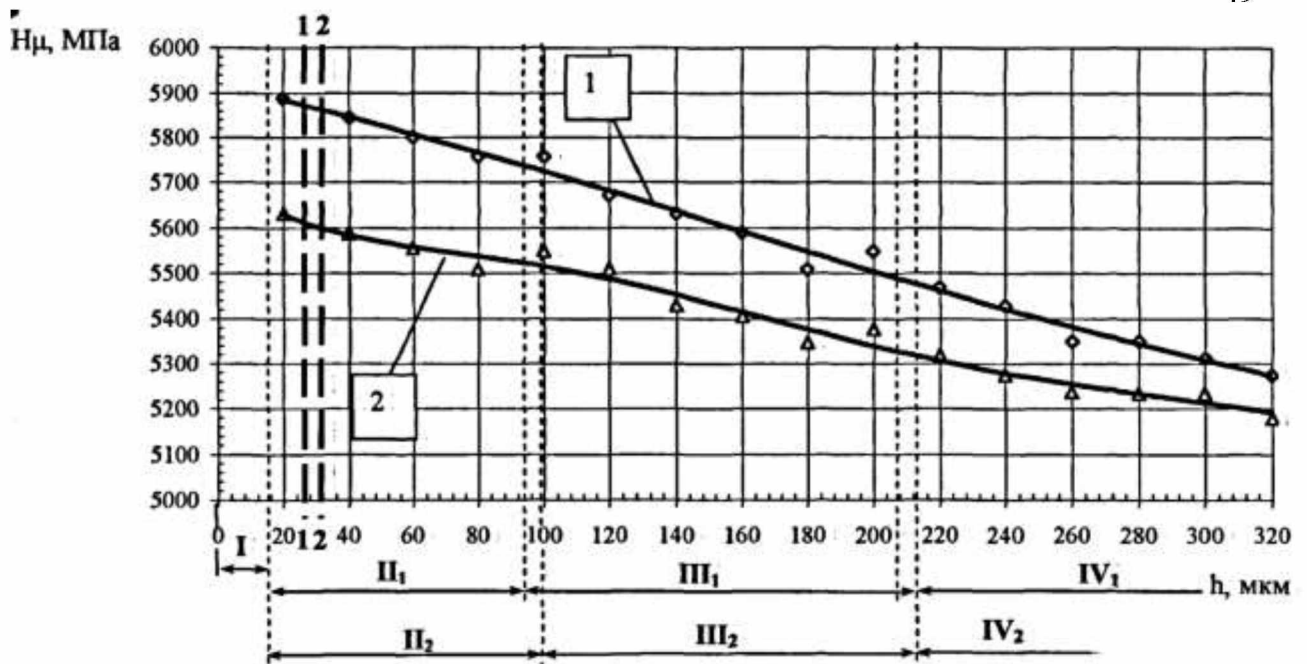
Рисунок 3.4 – Мікроструктура зразків, отриманих ЕІО (збільшення x300)

Проведені дослідження показали, що нанесений шар складається з оксидів і фрагментів застиглому металу (перший шар), за структурою нагадує газотермічні покриття, потім нетравленого білого шару (другий шар) і термодифузійної зони – підшару (третій шар).

Товщина першого шару покриття нанесеного на цапфи шестерень становить від 3 до 15 мкм; другого шару – для сталі 85 від 100 до 120 мкм. Товщина третього шару для сталі 85 знаходиться в межах 110 ... 130 мкм.

Структура білого шару для поєднання металів, що сполучаються є легований аустеніт або безголчастий мартенсит, що мають високу мікротвердість, або поєднання легованого аустеніту з безструктурним мартенситом [30]. Основний метал (сталь 18ХГТ), як в початковому стані, так і після ЕІО, незалежно від матеріалу, що наноситься, має перлітно-феритну структуру з пластинчастим цементитом.

На рис. 3.5 представлено розподіл мікротвердості по товщині нанесених шарів на сталь 18ХГТ на всіх розглянутих режимах.



