

НУБІП України

НУБІП України

НУ

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 - МР.189 "С" 2021.02.01.116 ПЗ

НУ

МОЖЧІЛЬ ОЛЕКСІЙ ВАСИЛЬОВИЧ

2021 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.372-027.45

НОГОДЖЕНО
Декан механіко-технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
технічного сервісу та інженерного
(назва кафедри)
менеджменту ім. М.П.Момотенка

Братішко В.В. Роговський І.І.

(підпис) (ПІБ) (підпис) (ПІБ)

« » 2021 р. « » 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Дослідження довговічності відновлених деталей елементів
роздільно агрегатної гідравлічної системи трактора

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, ст.наук.с.
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. каф.
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Дев'ятко Олена Сергіївна
(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Можчиць Олексій Васильович
(ПІБ)

НУБІП України
КИЇВ – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка

д.т.н., проф.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

Роговський І.Д.

(ПІП)

« »

2021 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Можчілью Олександром Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи Дослідження довговічності відновлених деталей елементів
роздільно агрегатної гідравлічної системи трактора

затверджена наказом ректора НУБіП України від «01» лютого 2021 р. № 189 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література; результати науково-
дослідних робіт по літературних джерелах по вивченню питання довговічності деталей елементів роздільно
агрегатної гідравлічної системи трактора

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан питання та задачі досліджень

2. Теоретичні дослідження по обґрунтуванню параметрів технічного стану гідравлічних
агрегатів

3. Методика експериментальних досліджень

4. Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

5. Техніко-економічна оцінка результатів досліджень

6. Охорона праці

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 15 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2020 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

(підпис)

Дев'ятко О.С.

(прізвище та ініціали)

Можчіль О.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до випускної кваліфікаційної роботи магістра: 82 с.,
21 рис., 13 табл., 53 джерел.

Об'єкт досліджень – зношені і відновлені деталі ресурсних спряжень

Г

Предмет досліджень – процеси, які обумовлюють зміну структурних параметрів технічного стану деталей гідророзподільників та гідронасосів гідравлічної системи трактора та методи відновлення їх роботоздатності.

Метою роботи є - підвищення післяремонтної довговічності

гідророзподільників та гідронасосів гідравлічної системи трактора, відновленням ресурсолімітуючих деталей.

Методика досліджень – метод аналізу, статистичний метод.

е

Для виконання поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Аналітично дослідити оцінку ремонтної технологічності деталей гідророзподільника Р-80.

2. Провести теоретичні дослідження по виявленню взаємозв'язку між структурними параметрами технічного стану деталей качаючого вузла насоса, об'ємними втратами і коефіцієнтом подачі.

3. Дослідити причини відмов гідронасосів та гідророзподільників, і встановити основні дефекти і зношення робочих поверхонь деталей.

4. Обґрунтувати необхідну товщину шару металопокриття для відновлення ресурсолімітуючих деталей електроіскровою обробкою та вибрати раціональні технологічні режими їх відновлення.

5. Провести лабораторні дослідження з довговічності гідравлічних агрегатів, деталі яких відновлені запропонованими технологічними режимами електроіскрової наплавки.

6. Провести техніко-економічну оцінку результатів проведених досліджень.

Проведений аналіз літературних джерел показав, що основними

М

я

причинами порушення роботоздатності шестеренного насоса є: а) збільшення радіального зазору в з'єднанні «корпус - шестерня» внаслідок гідроабразивного зношення корпусу і шестерні; б) збільшення торцевого зазору внаслідок зношування торцевих поверхонь шестерень і втулок.

У гідравлічного розподільника роботоздатний стан обумовлюється збільшенням зазору в спряженні «золотник-корпус».

Методи відновлення даних з'єднань, що існують в наш час, пропонують в основному нанесення металопокриття на зношені поверхні з наступною їхньою точною і якісною механічною обробкою. До недоліків цих методів відносяться високі трудомісткість, собівартість, енергоємність виробництва. До того ж на більшості ремонтних підприємств відсутнє необхідне встаткування для виконання цих операцій.

Аналітичні дослідження ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників Р-80 з врахуванням показників ймовірності придатності деталі, обумовлюються трудомісткістю операцій, які реалізуються в технологічному процесі її відновлення.

Обґрунтування необхідної товщини шару металопокриття для відновлення ресурсолімітуючих деталей електроіскровою обробкою та оптимальних технологічних режимів їх відновлення можуть бути реалізовані в технологічних процесах відновлення деталей на спеціалізованих підприємствах.

Впровадження розроблених заходів з відновлення деталей насоса модифікації НШ-У дозволить отримати річний економічний ефект у розмірі 145357,0 грн. при терміні окупності додаткових вкладень за 0,6 року.

Результати досліджень можуть бути реалізовані в спеціалізованих підрозділах, які займаються ремонтом агрегатів гідравлічної системи трактора.

ЗМІСТ

| | |
|--|--------------|
| РЕФЕРАТ | Ст. 3 |
| ВСТУП | 7 |
| РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ | 9 |
| 1.1. Експлуатаційна надійність гідросистем тракторів у процесі експлуатації..... | 9 |
| 1.2. Аналіз впливу зношування деталей на працездатність шестеренних насосів..... | 13 |
| 1.3. Аналіз існуючих способів ремонту основних деталей насосів типу НЩ-У..... | 16 |
| 1.4. Аналіз впливу зношування деталей на працездатність гідророзподільників..... | 21 |
| 1.5. Способи відновлення основних деталей гідравлічних розподільників..... | 22 |
| РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБґРУНТУВАННЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ | 27 |
| 2.1. Оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника Р-80..... | 27 |
| 2.2. Вплив зношування спряження «шестерня - колодязь корпусу» на витoki робочої рідини..... | 36 |
| РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ | 41 |
| 3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень..... | 41 |
| 3.2. Методика стендового контролю роботоздатності гідравлічних агрегатів..... | 41 |
| 3.3. Методика визначення характеру і величини зношення основних деталей гідроагрегатів..... | 42 |
| 3.3.1 Методика визначення величини зношення основних деталей насоса..... | 42 |
| 3.3.2 Методика визначення величини зношення основних деталей гідророзподільника..... | 44 |
| 3.4. Методика вибору раціональних режимів електроіскрового наплавлення..... | 46 |
| РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ | 49 |

| | |
|--|-----------|
| 4.1. Результати вхідного стендового контролю роботоздатності гідроагрегатів..... | 49 |
| 4.1.1 Результати контролю первинної дефектації і технічного стану гідронасосів..... | 49 |
| 4.1.2 Результати контролю первинної дефектації і технічного стану гідророзподільників..... | 52 |
| 4.2. Обґрунтування необхідної товщини шару металопокриття електроіскровою обробкою..... | 56 |
| 4.2.1 Визначення товщини шару металопокриття електроіскровою обробкою зношених поверхонь колодязів корпусу..... | 56 |
| 4.2.2 Визначення товщини шару металопокриття електроіскровою обробкою зношених поверхонь зодотника гідророзподільника..... | 58 |
| 4.3. Результати вибору раціональних режимів електроіскрової обробки..... | 60 |
| 4.4. Результати лабораторних досліджень гідроагрегатів..... | 61 |
| 4.4.1 Результати лабораторних досліджень гідророзподільників..... | 61 |
| 4.4.2 Результати лабораторних досліджень гідронасосів..... | 63 |
| РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ..... | 65 |
| РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ..... | 71 |
| 6.1. Безпека праці при відновленні деталей елементів роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактору..... | 71 |
| 6.2. Визначення категорії пожежонебезпеки виробничого приміщення..... | 73 |
| ВИСНОВКИ..... | 75 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 78 |

ВСТУП

Ефективна робота агропромислового комплексу в значній мірі

обумовлюється технічною готовністю тракторного парку. Як правило всі трактори оснащені гідравлічною системою робочої навіски, яка приводиться в дію за рахунок нагнітання робочої рідини гідравлічними насосами різних модифікацій.

Впровадження гідроприводу значно підвищило технічний рівень тракторів з точки зору економії матеріальних ресурсів і робочої сили.

Водночас в умовах експлуатації спостерігається тенденція, які показують на низьку надійність як нових, так і відремонтованих гідравлічних агрегатів.

Є очевидним, що втрата роботоздатності насоса або гідроагрегату, який не відпрацював свій ресурс залежить від умов експлуатації гідравлічних агрегатів: своєчасним проведенням планових ремонтно-обслуговуючих робіт, використанням робочих рідин, які відповідають технічним вимогам та ін.

В свою чергу експлуатаційна надійність відремонтованих гідроагрегатів залежить в значній мірі від якості проведення ремонтних та відновлювальних робіт [1].

Відомо, що ресурс шестеренних насосів значно менше міжремонтного ресурсу інших агрегатів гідросистеми через низьку зносостійкість робочих поверхонь деталей, що утворюють прецизійні пари тертя [1,2,3].

Середній ресурс відремонтованих шестеренних насосів становить не більше 50 % ресурсу нового насоса. Аналогічна картина спостерігається у гідравлічних розподільників їх надійність залишається недостатньо високою. Наприклад, ресурс гідророзподільників в експлуатаційних умовах у ряді випадків не досягає 2000 мото-год., проти нормативного -6000-8000 мото - год. [4].

Втрата роботоздатності гідравлічних агрегатів обумовлює значні матеріальні витрати пов'язані з простоюванням техніки, втратою врожаю, витратами на ремонт несправних гідроагрегатів.

У зв'язку із цим, пошук нового технологічного розв'язку для відновлення структурних параметрів зношених поверхонь деталей, які в першу чергу обмежують ресурс гідравлічних агрегатів являється актуальним і потребує подальшого розгляду.

На захист виносяться:

- закономірності зношування робочих поверхонь прецизійних пар тертя та утворення зазорів у них;

- результати стендових випробувань насосів та гідророзподільників, нових, що були в експлуатації та відремонтованих, з відновленням розмірів зношених

поверхонь колодязів корпусу насоса та золотника гідророзподільника способом електроіскрової наплавки.

Практична значимість роботи полягає в обґрунтуванні оптимальних режимів електроіскрового наплавлення деталей, з врахуванням статистичної

оцінки їх зношення, які можуть бути реалізовані в технологічних процесах відновлення деталей.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Експлуатаційна надійність гідросистем тракторів

Енергетична озброєність сучасного сільськогосподарства як ніколи висока і продовжує постійно наростати. Безперервно зростають поставки імпортованих тракторів та сільськогосподарських машин. Разом з кількісними відбуваються і суттєві якісні зміни сільськогосподарської техніки: впроваджуються більш потужніші і енергонасичені трактори, які працюють на підвищених швидкостях, широкозахватні і гідрофіковані агрегати, нові комбайни для збирання зернових та технічних культур, засоби автоматизації, контролю і т.д.