I - оксиди і фрагменти застиглого металу; II<sub>1</sub>, III<sub>1</sub> – білий шар для сталі 85 при максимальній мікротвердості і максимальній товщині відповідно; III<sub>1</sub> – термодифузійна зона для сталі 85 при максимальній мікротвердості і максимальній товщині відповідно; IV<sub>1</sub> – зона основного металу для сталі 85 при максимальній мікротвердості і максимальній товщині відповідно; 1-1 - робоча зона для сталі 85 при максимальній мікротвердості; 2-2 - робоча зона для сталі 85 при максимальній товщині відповідно; 1,2 - номер зразка.

Рисунок 3.5 Розподіл мікротвердості по товщині нанесених шарів на сталь 18ХГТ

В результаті металографічних досліджень встановлено, що середнє значення мікротвердості покриттів в робочій зоні колодязів корпусу при наплавленні їх сплавом Ал 11 – становить 2236,898 МПа (вихідна мікротвердість 1401 МПа). Мікротвердість покриття, утворена на поверхнях цапф шестерень сталлю 85 складає 5586 МПа при початковій твердості цапф 4497 МПа. При зміцненні електродом з бабіту Б16 підшипників на поверхні формується шар, глибиною близько 20 мкм із середньою мікротвердістю 2500 МПа (вихідна твердість підшипників 1044 МПа).

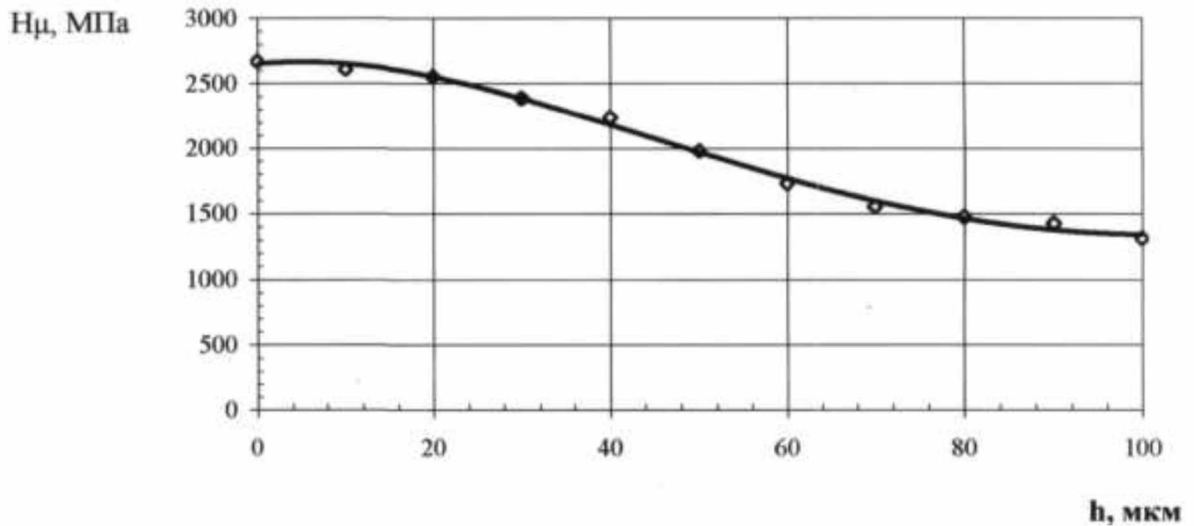


Рисунок 3.6 – Розподіл мікротвердості по глибині зміцненого зразка з алюмінієвого сплаву АОЗ-1 електродом з бабіту Б16

Триботехнічні випробування дозволили встановити, що раціональними при відновленні цапф є такі матеріали електродів і технологічні режими ЕІО: - матеріал електрода – сталь 85, технологічні режими – енергетичний режим установки Р-5 (робочий струм  $I = 3,8$  А, 170 енергія розряду  $W = 1,66$  Дж),  $S_{ел} = 1,31$  мм/хв.,  $n_{\partial} = 11,5$  хв.<sup>-1</sup>,  $d_{ел} = 3,5$  мм.

## Висновки

1. Основними причинами відмов шестеренних насосів типу НШ-У є: збільшення понад допустиме (креслярського) значення радіального зазору в з'єднанні «цапфа шестерні - підшипник», зарахунок зносу цапф і отворів підшипника; збільшення понад допустимого значення радіального зазору в з'єднанні «корпус - шестерня», за рахунок зносу шестерні по зовнішньому діаметру і колодязів корпусу; збільшення понад допустиме значення торцевого зазору, за рахунок зносу торцевих поверхонь шестерень і компенсаторів.