Сучасні трактори досить досконалі по конструкції і забезпечені необхідними експлуатаційними якостями. Важливою характеристикою якості тракторів і їх складових частин є надійність, що відображає службові властивості даних об'єктів, які закладаються в процесі проектування і виробництва машин, реалізуються при експлуатації й відновляються за допомогою ремонту [5, 6].

Однією з важливих умов підвищення експлуатаційних і техніко-економічних характеристик тракторів є застосування гідросистем. У наш час вони використовуються практично у всіх моделях тракторів, а також на багатьох інших сільськогосподарських машинах.

Разом з тим, не дивлячись на постійні процеси вдосконалення агрегатів гідросистем сучасних тракторів, їх надійність залишається недостатньо високою.

Наприклад, ресурс гідророзподільників в експлуатаційних умовах у ряді випадків не досягає 2000 мото-год., проти нормативного - 6000-8000 мото-год [4].

Згідно з дослідженнями в роботі [7] ресурс шестеренних гідронасосів становить 45.. .50% від установленого.

Аналіз причин виникнення характерних технічних відмов агрегатів показав, що більша частина відказів, близько 45%, пов'язана з відмовами гідравлічного приводу (рис.1.1) [8].

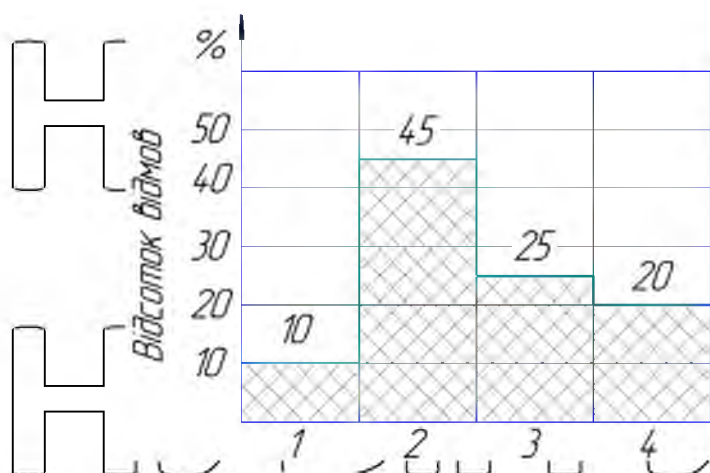


Рис. 1.1 Відсоток відмов, які припадають на агрегати машини [8]: 1 – машина (10%); 2 – гідропривід (45%); 3 – робочі органи (25%); 4 – агрегати (20%).

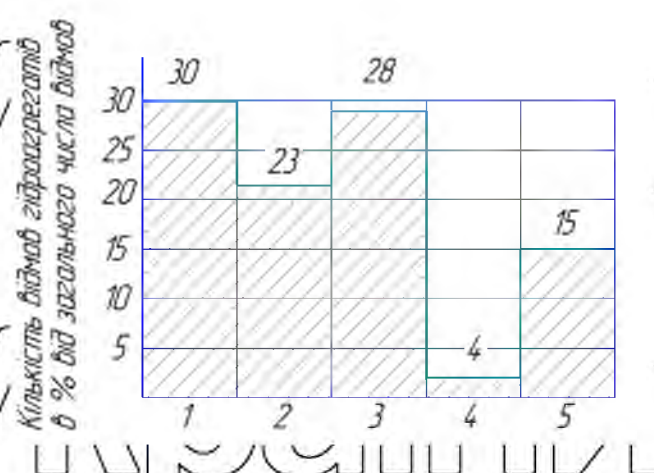


Рис. 1.2. Кількість відмов основних елементів гідросистеми [8]: 1 – гідронасос; 2. – гідророзподільник; 3 – гідроциліндр; 4 – фільтр робочої рідини; 5 – рухавка гідравлічні.

В свою чергу, дані відкази пов'язані з виробничими дефектами, які обумовлені встановленням на гідравлічний привід комплектуючих виробів низької якості, а також в зв'язку з значним статодинамічним навантаженням на робочі органи.

Це підтверджується і детальним аналізом розподілення відмов безпосередньо між складовими гідравлічного приводу, які представлено на рис. 1.2 за даними [8].

Аналіз гістограми, представленої на рис. 1.2, показує, що найбільша кількість відмов припадає на гідравлічні насоси - 30%, гідроциліндри – 28% та гідророзподільники – 23%. Такий розподіл відмов в першу чергу обумовлюється умовами роботи гідравлічних агрегатів. Є очевидним, що гідравлічний насос сприймає механічні навантаження через його привід від двигуна, температурні - від робочої рідини та навколишнього середовища, а також від технічного стану робочої рідини, який змінюється від наявності абразивних частинок та води в рідині.

Відмови гідророзподільника в основному обумовлюються технічним станом робочої рідини, яку перепускає гідророзподільник.

Відносно високий відсоток відмов гідроциліндра в першу чергу обумовлюється умовами роботи гідроциліндра (великі навантаження при видвинутому штоці гідроциліндра, робота на забруднених рідинах та ін.).

Найбільш повна класифікація причин відмов наведена в роботах [9, 10] (рис

1.3). У них досить докладно викладені причини конструкційного, експлуатаційного, ремонтного і виробничого характеру.

Конструкційні відмови (20 % від загальної кількості) обумовлені помилками, допущеними при проектуванні, порушеннями вимог ДСТУ, зниженням запасів міцності, помилками в розробці принципів схем і конструкцій пристроїв

Виробничі (35 %) відмови викликаються порушенням технології виготовлення, не дотриманням вимог конструкторської документації при виготовленні, застосуванням некондиційних матеріалів і комплектуючих елементів, недостатнім контролем якості в процесі виробництва.

Експлуатаційні відмови складають (45 %) і обумовлюються в першу чергу не дотриманням умов експлуатації згідно технічних вимог, порушенням умов проведення заходів з підтримання технічного стану гідравлічних агрегатів (не своєчасне проведення регламентних технічних обслуговувань, не повне виконання

операцій номерного технічного обслуговування, відсутність ефективних засобів діагностування, не достатня професійна підготовка діагноста та ін.), низька якість робіт з відновлення робоздатного стану гідравлічних агрегатів (не достатня кількість основного обладнання для проведення ремонту, реалізовані способи

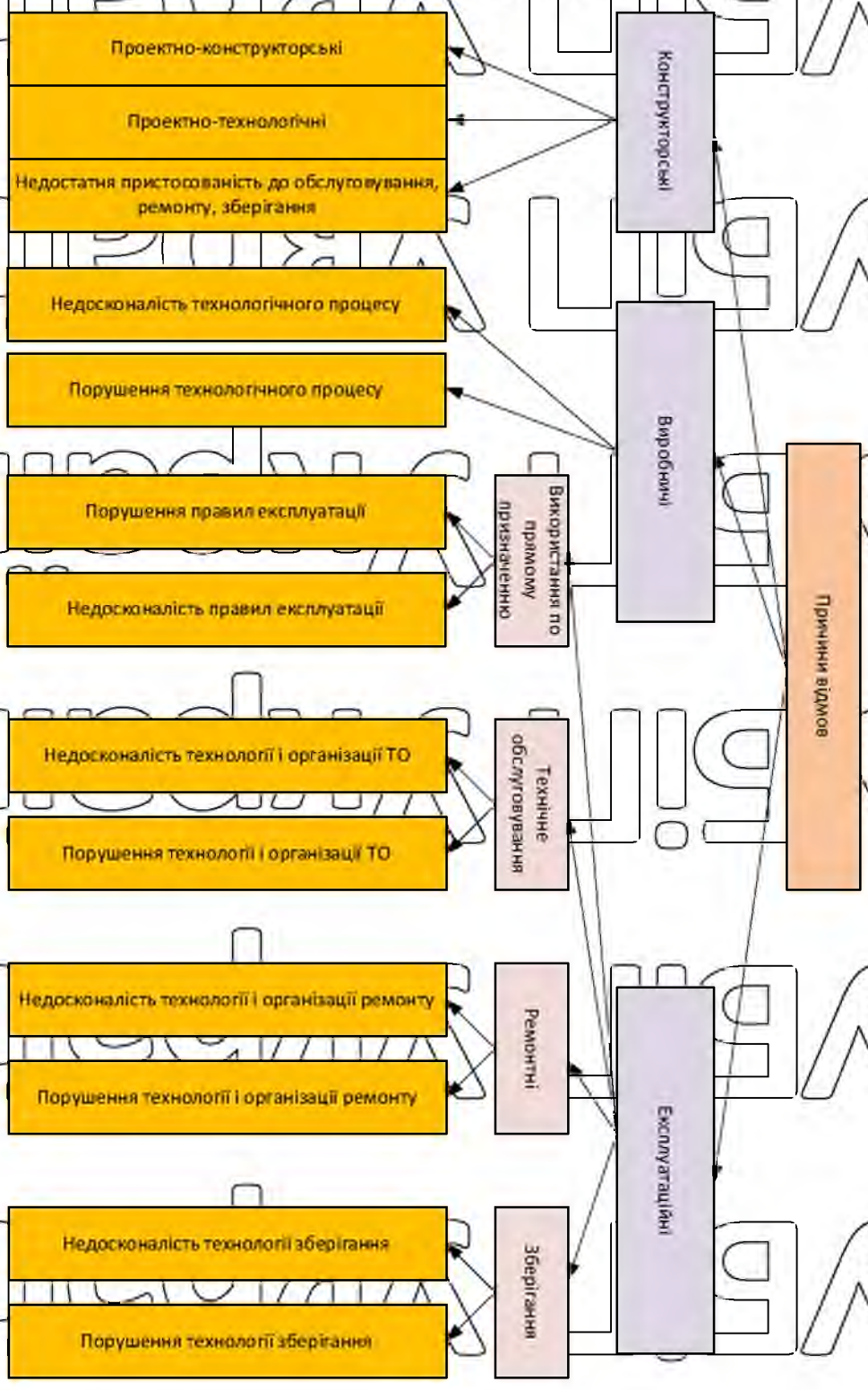
відновлення зношених поверхонь не забезпечують 80 % ресурс відновлених деталей і агрегату в цілому, відсутність передових способів відновлення ресурсолімітуючих деталей, та ін.)

НУБІП України

НУБІП України

Таким чином проведення аналізу надійності апаратів управління систем
 фактора в умовах невизначеності показав, що в першу чергу основна кількість
 відмов припадає на такі аспекти, як ліцензії, диспозиційні
 ліцензії. При цьому до основних причин, які обумовили втрачу

Рис. 1.3. Класифікація причини відмов



роботоздатного стану гідроагрегатів слід віднести експлуатаційні, які включають в себе заходи з підтримання та відновлення роботоздатного стану гідроагрегатів.

1.2. Аналіз впливу зношування деталей на працездатність

шестеренних насосів

Гідравлічних системах сучасних тракторів і інших сільськогосподарських машин основним перетворювачем енергії, необхідної для нагнітання робочої рідини в гідравлічні системи привода керування навісними, напівнавісними й причіпними знаряддями сільськогосподарських і промислових тракторів, є насос. За ГОСТ 17398-72 насос гідро системи відноситься до шестеренних насосів, які знайшли широке поширення в народному господарстві [11,12].