2. З урахуванням припуску на механічну обробку діапазон товщини покриття для відновлення цапф шестерень становить 31-184 мкм, а для колодязів корпусу 61-330 мкм.

3. Раціональними є такі матеріали електродів і технологічні режими ЕІО: при відновленні колодязів корпусу - матеріал електрода - алюмінієвий сплав Ал 11, технологічні режими - Р-5, частота вібрації електрода  $f = 250$  Гц, тривалість імпульсу - 3, час обробки 1 см  $t_{об} = 8$  хв.; при відновленні цапф шестерень - матеріал електрода - сталь 85, технологічні режими - енергетичний режим установки Р-5.

## РОЗДІЛ 4

### РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ РОЗРОБОК

#### 4.1. Екологічна експертиза розробок

Екологічна паспортизація ремонтно-обслуговуючих підприємств є одним з ефективних перспективних засобів охорони навколишнього природного середовища. Екологічний паспорт підприємства належить до його основної проектно-технічної документації. Поряд з технологічним регламентом він повинний бути на кожному підприємстві. У цьому документі наведені дані, що характеризують взаємовідносини підприємства з довкіллям.

У першій частині паспорта наводяться загальні відомості про виробництво: назва підприємства та продукції, що виробляється, район розташування, його потужність, займана площа, кількість працюючих та основні витратні величини споживаної сировини, води, енергії, палива, пари, повітря тощо, а також відомості про споживану сировину, джерела водо- і тепlopостачання, короткий опис технологічних схем виробництва основної продукції, технології очищення газо- димових викидів в атмосферне повітря та стічних вод, оборотність, зберігання, транспортування та вилучення твердих відходів (назва, кількість, хімічний склад та деякі основні властивості, технологія відновлення або виготовлення), утримання приміщень і споруд, плани дій в аварійних умовах, небезпечні матеріали, відомості про кращі альтернативні технології, що застосовуються на інших підприємствах країни чи світової практики і завдають меншої шкоди довкіллю.

Характеризується також санітарно-захисна зона підприємства (площа зони, прилеглі об'єкти, її оформлення).

У другій частині паспорта відображені заплановані природоохоронні

заходи із зазначенням конкретних термінів, виконавців, обсягів і витрат, питомих і загальних газо-димових викидів в атмосферне повітря і скидів стічних вод та відходів виробництва до і після впровадження кожного заходу.

Екологічні паспорти дають змогу зробити аналіз екологічного середовища в регіоні, порівняти техніко- і еколого-економічні дані з даними інших підприємств, що характеризуються природоохоронними заходами.

Одночасно можна оцінити й ефективність застосованої технології, повноту використання матеріалів й палива, ефективність технології очищення стічних вод і газо-димових викидів.

Можна також зробити еколого-економічну оцінку збитків взагалі і завданих природі зокрема, ефективність використання палива та енергії.

Оскільки об'єкти підприємства є джерелами забруднення атмосфери і навколишнього середовища, то проводять аналіз забезпеченості технічними засобами контролю за станом навколишнього середовища, викидами забруднюючих речовин в атмосферу і дають оцінку виконання екологічних заходів, приводять дані про використання і охорону земельних і водних ресурсів, описують методи контролю за шкідливими викидами, заходи щодо їх зменшення.

Екологічні порушення (злочини) караються відповідно до вимог Кримінального кодексу України. Вимоги закону передбачають встановлення чіткого причинного зв'язку між зробленим порушенням і погіршенням навколишнього середовища.

До екологічних злочинів відносять: забруднення навколишнього природного середовища (води, повітря, ґрунту); порушення правил обороту небезпечних матеріалів і відходів.

Забруднення, виснаження поверхневих чи підземних вод, джерел питної води або зміна її природних властивостей можуть завдати шкоди сільському господарству. Оцінка завданого збитку здійснюється з урахуванням реальної вартості затрат на відновлювальні роботи та ліквідацію наслідків.

Порушення правил викиду забруднювальних речовин в атмосферу, експлуатації очисних споруд чи інших об'єктів спричиняють забруднення або зміну природних властивостей повітря, що може завдати істотної шкоди здоров'ю людини.

Шкідливий плив на ґрунти чинить забруднення їх відходами господарської діяльності, що може бути небезпечним для здоров'я людей, забруднювати сільськогосподарську продукцію і водойми.

Порушення правил охорони навколишнього середовища полягає у використанні непередбачених правилами методик, відмови від виконання відповідних робіт або в бездіяльності при необхідних обов'язках. Це може бути, зокрема, ігнорування інформації, відмова від проведення екологічної експертизи та будівництва очисних споруд, порушення правил будівництва, експлуатації і ліквідації побудованих споруд тощо.

#### **4.2. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях**

Охорона праці в нашій країні охоплює заходи по подальшому полегшенні умов праці на основі механізації важких і шкідливих виробничих процесів, широкому впровадженню сучасних засобів охорони праці, усуненню причин, що породжують травматизм і професійні захворювання робітників. Вона тісно пов'язана з умовами праці.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях в умовах сільського виробництва – важливе завдання, вирішення якого забезпечить нормальні умови праці працівниками сільського господарства. Це заходи по подальшому поліпшенню і оздоровленню умов праці, широкому впровадженню сучасних засобів безпеки, усуненню причин, що породжують травматизм, створенню на виробництві необхідних гігієнічних і санітарно-побутових умов.

Кожна людина і, безперечно, людина з вищою освітою повинна усвідомлювати важливість питань уникнення ризиків у житті та праці.

Україна в освітньому плані приєдналася до Європейської програми навчання з ризиків FORM-OSE [32]. Безпека життя та праці сьогодні формується як меганаука, без якої людство приречене на значні втрати.

Умови праці – це складне об'єктивне суспільне явище, що формується в процесі трудової діяльності під впливом взаємопов'язаних факторів соціально-економічного характеру, які впливають на здоров'я, працездатність людини, на її відношення до праці та ступінь задоволення від неї, на ефективність праці та інші економічні результати виробництва. Вони характеризуються оціночними показниками мікроклімату, наявністю в робочій зоні шкідливих та небезпечних виробничих факторів, психофізичним та естетичними елементами діяльності працівників господарства.

Охорона життя та здоров'я громадян у процесі їх трудової діяльності, створення безпечних та нешкідливих умов праці є одним з найважливіших державних завдань. Успішне вирішення цього завдання значною мірою залежить від належної підготовки фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці.

З часу виникнення людської цивілізації кожна людина дбала про власну безпеку та безпеку своїх близьких так само, як і людству доводилось дбати про безпеку свого існування. Людська цивілізація досягає все більшої могутності, а проблема безпеки її існування стає все більш гострою. Актуальність проблеми охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях в світі значно зросла на початку третього тисячоліття. Сьогодні ця проблема стала пріоритетною для світової цивілізації.

### **Висновки щодо підвищення стану охорони праці**

У розділі охорони праці магістерської роботи представлений аналіз загальних питань охорони праці, розглянуто основні шкідливі фактори, що виникають в під час технологічного процесу та їх вплив на організм людини, запропоновано заходи для забезпечення нормальних умов праці:

- 1) для забезпечення безпеки обладнання запропоновані захисні і огорожувальні пристрої;
- 2) для виключення ураження електричним струмом необхідно застосування заземлюючих пристроїв;
- 3) для захисту від небезпечних хімічних речовин – використання спеціального захисного одягу;
- 4) для зменшення запиленості – використання вентиляції, для зменшення шуму і вібрацій – звукоізолюючі засоби;

### 4.3. Техніко-економічне обґрунтування розробки

Економічний ефект визначається із зіставлення наведених витрат на відновлення по базовій і запропонованій технологій:

$$E = \left( C_{\text{баз}} - C_{\text{відновл}} \cdot \frac{P_2}{P_1} \right) \cdot N, \quad (4.1)$$

де  $C_{\text{баз}}$  – собівартість відновлення гідронасоса по базовому способу (застосовується технологія алітування колодязів), вартість становить 990 грн.;

$C_{\text{відновл}}$  – собівартість відновлення гідронасоса по розробленій технології, грн.;

$P_1, P_2$  – середні міжремонтні ресурси відновлених гідронасосів по запропонованій технології ( $P_1 = 5600$  год.) і базовим методом ( $P_2 = 3500$  год.);

$N$  – програма відновлення, шт.