На вітчизняних тракторах використовуються насоси типу НШ-Т, НШ-Е, НШ-В, НШ-У та НШ-К. Вони відрізняються між собою конструкцією каналючого вузла до якого можуть входити механізми компенсації зазорів в спряженнях в процесі роботи насоса.

Шестеренні насоси залишаються найменш довговічною складовою одиницею гідравлічних систем тракторів, про що відмічається в ряді робіт [2,3,6].

Найбільш повна класифікація причин відмов шестеренних насосів конструкційного, експлуатаційного, ремонтного і виробничого характеру наведена в роботі [13]. Конструкційні відмови обумовлені помилками, допущеними при проектуванні, порушеннями вимог стандартів, заниженням запасів міцності, помилками в розробці принципових схем і конструкцій пристроїв.

Експлуатація гідронасосів здійснюється в складних виробничих умовах, що приводить до виникнення відмов і несправностей у їхній роботі.

У результаті зношування деталі насосів змінюють свої первісні розміри й геометричну форму, порушується їхнє взаємне розташування в складальній

одиниці, що приводить до зміни режиму роботи вузла.

Відомо, що деталі гідромашин, залежно від явищ і процесів, які відбуваються в поверхневих шарах, зазнають механічного і корозійно-механічного зношування (рис. 1.4) [6, 14,15].

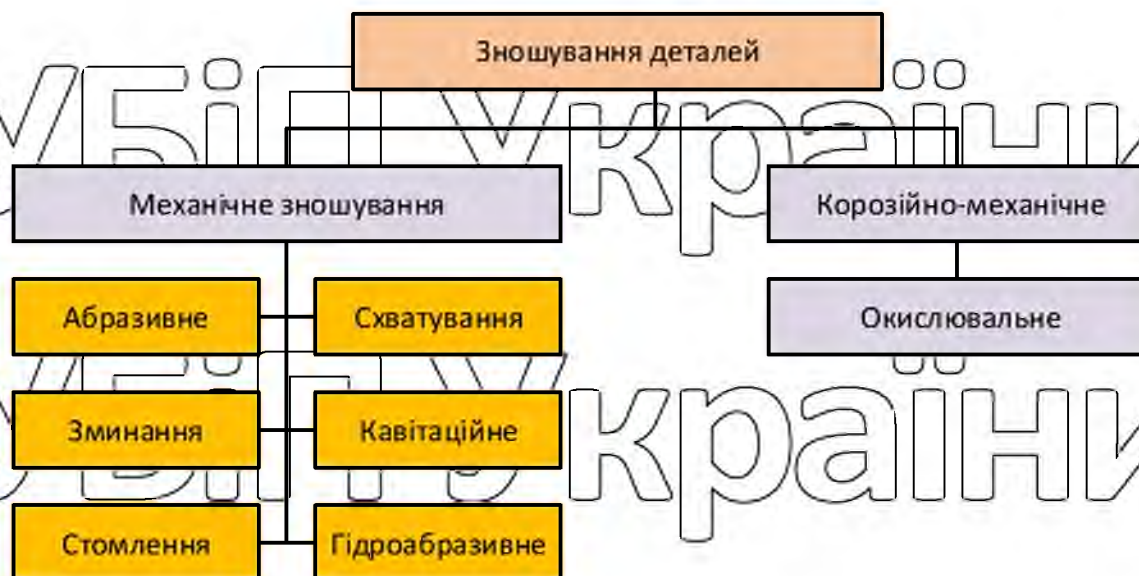


Рис. 1.4. Види зношування деталей гідромашин [14]

До основних видів механічного зношування поверхонь деталей насосів вносяться: абразивне, схоплювання (задири), зминання, кавітаційне, утомлене гідроабразивне [14,15].

Абразивного виду зношування зазнають корпус, підшипники й цапфи шестірень гідронасосів (рис. 1.5, 1.6, 1.7).



Рис.1.5. Гідроабразивне зношення колодязя корпусу насоса модифікації НШ-У



Рис.1.6. Гідроабразивне спрацювання торця втулки насоса НШУ



Рис.1.7. Гідроабразивне зношення цапф шестерні і горця.

Причинами абразивного зношування є сторонні домішки (забруднювачі), що втримуються в робочій рідині, продукти зношування поверхонь тертя деталей. Забруднювачі різняться своїми фізико-механічними властивостями. Основні параметри забруднювача: твердість, розмір і концентрація часток. Потрапляючи в зазори між поверхнями пар тертя, тверді частки викликають підвищене зношування [15].

Висока шорсткість поверхонь деталей після виготовлення або відновлення, а також неякісне складання приводять до появи ефекту схоплювання поверхонь тертя, викликаного високими температурою й тиском, що виникають у точках контакту деталей.

Зношення колодязя корпусу приводить до зростання радіального зазору (δ_p), який утворюється між вершиною зуба шестерні та поверхнею колодязя корпусу. Його зростання обумовлює перетікання робочої рідини із камери нагнітання до забірної камери, що обумовлює зменшення об'ємного ККД насоса.

Зношення торцевої поверхні втулки корпусу і торцевої поверхні зуба шестерні обумовлює зростання торцевого зазору (δ_m) і також приводить до об'ємних втрат робочої рідини і зменшення об'ємного ККД насоса.

Гідроабразивне зношення цапфи шестерні приводить до зростання зазору в спряженні «отвір втулки – цапфа шестерні», що приводить до зростання переміщення шестерні в втулці під дією тиску робочої рідини в нагнітаючій камері, при роботі насоса, в сторону забірної отвору, що приводить зменшення

зазору між зубом шестерні і колодязем корпусу і як правило зростанню зношення деталей спряження та збільшенню радіального зазору.

Таким чином, працездатність насоса залежить від стану сполученні деталей насоса. Зношування деталей насоса приводить до порушення вихідних посадок деталей з'єднаннях, геометричних параметрів насоса. Це спричиняє зростання внутрішніх витоків у насосі і погіршення його технічних характеристик. Зазначені негативні процеси збільшуються нерівномірно зношування деталей. При цьому витoki робочої рідини визначаються величиною зазорів в усіх без винятку сполученнях насоса.

Є очевидним, що для відновлення роботоздатного стану насоса, необхідно відновити робочі поверхні колодязя корпусу, торця втулки, а також робочі поверхні шестерні.

1.3. Аналіз існуючих способів ремонту основних

деталей насосів типу НЩ-У

У ремонтній практиці існують різноманітні способи відновлення і ремонту деталей насосів гідросистем, які знайшли реалізацію в роботах цілого ряду авторів [1,2, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23]. Розглянемо їх більш докладно.

Відновлення корпусів. Корпус гідронасосів типу НЩ-У виготовлений з алюмінієвого сплаву Ал-11 або Ал-9 литтям у кокіль. При виготовленні його піддають термообробці для досягнення твердості $HV\ 76\ \dots\ 107$ [23].

Відновлення корпусів обтисненням. Проводиться в такій послідовності.

Очищену деталь завантажують у піч і витримують у ній при температурі $470\ \dots\ 490\ ^\circ\text{C}$ протягом $30\ \dots\ 35$ хв. Нагрітий корпус закладають у пресформу і обжимають протягом $10\ \dots\ 15$ с. Обтиснення повинне бути завершено при температурі не нижче $430\ ^\circ\text{C}$. Після обтиснення корпус поміщають у піч і витримують протягом 30 хвилин при температурі $520\ \dots\ 535\ ^\circ\text{C}$, а потім гартують у воді температурою $60\ \dots\ 80\ ^\circ\text{C}$. Загартований корпус піддають відпустці при температурі $170\ \dots\ 180\ ^\circ\text{C}$ протягом $4\ \dots\ 6$ годин з наступним охолодженням на повітрі. Зачищають привалочні площини під кришку й муфти на плиті з

абразивною шкуркою [23].

При відновленні корпусів пластичним деформуванням з наступним розточенням одержують додаткові три ремонтні розміри по діаметру.

Відновлення корпусів гільзуванням. Ремонт корпусу насоса типу НШ –У гільзуванням здійснюється в такий спосіб. Внутрішню поверхню колодязів розточують під збільшений розмір. На знежирені поверхні гільз і корпуса наносять епоксидну клейову рідину і запресовують гільзу. Потім протягом двох годин корпус висушується в сушильній шафі при температурі 180...220° С [24].

Відновлення корпусів нанесенням рідини на основі епоксидної смоли. На ретельно знежирені поверхні колодязів шпателем наноситься шар епоксидної клейової рідини, яку при температурі 18...20°С витримують протягом 1...2 год., а потім ще 2 год. у сушильній шафі при температурі 120...220°С. Для відновлення застосовується наступний клейовий розчин: 100 ваг. ч. смоли ЕД-6, 20 ваг. ч. алюмінієвої пудри (або 160 ваг. ч. залізного порошку), 15 ваг. ч. дибутилфталата.

Перед застосуванням у композицію додатково вводять затвердувач [25,26]. Механічна обробка корпусу зводиться до обробки привалочної площини і розточення колодязів корпусу під ремонтний розмір [6].

Найбільш складний процес - відновлення радіального зазору між вершинами зубів і стінками корпусу насоса. Простим і досить ефективним способом, на думку авторів в роботах [6,27] є розточення корпусу насоса під коригувальні зуби шестерень ремонтних розмірів зі збільшеним діаметром.

Такий спосіб відновлення не знайшов широкого застосування, тому що ремонтні підприємства практично не мають зуборізальних верстатів, а заводи виготовлювачі шестірні з коригувальними зубами збільшеного діаметра не випускають.

В наш час через високу вартість енергоресурсів найбільш ефективним способом відновлення, з технологічно прийнятних, слід вважати такий, у якого енергетичні витрати є мінімальними. Аналіз літературних джерел показує, що найбільш перспективним у цей час способом відновлення є електроіскрова обробка (ЕЮ) [28, 29, 30]. Однак даний процес, широко застосовуваний для

легування поверхонь, відновлення деталей з малими зношуваннями, недостатньо вивчений у плані нанесення покриттів значної товщини.

Проведений аналіз способів відновлення зовнішньої поверхні колодязя корпусу насоса показує на те, що вони характеризуються значною трудомісткістю робіт і низькою післяремонтною довговічністю. В зв'язку з цим пошук нових способів відновлення корпусу насоса для відновлення радіального зазору в його качаючому вузлу являються актуальними і потребують детальних досліджень.

До одних із перспективних способів його відновлення, який дає можливість змінити його геометричні розміри (для відновлення розмірного ланцюгу качаючого вузла насоса) і одночасного покращити фізико-механічні властивості з метою підвищення довговічності слід віднести застосування пластичного деформування.