Собівартість відновлення по новому способу розраховується за формулою, грн.:

$$C_{\text{відновл}} = C_{\text{осн}} + C_{\text{дод}} + C_{\text{сс}} + C_{\text{м}} + C_{\text{тзм}} + C_{\text{ц}} + C_{\text{обл}} + C_{\text{вп}} + C_{\text{зв}} + C_{\text{пвк}}, \quad (4.2)$$

де  $C_{осн}$  – основна зарплата виробничих робітників, грн.;

$C_{дод}$  – додаткова зарплата, грн.;

$C_{сс}$  – нарахування по соцстраху, грн.;

$C_m$  – вартість матеріалів, грн.;

$C_{тзм}$  – транспортно-заготівельні витрати на матеріал, грн.;

$C_{ц}$  – цехові витрати, грн.;

$C_{обл}$  – витрати на утримання обладнання, грн.;

$C_{вп}$  – позавиробничі витрати, грн.;

$C_{зв}$  – загальнозаводські витрати, грн.;

$C_{пвк}$  – питомі витрати на капітальні вкладення, грн.

Однією з перспективних технологій відновлення шестерних насосів типу НШ-У, що забезпечує середній ресурс агрегатів на рівні нових, є відновлення зношених поверхонь методом ЕІО. Проведемо розрахунок собівартості відновлення за цим варіантом технології.

Собівартість відновлення одного гідронасоса методом ЕІО буде дорівнює  $C = 627,4$  грн.

Звідси економічний ефект на програму ремонту 300 штук на рік склав:

$$E = \left( 990 - 687,04 \cdot \frac{3500}{5600} \right) \cdot 300 = 168180 \text{ грн / год.}$$

Термін окупності капітальних вкладень нової технології ремонту шестеренних насосів склав:

$$T_{ок} = \frac{K}{E} = 1,7 \text{ років.}$$

Таким чином, електроіскрова обробка є вельми перспективним завданням.

## **Висновки**

Проведена екологічна експертиза свідчить, що запропонований спосіб відновлення шестеренних насосів є безпечним для навколишнього середовища.

Виконано аналізу умов виникнення і розвитку травм і аварій, для їх усунення запропоновані наступні заходи: встановлення захисних щитків, блокуючих приладів, заземлення при роботі з металообробними верстатами, використання спецодягу для приготування технологічних розчинів, проведення регулярних інструктажів з техніки безпеки.

Термін окупності капітальних вкладень нової технології ремонту шестеренних насосів склав 1,7 років.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що основною причиною втрати працездатності шестеренних насосів є зниження їх робочого тиску і продуктивності за рахунок збільшення зазорів в з'єднаннях прецизійних пар.

2. Аналіз отриманих математичних моделей зв'язку між товщиною і мікротвердістю електроіскрового покриття з технологічними параметрами ЕІО показали, що за ступенем впливу на товщину і мікротвердість покриття фактори розташовані в такий спосіб: діаметр електрода, енергія одиничного іскрового розряду, подача електрода, частота обертання деталі

3. Встановлено, що середнє значення мікротвердості покриттів в робочій зоні колодязів корпусу при наплавленні їх сплавом Ал 11 – становить 2236,898 МПа (вихідна мікротвердість 1401 МПа). Мікротвердість покриття, утворена на поверхнях цапф шестерень сталю 85 складає 5586 МПа при початковій твердості цапф 4497 МПа.

4. Встановлено, що оптимальними є такі матеріали електродів і технологічні режими ЕІО: – при відновленні цапф – матеріал електрода – сталь 85; – при відновленні колодязів корпусу – матеріал електрода – алюмінієвий сплав Ал 11; - при зміцненні отворів підшипника - матеріал електрода - бабіт Б16.

5. Економічний ефект від запропонованих розробок може скласти 168180 грн.