Відновлення шестірень. Шестірні насосів типу НШ виготовляють зі сталі 18ХГТ, піддають цементації на глибину 0,9...1,5 мм і загартуванню до твердості 58...62 HRC [6,19].

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

У ВНПО «Ремдеталь» розроблена технологія відновлення висоти зуба шестірень шляхом контактної приварки до його вершини порошкових твердих сплавів, а цапфи - приваркою сталеві стрічки зі сталі 65Г. Відновлені шестірні підлягають механічній обробці, після чого проводиться електрохімічне зняття заусенців. Товщина шару, що приварюється, необмежена, що дозволяє відновлювати шестірні з різним зношуванням [31].

Перспективним способом відновлення поверхні зуба є електроемальсійне запікання порошкових матеріалів на вершину зуба. Використовується порошок ПГ-31 зернистістю 60...650 мкм, процес проводиться в середовищі водяного розчину хлористого нікелю з концентрацією 250 г/л. Режими напикання: імпульс струму - 16...20 кА; тривалість імпульсу - 0,3...0,36 с; тривалість паузи - 0,1...0,2 с; тривалість напикання шестірні - 38...50 с. Після напикання деталь шліфують

[19,21].

Шестірні насосів зношуються як по висоті (зношення торцевих поверхонь), по вершинах зубів (зовнішній діаметр шестірні), так і по зовнішньому діаметру цапф. Рекомендують при зношеннях шестірень по ширині й появі на їхніх торцевих поверхнях подряпин і задирів проводити шліфування поверхонь або притирання шліфувальною шкуркою зернистістю 5-6 на перевіроючій плиті [13].

Зношені поверхні цапф шестірень в роботі [6,27] рекомендують відновлювати нарощуванням вібродуговим наплавленням пружинного дроту 1,6 – 1,8 мм із застосуванням охолодної рідини (15 – 20 % розчин технічного

гіперіну або 3 – 4% водяний розчин кальцинованої соди). Після наплавлення цапфи шліфують плоским шліфувальним колом прямого профілю на круглошліфувальному верстаті ЗБ151 [6,22].

Відновлення підшипників. Відновлення підшипників роблять різними способами. Найпоширеніші на практиці способи пластичної деформації (осадка, обтиснення, роздача) з наступною механічною обробкою. Обтиснення здійснюється під навантаженням 4,3...4,5 МПа протягом 2..3 с. Одночасно з обтисненням обробляють отвори, для чого, утримуючи підшипник у матриці, протаскують через неї протягання, що калібрує отвір. Потім у спеціальному оправленні на токарському верстаті проточують зовнішні й обробляють торцеві поверхні [6].

Останнім часом широке застосування для відновлення підшипників, як бронзових, так і з алюмінієвих сплавів, знайшов спосіб дифузійної металізації.

Технологічний процес відновлення підшипників здійснюється в такий спосіб. Спочатку підшипники знежирюють у розчині (тринатрійфосфат - 5...15 г/л, триполіфосфат натрію - 5...10 г/л, кальцинована сода 5...15 г/л, рідке скло - 2...5 г/л, синтанол ДТ-7 - 1...3 г/л, інногасник ЕДП - 40 – 0,01 г/л

) при температурі 60...70 °С, а потім промивають і дефектують. Далі підшипники піддають обробці в розчині сірчаної кислоти (130...170 г/л) протягом 3...5 хв) для зняття оксиду з поверхні деталі, промивають проточною

водою, сушать і завантажують у контейнер разом з дифузійною сумішшю. Дифузійна суміш складається із цинкового порошку ПЦ-2 і хлористого амонію. Процес здійснюється при температурі 600...700 °С протягом 3...4 год. Відновлені підшипники піддають механічній обробці [18].

Підшипники, виготовлені з алюмінієвих сплавів АОЗ-1, також відновлюють дифузійною металізацією порошковою сумішшю наступного складу: цинк – 40 %, алюміній – 23 %, мідь – 6-4 %, кремній – 3 %, магній – 3 %, фтористий кальцій – 1 %, оксид амонію – 26 %. Процес здійснюється в камерних вакуумних електропечах СШВЛ - 0,6.2/16-42 або СНВЕ - 1,3.1/16-43 при температурі 550 °С протягом 4 годин. Даний метод дозволяє відновлювати підшипники з величиною зношування до 1 мм [18].

Підшипники насосів зношуються по внутрішньому й зовнішньому діаметрах. В роботі [17], автори рекомендують відновлювати їх осадженням. При осадженні деталь стискають під пресом у пристосуванні, виготовленому по її розміру. Діаметр оправлення, що обмежує деформацію підшипника по внутрішньому діаметру, приймають на 0,2 мм менше розміру остаточно обробленого отвору (припуск на наступну механічну обробку).

Недоліком способу відновлення підшипників осіданням є те, що відновлена деталь хоча й має необхідні внутрішній і зовнішній діаметри, але довжина її зменшується. Внаслідок цього в процесі експлуатації на внутрішню робочу поверхню підшипника збільшується питоме навантаження від рівнодіючих сил, що діють на шестірні насоса. Це спричиняє більш інтенсивне зношування відновленого підшипника шестірень і корпусу, збільшення зазорів у з'єднаннях «щопфа шестірні - підшипник» «корпус - шестірня» і як наслідок, зниження подачі насоса нижче допустимої величини. Тому даний спосіб не знайшов широкого застосування в ремонтній практиці.

Проведений аналіз технічного стану насосів показав на значне зношення деталей качаючого вузла та корпусу насосу. При цьому існуючі способи їх відновлення характеризуються різноманітністю за фізикою процесу і мають як переваги так і недоліки.

В зв'язку з цим виникає необхідність розробленню ефективних способів відновлення ресурсолімітуючих деталей насосу, до яких слід віднести корпус насосу, як корпусної деталі, яка служить основою для гідравлічного агрегату.

1.4. Аналіз впливу зношування деталей на працездатність

гідророзподільників

Аналіз літературних джерел показав, що, на думку більшості авторів, технічний стан прецизійної пари «золотник-корпус» та спряження «перепускний клапан-гніздо» являється ресурсолімітуючою для гідравлічних розподільників.

Деталі даного спряження в своїй більшості виходять із ладу ів-за в результаті гідроабразивного зношування рис. 1.8, 1.9 [7, 10, 16, 28, 32].



Рис. 1.8. Гідроабразивне зношування пояса розподільника.



Рис. 1.9. Перепускний клапан з зношенням ущільнювальної поверхні.

Гідроабразивне зношування викликається сторонніми домішками, що втримуються в робочій рідині. У роботі [3] встановлено, що через сапуни у бак гідросистеми трактора надходить до 0,3 м повітря в годину, в 1 м³ який утримується від 0,06 до 160 грам пилу (залежно від умов роботи).

У роботі [33] автор, дослідивши забруднення гідравлічної рідини, відзначає, що зміст твердих часток може досягати 0,04 % стосовно маси вже через 300...1000 мото-год.

Найбільш глибокі дослідження фактичних зношень золотникової пари, залежно від ступеня забруднення робочої рідини, виконані в роботах [14, 34]. При вмісті механічних домішок у робочій рідині менш 0,04 %, середнє зношування отвору корпусу більше середнього зношування золотника. При вмісті домішок 0,04 % зношування золотника і корпусу однаковий. При вмісті механічних домішок у маслі близько 0,2 % зношування золотника перевищує зношування корпусу в 1,7 рази.

Зношування в результаті захоплювання (або заїдання) являє собою глибинне виривання матеріалу, перенос його з однієї поверхні тертя на іншу й вплив виниклих нерівностей на сполучену поверхню [34].

Дослідженнями в роботі [14] встановлено, що захоплювання металів або зношування при заїданні відбувається в результаті перекосу й тангенціальних вібрацій золотника, викликаних пульсуючим рухом рідини

Зношення деталей спряження «золотник-корпус» та спряження «перепускний клапан-гніздо» обумовлює перетікання робочої рідини із зони високого тиску до зони низького, що обумовлює втрату робоздатності гідророзподільника.

Аналіз фізико-хімічної природи відмов гідророзподільників показав, що найбільш істотний вплив на працездатність золотникової пари відповідно виявляють гідроабразивне зношування, захоплювання. Отже, для відновлення працездатності і підвищення зносостійкості золотникової пари, необхідно створити такий поверхневий шар на золотнику, з новими функційними властивостями, який здатний протистояти перерахованим видам зношування

1.5. Способи відновлення основних деталей гідравлічних розподільників

Сьогодні існує два основні напрямки відновлення працездатності прецизійних пар. Першим і найпоширенішим напрямком при відновленні даних пар є перекомплектування. Другий напрямок відновлення працездатності характеризується нанесенням на зношену поверхню деталі певного покриття, і поєднує всі способи відновлення, що забезпечують дану властивість.

На рис. 1.10. представлені основні способи відновлення працездатності

прецизійних пар.

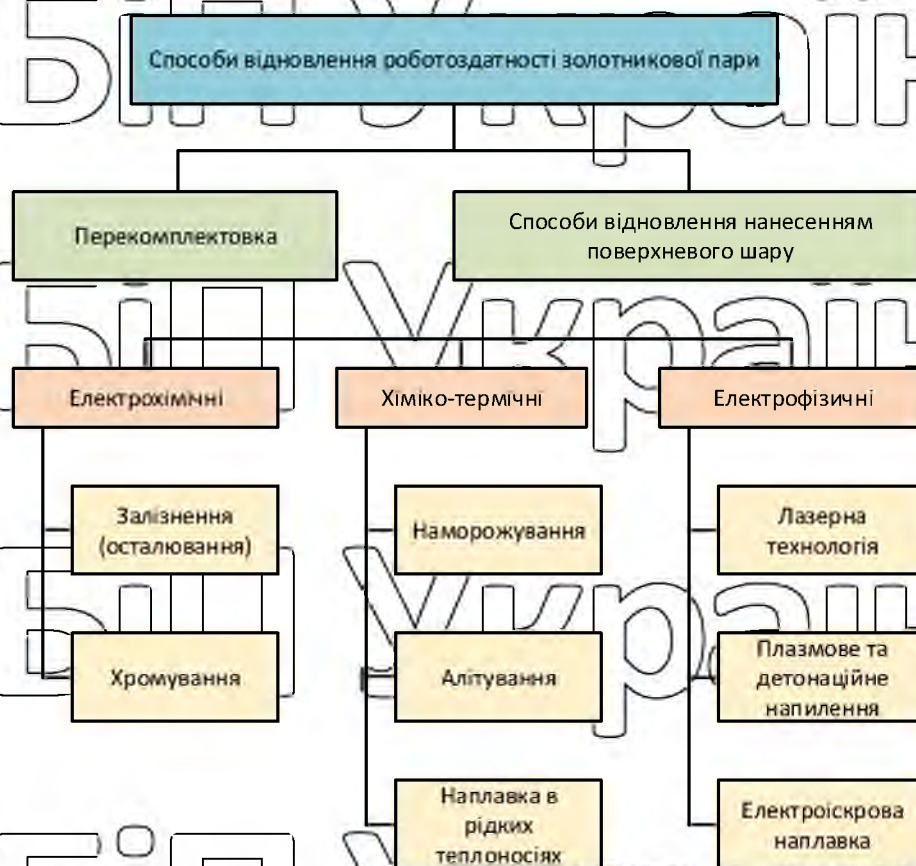


Рис. 1.10. Основні способи відновлення працездатності прецизійних пар.

Метод відновлення перекомплектуванням полягає в наступному: деталі, що сполучаються, при виготовленні й відновленні розбиваються на розмірні групи з інтервалом 4 мкм. Це дозволяє відновлювати зазор за рахунок перекомплектовки деталей [6].

При невеликих зношеннях ласків золотники відновлюють доведенням (притиранням). Притирають робочі паски золотників попередньо й остаточно (чистове доведення) на притирочних верстатах із чавунними притираннями, на поверхню яких наносять абразивну пасту. Попередньо притирають для виведення слідів зношування й виправлення геометричної форми, остаточно – для одержання необхідної шорсткості поверхні [2,6].

При значних зношеннях золотники шліфують під ремонтні розміри. Шліфування золотників рекомендується вести на круглошліфувальних верстатах СБ151 і З 30. Шліфують до повного видалення слідів зношування. Овальність, конусність і огранювання не повинні перевищувати 0,003 мм. Шорсткість поверхонь

пасків не нижче $K_a = 0,32$ мкм [6].

Після відновлення доведенням або шліфуванням золотники сортують на розміри групи, відповідно до даних технічних вимог, з інтервалом 4 мкм.

Перекомплектовка, як спосіб відновлення сполучення «золотник-корпус» відрізняється невисокою собівартістю, можливістю використання частини зношених золотників без застосування складних технологічних процесів відновлення. Однак, як показано в роботах [2, 6], відновлення перекомплектуванням має істотні недоліки – використовуються тільки 25...30 % зношених золотників, більша ж їх частина вимагає нарощування діаметра пасків, а також ресурс відновлених деталей залишається низьким.

Сьогодні розроблені й застосовуються різні способи відновлення під номінальний розмір пасків золотника нанесенням на їхню поверхню шару металопокриття. Найбільше поширення в ремонтній практиці одержали електрохімічні способи відновлення.

До електрохімічних способів відновлення ставляться залізнєння і хромування. Процес залізнєння розглянутий у роботі [6]. Залізнєння відрізняється великою швидкістю й можливістю одержувати товщину покриття до 1 мм. Однак, незважаючи на свої позитивні сторони, даний процес має істотні недоліки. Це багатостадійність процесу, утворення дендридів на країці золотника, низька корозійна стійкість, невисока твердість покриття (від 5000 до 7000 МПа), що знижує ресурс відновлених деталей.

Більш зносостійкі покриття дозволяє одержати електролітичне хромування золотників. Даний процес розглянутий у роботах [6, 26]. Твердість одержуваного покриття від 6000 до 13000 Мпа, залежно від складу електроліту й режимів електролізу.

Незважаючи на свої позитивні сторони (висока твердість покриття, стійкість до агресивних середовищ) процес хромування має ряд недоліків. Хромові покриття відрізняються високими залишковими напруженнями, що підсилюють імовірність їх розтріскування й луцення при механічній обробці. Хром стійкий у багатьох агресивних середовищах через утвір на поверхні міцної оксидної плівки, однак при

контакти зі сталлю й чавуном він сильно зазнає корозії, також погано працює хром в умовах фреттинг-корозії й щільної корозії. Усі ці недоліки знижують перспективу використання хромування для відновлення золотників.

До хіміко-термічних способів відновлення золотників відносяться наступні технології: наморожування, алітування, наплавлення в рідких теплоносіях.

Новий технологічний процес відновлення золотників наморожуванням запропонований у роботі [18]. Цей процес передбачає відновлення розмірів зношених пасків золотників нанесенням покриттів з розплаву зносостійкого чавуну марки ИЧ280Х17ГЗН2, нагрітого до температури 1573... 1583° С і витримки золотника в ньому 1,5...2 секунди.

Одержуване покриття має високу стійкість в умовах абразивного зношування, схоплювання, щільної корозії, однак має й істотні недоліки: необхідність установки додаткових деталей для створення рівномірного покриття, складну механічну обробку після процесу наморожування – усе це збільшує трудомісткість відновлення й стримує застосування даного методу.

У роботі [26] автор запропонував новий технологічний процес відновлення золотника – метод алітування в порошкових сумішах. Процес алітування супроводжується поверхневим насиченням матеріалу деталі алюмінієм, що надає йому опір корозії й кавітації.

Алітування має наступні переваги: гарне зчеплення дифузійного шару з основою, рівномірність шару, стабільність процесу, високу твердість покриття, можливість алітування виробу складної конфігурації.

Однак слід зазначити й недоліки даного способу: висока температура й тривалість процесу, жолоблення деталі, складність запобігання певних поверхонь від насичення, засмічення каналів виробу сумішшю, що насичує, відносно високу трудомісткість і вартість процесу, складність його механізації.

Серед методів нанесення покриттів особливе місце займає плазмове напилювання [1, 13]. Він дозволяє одержувати покриття різної товщини при використанні практично будь-яких матеріалів.

Недоліком також є значні втрати напилюваного матеріалу при відновленні

деталей малих діаметрів, якими є золотники гідророзподільників. Усі ці недоліки стримують широке застосування плазмового наплавлення при відновленні золотників.

У наш час у зв'язку з високою вартістю енергоресурсів, найбільш ефективним способом відновлення, з технологічно прийнятних, слід вважати такий, енергетичні витрати якого є мінімальними. Аналіз літературних джерел показує, що найбільш перспективним способом є електроіскрове наплавлення (ЕІН) [28].

До основних особливостей електроіскрового наплавлення слід віднести локальну обробку поверхні – наплавлення можна здійснювати в строго зазначених місцях радіусом від часток міліметра й більш, не захищаючи при цьому іншу поверхню деталі; високу міцність з'єднання нанесеного матеріалу з основою; відсутність нагрівання деталі в процесі обробки; можливість використання як обробних матеріалів як чисті метали, так і їх сплави, металокерамічні композиції, тугоплавкі з'єднання й т.п.; дифузійне збагачення поверхні катода складеними елементами анода без зміни розмірів деталі-катода; відсутність необхідності спеціальної попередньої підготовки оброблюваної поверхні [28].

Технологія електроіскрового наплавлення дуже проста, а необхідне встаткування малогабаритне, надійне й транспортабельне. Однак слід зазначити деякі недоліки методу ЕІН: малу товщину формованого шару, його високу щорсткість і пористість, відносно низьку продуктивність обробки (0,2-20 см²/хв), неможливість використання неструмопровідних матеріалів [28].

Однак даний процес недостатньо вивчений у плані нанесення покриттів значної товщини, тому необхідно вивчити процес електроіскрового наплавлення й провести експериментальні дослідження в даному напрямку.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБҐРУНТУВАННЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ

2.1. Оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника Р-80

Гідророзподільники виконують функцію керування гідравлічним приводом, забезпечуючи розподілення потоку робочої рідини від насосу до силових гідроциліндрів. В роздільно-агрегатних гідравлічних системах вітчизняних тракторів застосовуються розподільники Р-80 та Р-160 (з пропускною здатністю відповідно 80 л/хв. та 160 л/хв.) [3].

Вихід з ладу гідравлічного розподільника, як правило супроводжується значними втратами часу в зв'язку з простоюванням мобільної машини в очікуванні усунення несправності. Являється явним, що втрати часу пов'язані з відновленням роботоздатного стану гідророзподільника в значній мірі будуть обумовлені ремонтною технологічністю його деталей, технічною підготовкою виробничого підрозділу, який спеціалізується по ремонту гідравлічних розподільників, а також прийнятими технологічними процесами для ремонту та відновлення їх деталей.

Аналіз технологічних процесів, які реалізуються для відновлення роботоздатного стану гідророзподільників, проводиться в роботах [6,34]. Авторами в основному розглядаються загальні технологічні процеси, які знайшли реалізацію на ремонтних підприємствах, їх ефективність з точки зору довговічності. При цьому не достатньо звернуто увагу на функціональну залежність між ремонтною технологічністю деталей і способами їх ремонту, які забезпечують необхідну післяремонтну довговічність.

В цілому проведений аналіз технологічних процесів, показує, що вони сформовані без врахування оцінки ремонтної технологічності деталей гідророзподільника, реалізація якої забезпечить зниження трудомісткості ремонтних робіт та їх собівартості і забезпечить необхідну післяремонтну довговічність.

Оцінка ремонтної технологічності деталей характеризується пристосованістю їх до відновлення роботоздатного стану. На ремонтну технологічність деталей впливають конструктивні і технологічні особливості, ступінь зношення і пошкодження.

Для визначення критеріїв оцінки ремонтної технологічності деталей

розглянемо наступні види ремонтних дій. Роботи пов'язані з відновленням робочих поверхонь деталей (технологічні процеси підготовки деталі до нарізання нового шару металу, механічна обробка для придання деталі необхідного розміру та фізико-механічних властивостей і якості робочій поверхні тертя. Ці операції являються основними, а трудомісткість їх виконання

склад (t^{oc}) . Одночасно в процесі ремонту деталей виникають допоміжні операції, проведення яких обумовлено необхідністю створення нових установчих баз, допоміжних контрольних операцій пов'язаних з особливістю конструкції деталі, і які не передбачені технологією їх виготовлення. Їх

трудомісткість складе $(t^{don.})$.
 Для визначення впливу конструкції і технології виготовлення деталі на її ремонтну технологічність представимо всю трудомісткість з відновлення роботоzдатності в наступному вигляді [6]:

$$t^{e.p} = t^{oc} + t^{don.} \quad (2.1)$$

де $t^{e.p}$ - трудомісткість відновлення роботоzдатного стану деталі, люд. – год.;

t^{oc} - трудомісткість робіт, направлених на відновлення роботоzдатного стану

деталі, які передбачені конструктивними особливостями деталі, люд. – год.;

$t^{don.}$ - трудомісткість робіт, що витрачається при відновленні роботоzдатного стану деталі, не передбачених конструкцією і технологією її виготовлення, люд. – год.

Для виявлення впливу технічного стану деталей, які поступають до ремонту, на ремонтну технологічність необхідно визначити ймовірність появи наступних несутісних дій: деталь являється придатною без ремонту P_n ; деталь потребує ремонту P_p ; деталь непридатна $P_{n.n}$. Згідно теореми суми

ймовірностей: $P_n + P_p + P_{n.n} = 1$. Значення цих ймовірностей визначається за

виразами [6]:

$$P_p = \frac{n_p}{n_3}$$

$$P_{np} = \frac{n_{np}}{n_3}$$
(2.2)

де n – загальна кількість деталей одного найменування, які поступають до ремонту, од;

n_n – кількість придатних без ремонту деталей, од;

n_p – кількість деталей, які потребують ремонту, од;

n_{np} – кількість непридатних деталей, які потребують заміни, од.

В процесі ремонту гідравлічних розподільників модифікації Р-80, основний об'єм робіт припадає на відновлення деталей спряжень «золотник-корпус», «перепускний клапан-гніздо», а також сферичної поверхні важелів керування.

В зв'язку з цим, нами проводився аналіз технічного стану гідравлічних розподільників Р-80, які поступали до ремонту. Ймовірність технічного стану деталей визначалася, проведенням дефектувальних робіт, за відомими методиками [6, 15, 16]. Результати ймовірностей технічного стану деталей гідравлічних розподільників Р-80 представлені в табл.2.1, і на рис.2.1.

Таблиця 2.1

Ймовірності технічного стану деталей гідравлічних розподільників Р-80

| № п/п | Найменування деталі | Деталь являється придатною без ремонту P_n | Деталь потребує ремонту P_p | Деталь непридатна P_{np} |
|-------|---------------------------|--|-------------------------------|----------------------------|
| 1 | Корпус гідророзподільника | 0 | 0,83 | 0,17 |

| | | | | |
|---|--------------------|------|------|------|
| 2 | Золотник | 0 | 0,94 | 0,06 |
| 3 | Перепускний клапан | 0 | 0,91 | 0,09 |
| 4 | Гніздо клапана | 0 | 0,88 | 0,12 |
| 5 | Важіль керування | 0,14 | 0,78 | 0,08 |

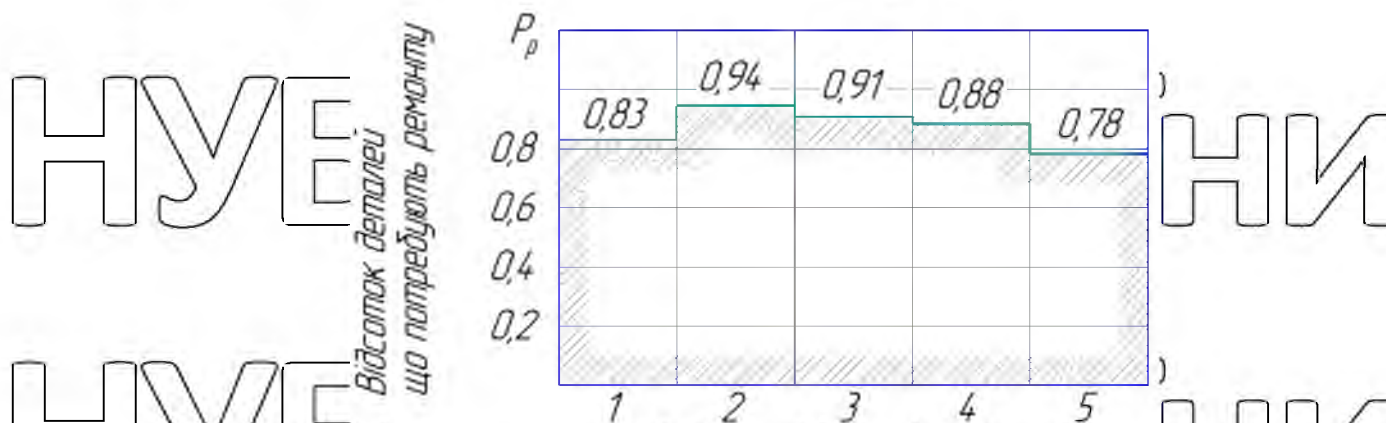


Рис. 2.1 Ймовірність технічного стану ресурслімітуючих деталей, які потребують ремонту: 1 – корпус гідророзподільника; 2 – золотник; 3 – перепускний клапан; 4 – гніздо клапана; 5 – важіль керування;

Проведений аналіз табл.2. показує, що практично всі деталі гідралічного розподільника потребують ремонту. Це обумовлюється тим, що на робочих поверхнях всіх деталей мають місце сліди гідроабразивного спрацювання, для усунення яких необхідне застосування шліфувальних операцій при відновленні деталей способом ремонтних розмірів, або відновлювальних операцій з послідовною механічною обробкою.

Кількість деталей, технічний стан яких відновлюється, обумовлюється технологією відновлювальних робіт. На спеціалізованих підприємствах для відновлення робочих поверхонь деталей застосовується спосіб ремонтних розмірів для деталей спряження «корпус-золотник» (пояски золотників з невеликими зносами відновлюють шліфуванням до виведення спрацювання, а із значним зношенням золотників – нарощуванням поясків осталоюванням або хромуванням з наступним шліфуванням), отвори корпуса оброблюються хонінгуванням до виведення слідів спрацювання. Деталі спряження «перепускний клапан-гніздо» відновлюються способом вільних ремонтних розмірів, який характеризується шліфуванням конусної поверхні клапана до

видалення слідів спрацювання та шліфуванням гнізда на плоскошліфувальному верстаті до утворення гострої кромки. Сферичну поверхню важеля керування відновлюють при незначному спрацюванні механічним обробленням на токарному верстаті з застосуванням фігурного різця, а при значному зношенні сферичної поверхні – нарощуванням сферичної поверхні гальванічним способом з наступною механічною обробкою.

Кількісна оцінка ремонтної технологічності деталі визначеного найменування буде формуватися з врахування її технічного стану при потраплянні до ремонту, пристосованості їх конструкції і технології виготовлення до відновлення, складності ремонтного обладнання та економічної доцільності ремонту. З врахуванням вище наведених факторів показник ремонтної технологічності можна визначити за виразом [6]:

$$P_{pm}^d = P_n + P_p \frac{\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_{ki}}{\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_{ki} + \sum_{j=1}^z t_j^{don} \cdot K_{kj}} K_o \cdot K_e \quad (2.3)$$

m - кількість основних операцій, які застосовуються для відновлення роботоздатності деталі, *од*;

z - кількість допоміжних операцій, які застосовуються для відновлення роботоздатності деталі, *од*;

t_i^{oc} - трудомісткість i -ї основної операції з відновлення деталі, *люд. – год.*;

t_j^{don} - трудомісткість j -ї допоміжної операції з ремонту деталі, *люд. – год.*;

K_{ki} - коефіцієнт кваліфікації робіт i -ї операції при ремонті деталі;

K_o - коефіцієнт складності обладнання та оснастки;

K_e - коефіцієнт економічної доцільності ремонту.

Трудомісткість основних операцій для відновлення корпусу гідророзподільника (має найбільший показник непридатних до відновлення деталей) складе $t_i^{oc} = 2,37$ *люд. – год.* (включають в себе очисні операції, дефектувальні, відновлювальні). Трудомісткість допоміжних операцій, яка

включає в себе притирку золотника до отвору корпуса складе
 $t_j^{доп} = 0,7 \text{ год.} = год.$

Коефіцієнт кваліфікації робіт (K_{ki}) визначається за виразом [6]:

$$K_{ki} = \frac{S_c^n}{S_c^\phi}, \quad (2.4)$$

де S_c^n - тарифна вартість робіт за найнижчим розрядом кожної спеціальності, грн;

S_c^ϕ - тарифна вартість робіт за фактичним розрядом відповідно технологічному процесу ремонту деталі, грн.

Технологічний процес ремонту гідравлічних розподільників характеризується застосуванням робітників високої кваліфікації - слюсарі п'ятого розряду за тарифною сіткою, що обумовлюється складністю конструкції агрегатів, а також виготовленням деталей за високими класами чистоти поверхні.

Найменший розряд при ремонті гідроагрегатів відповідає третьому (слюсар виконує зовнішню очистку агрегату, очистку деталей, підрозбирання та розбирання агрегатів), тарифна вартість робіт складає $S_c^n = 4,65 \text{ грн.}$ Найвищий

(фактичний) розряд відповідає п'ятому (слюсар проводить дефектацію деталей, відновлення робочих поверхонь, складання агрегатів, випробування агрегатів та ін.). Тарифна вартість робіт для даного розряду складає $S_c^\phi = 7,96 \text{ грн.}$

Тоді коефіцієнт кваліфікації робіт (K_{ki}) визначається:

$$K_k = \frac{4,65}{7,96} = 0,58$$

Коефіцієнт складності обладнання та оснастки визначається за виразом [6]:

$$K_o = \frac{S_o^n}{S_o^p}, \quad (2.5)$$

де S_o^n - вартість обладнання для обробки поверхонь, які відновлюються, при виготовленні нової деталі (відновлювальними вважаються ті поверхні, які оброблюються для усунення дефекту при ремонті даної деталі), грн;

S_o^p - вартість ремонтного обладнання для відновлення робоздатності деталі згідно технологічного процесу ремонту, грн.

Розглянемо коефіцієнт складності обладнання для відновлення корпусу гідророзподільника, який має найбільшу ймовірність непридатного стану деталі ($P_{п.н.} = 0,17$). Робоча поверхня отвору корпусу працює з поясками золотника для забезпечення герметичності потоку робочої рідини при її розподіленні до гідроциліндра. Втрата робоздатності даної деталі характеризується гідроабразивним зношенням робочої поверхні отвору, що приводить до зростання зазору в з'єднанні «корпус-золотник» і зростанню витоків робочої рідини.

Отже для відновлення робочої поверхні отвору корпусу гідророзподільника необхідно відновити геометричну форму отвору і клас чистоти робочої поверхні не нижче дев'ятого. На заводах-виробниках для основної обробки отвору корпусу застосовують вертикально-хонінгувальні верстати 3Б-833 з алмазними брусками. Вартість даного обладнання складе $S_o^h = 64500$ грн.

Отже згідно виразу (2.5) коефіцієнт складності обладнання та оснастки буде дорівнювати:

$$S_o^h = 64500 \text{ грн.}$$

Отже згідно виразу (2.5) коефіцієнт складності обладнання та оснастки буде дорівнювати:

$$K_o = \frac{64500}{45000} = 1,43$$

Коефіцієнт економічної доцільності відновлення деталі визначається за виразом:

$$K_e = \frac{S_o^h}{S_o^h + S_o^p}, \quad (2.6)$$

де S_o^h - преіскурантна вартість нової деталі, грн (вартість корпусу гідророзподільника в $S_o^h = 470$ грн);

S_o^p - витрати на ремонт деталі, грн (обумовлюються технологією, яка застосовується для ремонту деталі, рекомендується $S_o^p \leq 0,7S_o^h$), за запропонованою технологією $S_o^p \cong 329$ грн.

Тоді коефіцієнт економічної доцільності відновлення деталі складе:

$$K_e = \frac{470}{470 + 329} = 0,60$$

Підставимо отримані значення до виразу (3) і визначимо показник

ремонтної технологічності корпуса гідророзподільника ($P_{p.m.}^o$):

$$P_{p.m.}^o = 0 + 0,83 \cdot \frac{2,37 \cdot 0,58}{2,37 \cdot 0,58 + 0,7 \cdot 0,58} \cdot 1,43 \cdot 0,60 = 0,55$$

Аналогічні розрахунки проводяться для інших деталей, ймовірності технічного стану яких представлені в табл. 1, а отримані результати наводяться в табл. 2.2. і рис.2.2.

Таблиця 2.2

Результати оцінки ремонтної технологічності деталей

| Найменування деталі | Критерії, які характеризують ремонтну технологічність | | | | | | | |
|----------------------|---|-------|--------------------------------------|---------------------------------------|-------|-------|-------|--------------|
| | P_e | P_p | $\sum_{i=1}^m t_i^{oc} \cdot K_{ki}$ | $\sum_{j=1}^z t_j^{dom} \cdot K_{kj}$ | K_e | K_a | K_c | $P_{p.m.}^o$ |
| Корпус розподільника | 0 | 0,83 | 1,38 | 0,41 | 0,58 | 1,43 | 0,60 | 0,55 |
| Золотник | 0 | 0,94 | 1,31 | 0,41 | 0,58 | 1,23 | 0,60 | 0,53 |
| Клапан перепускний | 0 | 0,91 | 0,70 | 0,17 | 0,58 | 1,21 | 0,59 | 0,52 |
| Гніздо клапана | 0 | 0,88 | 0,64 | 0,12 | 0,58 | 1,18 | 0,59 | 0,52 |
| Важіль керування | 0,14 | 0,78 | 0,65 | 0,14 | 0,58 | 1,10 | 0,48 | 0,50 |

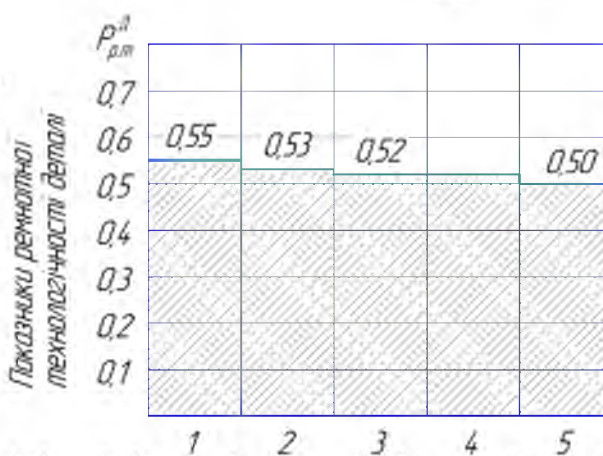


Рис. 2.2. Показники оцінки ремонтної технологічності деталей

гідророзподільника, які потребують ремонту: 1 – корпус гідророзподільника; 2 – золотник; 3 – перепускний клапан; 4 – гніздо клапана; 5 – важіль керування;

Аналіз отриманих результатів показує, що найменшу ремонтну технологічність ($P_{p.m.}^d = 0,50$) має важіль керування, що обумовлюється конструктивними особливостями даної деталі (зношується сферична поверхня важеля керування, відновлення якої характеризується складністю механічних операцій).

Проведені дослідження оцінки ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників Р-80 базуються на основі статистичного аналізу гідравлічних агрегатів, які поступають на спеціалізоване ремонтне підприємство, та прийнятої технології відновлення робоздатності деталей. Водночас отримані результати досліджень можуть мати не значні відхилення на які може впливати прийнята технологія ремонту деталей на підприємстві, оснащеність його обладнанням та ін.

В цілому проведені дослідження оцінки ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників Р-80 дають можливість зробити наступні висновки:

1. Показник ймовірності придатності деталей показує, що основні деталі гідравлічних розподільників Р-80 потребують ремонту із-за наявності на робочих поверхнях основних деталей слідів гідроабразивного спрацювання, для усунення яких необхідне застосування шліфувальних та хонінгувальних операцій, які відносяться до відновлювальних операцій і обумовлюють $P_n = 0$.

2. Найменшу ремонтну технологічність ($P_{p.m.}^d = 0,50$) має важіль керування, що обумовлюється конструктивними особливостями даної деталі (зношується сферична поверхня важеля керування, відновлення якої характеризується складністю механічних операцій).

3. На оцінку ремонтної технологічності деталей гідравлічних розподільників Р-80 основний вплив мають показники ймовірності придатності деталі та відновлення її робоздатного стану, при цьому, останній буде

впливати на показник технологічності через трудомісткість допоміжних операцій, які застосовуються при ремонті деталі і при цьому не передбачені в технологічному процесі виготовлення даної деталі.

4. Ремонтна технологічність деталей гідравлічних розподільників Р-80 також залежить від експлуатаційних факторів, до яких слід віднести своєчасність та якість проведення технічних обслуговувань, технічний стан робочої рідини гідравлічної системи, які обумовлюють ймовірність технічного стану деталей за яким оцінюється їх подальший життєвий цикл.

5. Резервом для покращення показників ремонтної технологічності деталей гідророзподільника Р-80, які лімітують його ресурс, слід вважати впровадження технологічних процесів, які розроблюються на основі прогресивних способів відновлення робочих поверхонь деталей, і реалізуються не залежно від характеру та виду їх зношення, а також забезпечення виробничих підрозділів основним обладнанням та оснасткою.

2.2. Вплив зношування спряження «шестерня - колодязь корпусу» на витоки робочої рідини

В качаючому вузлу гідронасоса витрати робочої рідини виникають також через радіальний зазор між дуговою поверхнею корпусу і зовнішньою циліндричною поверхнею шестерень («зуб шестерні-колодязь корпусу»). Проведений аналіз літературних джерел показує [6, 35, 36], що значна кількість об'ємних втрат робочої рідини припадає на радіальний зазор між колодязем корпусу гідронасоса і зубом шестерні. При цьому автори розглядали взаємозв'язок між структурним параметром і втратами робочої рідини для конкретних марок насосів, що характеризується відповідними геометричними розмірами і практично не розглядався даний взаємозв'язок для насосів підживлення аксіально-поршневих гідромашин. Його визначення дасть можливість виявити вагомість витрат робочої рідини через радіальний зазор в загальному об'ємі витрат в качаючому вузлу, а також обґрунтувати граничне значення структурного параметра технічного стану колодязя насоса, що

являється важливим з точки зору обґрунтування способу його відновлення. Зношення деталей спряження «зуб шестерні-колодязь корпусу» формує радіального зазор, який можна представити у вигляді щілини, яка формується між поверхнею колодязя корпусу і зовнішньою циліндричною поверхнею шестерні. Розглянемо представлену на (рис.2.3) типову схему плинину рідини під дією перепаду тиску $\Delta P = P_1 - P_2$ між двома паралельними пластинами, що перебувають одна від іншої на такій відстані, що утворюють капілярну щілину розміром (висотою) B .

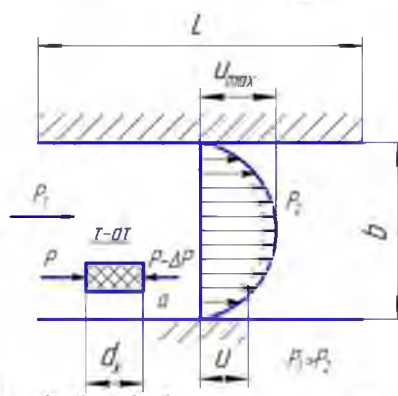


Рис. 2.3. Розрахункова схема плинину рідини між двома пластинами [2].

Розглянемо якусь елементарну частку α рідини, що перебуває в нижній пластині. Силі, що виникає під дією перепаду тиску ΔP і відцентровій силі, протидіє напруження зрушення τ , що діє на нижню поверхню (площину) dx . З умови рівноваги діючих сил маємо [37]:

$$dp \cdot dy + \rho dx \cdot dy n^2 4\pi \left(\zeta_0 + x + \frac{\Delta x}{2} \right) + (\tau - d\tau) dx = \tau \cdot dx, \quad (2.7)$$

де n - частота обертання ведучої шестерні;


ζ_0 - відстань від центра вала до вершини зуба;

ρ - щільність робочої рідини.

Звідки витікає:

$$\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) = \frac{d\tau}{dy}, \quad (2.8)$$

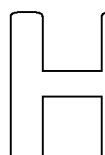
З огляду на те що $\tau = \mu \frac{du}{dy}$ [2] одержимо:



$$\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) = \mu \frac{d^2 u}{dy^2}, \quad (2.9)$$

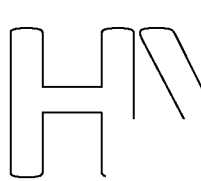
Вирішуючи рівняння (2.7) одержимо:

$$u = \frac{1}{\mu} \left[\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) \right] \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2, \quad (2.10)$$



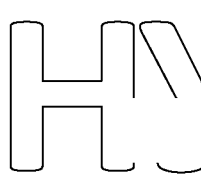
Постійні C_1 і C_2 знаходимо з умови, що швидкість рідини u на стінках щілини дорівнює 0.

У результаті одержимо:



$$u = -\frac{1}{\mu} \left(\frac{b^2}{4} + y^2 \right) \left[\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) \right], \quad (2.11)$$

З огляду на те, що тиск зменшується в щілині за лінійним законом, одержимо:

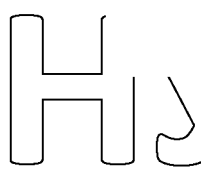


$$u = \frac{1}{3\mu} \cdot \frac{b^2}{4} \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{L}{2} \right) \right], \quad (2.12)$$

Тоді витрата рідини через одиницю довжини буде дорівнює:

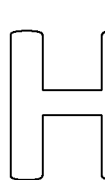
$$Q^1 = \frac{1b^3}{12\mu} \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{L}{2} \right) \right], \quad (2.13)$$

І, отже, для ширини щілини W витрата дорівнює:



$$Q^1 = \frac{W \cdot b^3}{12\mu} \cdot \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{L}{2} \right) \right], \quad (2.14)$$

Будемо вважати, що витоки робочої рідини, викликані відцентровими силами, незначні, і ними можна зневажити.



Аналіз конструкції зубів шестерень показав, що на вершині зуба закладається площина шириною 2 мм, яка для сформованої щілини між «зубом» і «колодязем корпусу» прирівнюється до довжини щілини. Отже, для аналітичного визначення витрат робочої рідини через щілину довжиною 2 мм також можна застосовувати вираз (2.14) вважаючи, що на довжині 2 мм між «зубом» і «колодязем» формується плоска щілина.

Розрахунок витоків робочої рідини обумовлених зазором b в щілині сполучення «зуб шестерні – колодязь корпусу» проводився за наступним даними: зазор в щілині $b = 40 \dots 150 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; довжина щілини $L = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ширина щілини $W = 2,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; щільність робочої рідини $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$

коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu = 25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; перепад тиску робочої рідини

$\Delta P = 0,9; 1,1; 1,4 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$. Результати розрахунку зведені в таблицю 2.3 і представлені графічно на рис. 2.4.

Таблиця 2.3.

Залежність витоків робочої рідини від зазору в сполученні «зуб шестерні - колодязь корпусу» і тиску (РР)

| Значення зазору на вході b , мкм | Значення витоків робочої рідини $\text{см}^3/\text{с}$ залежно від тиску | | |
|------------------------------------|--|---|---|
| | $\Delta P = 0,9 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ | $\Delta P = 1,1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ | $\Delta P = 1,4 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ |
| 40 | 2,73 | 3,34 | 4,25 |
| 50 | 5,34 | 6,53 | 8,31 |
| 60 | 9,23 | 11,28 | 14,36 |
| 70 | 14,7 | 17,9 | 22,8 |
| 80 | 21,9 | 26,8 | 34,0 |
| 90 | 31,16 | 38,1 | 48,5 |
| 100 | 42,8 | 52,3 | 66,5 |
| 110 | 56,9 | 69,5 | 88,5 |
| 120 | 73,9 | 90,3 | 114,9 |
| 130 | 93,9 | 114,8 | 146,1 |
| 140 | 117,3 | 143,4 | 182,5 |
| 150 | 144,3 | 176,3 | 224,4 |

Аналіз графіків показує, що при зазорі в спряженні «зуб шестерні - колодязь корпусу» $b = 80 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ витоків робочої рідини починають різко збільшуватися/ Витоків робочої рідини також збільшуються з ростом тиску робочої рідини, від $Q = 21,9 \text{ см}^3/\text{с}$ при $\Delta P = 0,9 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ і $Q = 40,0 \text{ см}^3/\text{с}$ при $\Delta P = 1,4 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$, що обумовлюється прямопроціною залежністю між об'ємними втратами та тиском робочої рідини, що також пояснюється зменшенням дії ефекту облітерації з зростанням тиску рідини.

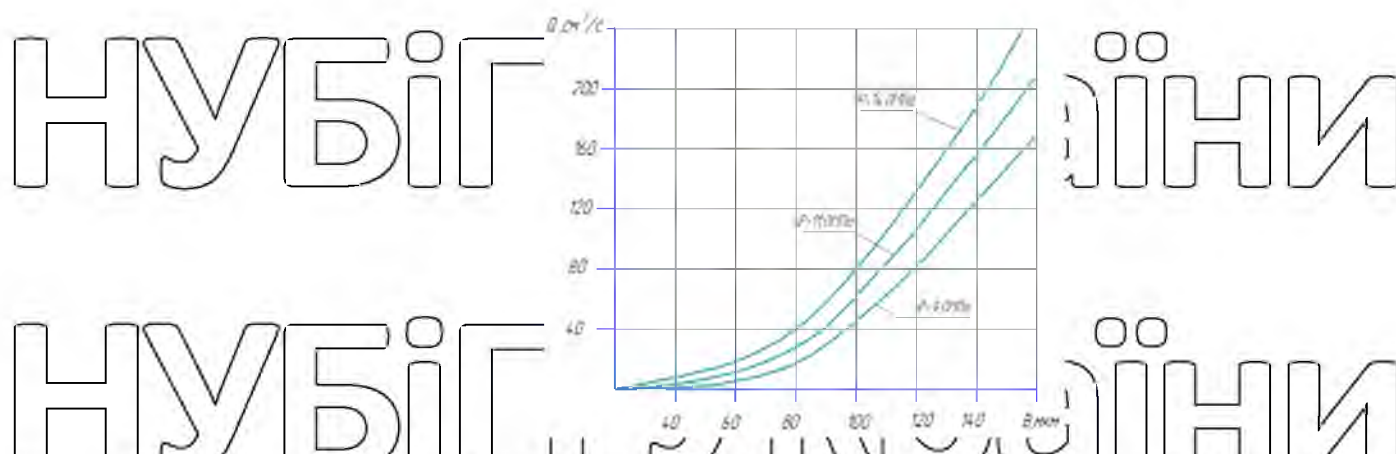


Рис. 2.4. Аналітична залежність витоків робочої рідини від зазору в спряженні «зуб шестерні - колодязь корпусу»

При цьому ми можемо висунути робочу гіпотезу про те, що значення радіального зазору $B=150 \mu\text{м}$ буде граничним, так як насос при такому структурному стану спряження не в змозі виконувати свою функціональну призначенність, а саме подавати необхідний об'єм робочої рідини до агрегатів гідравлічної системи в зв'язку з витоками її через зазори, які в роботі [15] становлять $Q^1 > 225,0 \text{ см}^3/\text{с}$ і вважаються граничними для насоса.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень

Увесь обсяг експериментальних досліджень умовно можна розділити на наступні етапи.

Перший етап був присвячений аналізу причин відмов, режимів і умов експлуатації гідронасоса і гідророзподільника. Це дозволило сформулювати

вимоги по довговічності і працездатності до відновлюваних деталей. Розглянуті технології відновлення зношених поверхонь деталей шестеренних насосів модифікації НІІ-У і гідророзподільників Р-80.

На другому етапі, згідно з поставленою метою і завданням проводилися теоретичні дослідження. На цьому етапі досліджена оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника Р-80 і виявлена залежність об'ємних внутрішніх витоків насоса через радіальний зазор.

На третьому етапі проводилися експериментальні дослідження відповідно загальним і часним методикам. Проведені стендові випробування гідроагрегатів (насоса і гідророзподільника), аналіз дефектів і мікрометражні дослідження.

Обрані оптимальні режими електроіскрової обробки зношених поверхонь деталей.

Четвертий етап був присвячений розробці технологічного процесу відновлення деталей шестеренного насоса і золотника гідророзподільника Р-80.

На останньому етапі розроблені технологічні процеси з ремонту гідронасоса модифікації НІІІ-У гідралічного розподільника Р-80.

Проведена техніко-економічна оцінка економічної ефективності розроблених технологій.

3.2. Методика стендового контролю роботоздатності гідравлічних агрегатів

В якості експериментальної установки використовувався стенд КИ-4815М, який призначений для проведення обкатки, регулювання і контрольованого випробування основних агрегатів гідравлічних систем тракторів. Його загальний вид представлено на рис.3.1.



Рис.3.1. Стенд КИ-4815М для випробування гідророзподільників: 1-ручка дроселя; 2-лічильник обертів; 3- ручка включення лічильника рідини; 4-манометр магістралі очистки рідини; 5-термометр; 6-лічильники рідини; 7-гідронасос; 8-гідророзподільник.

Агрегати перевірялись на стенді з застосуванням спеціальних пристроїв [11]. В процесі перевірки визначався вплив структурних параметрів технічного стану деталей на роботоздатність гідравлічних агрегатів. Кількість випробувань при проведенні лабораторних досліджень визначалась, виходячи із умов забезпечення надійності 0,99 % і похибки до 3 %, взятої в долях стандартів [6].

3.3. Методика визначення характеру і величини зношення основних деталей гідроагрегатів

3.3.1 Методика визначення величини зношення основних деталей

насоса

Метою даних досліджень є вивчення величин зношення деталей, які формують радіальний зазор «зуб шестерні-колодязь корпусу» в початковому вузлі гідравлічного насоса.

Досліджень зазнали:

- зовнішній діаметр провідної й веденої шестерень $\varnothing 55_{-0,076}^{-0,030}$ мм;

- ширина шестерень $L = 42_{+0,050}$ мм;

- внутрішній діаметр колодязів корпусу під провідну й ведену шестерні \varnothing

$55^{+0,02}$ мм.

У якості засобів виміру використовувалися наступні інструменти: для ширини шестірень насоса - важільний мікрометр МРМ - 25-50 ДСТУ 11098-75 з

точністю 0,001 мм. Зовнішній діаметр шестірень вимірявся важільною скобою

СР-50-100 ДСТУ 6507-78 з точністю 0,001 мм. Для виміру внутрішнього

діаметра колодязів корпусу використовувався індикаторний нутромір ІН 50 - 100

ДСТУ 9244-78 з точністю 0,002 мм. Після розбирання деталі насоса

промивалися, просушувалися й маркірувалися. Дефекти поверхонь деталей

(подряпини, риски, задири) визначалися зовнішнім оглядом поверхонь. Виміри

здійснювалися індивідуально по кожному насосу, це дозволило

незнесоблювати пари тертя.

У зв'язку з відсутністю відомостей про початкові розміри деталей

визначалися умовні зношення, тобто знайдені за умови, що зношуванням буде

різниця максимального й мінімального значень отриманих розмірів.

Так, зношування колодязів буде рівне [16].

$$U_{K \max} = D_{K \max} - D_{K \min}, \quad (3.1)$$

де U_K - максимальне зношування колодязя корпусу;

$D_{K \max}$ - максимальне значення діаметра колодязя корпусу;

$D_{K \min}$ - мінімальне значення діаметра колодязя корпусу.

Зношування зовнішнього діаметра шестірень [16].

$$U_{ш \max} = d_{ш \max} - d_{ш \min}, \quad (3.2)$$

де $U_{ш \max}$ - максимальне зношування шестірни по діаметру,

$d_{ш \max}$ - максимальне значення діаметра шестірни,

$d_{ш \min}$ - мінімальне значення діаметра шестірни,

Зношування шестірни по ширині:

$$U_{ш'' \max} = B_{ш \max} - B_{ш \min}, \quad (3.3)$$

де $U_{ш'' \max}$ - максимальне зношування шестірни по ширині,

$B_{ш \max}$ - максимальна ширина шестірни,

$B_{ш\min}$ – мінімальна ширина шестірни.

Після закінчення вимірів проводилася первинна обробка даних: визначалися зношення корпусу і шестірень та визначався радіальний зазор у з'єднанні «зуб шестерні-колодязь корпусу».

Радіальний зазор у з'єднанні «корпус - шестірня» визначали як для веденої шестірни й колодязя корпусу під ведену шестірню, так і для провідної шестірни й колодязя корпусу під провідну шестірню по формулі:

$$S_{P.3.} = D_{k\max} - d_{ш\min}, \quad (3.4)$$

де $D_{k\max}$ - максимальний діаметр колодязя корпусу;

$d_{ш\min}$ - мінімальний діаметр шестірни.

Перевірку інформації на точки, що випадають, проводили за $\pm 3\sigma_x$ правилом: точки інформації, що перебувають в інтервалі $[-3\sigma_x, +3\sigma_x]$, вважалися достовірними.

3.3.2 Методика визначення величини зношення основних деталей гідророзподільника

Дослідженням підлягли зовнішній діаметр пасків золотника $\varnothing 25^{+0,068}_{-0,012}$ мм внутрішній діаметр пасків колодязя корпусу $\varnothing 25^{+0,080}$ мм.

У якості засобів виміру використовувалися наступні інструменти: для золотника – важільний мікрометр МРП 25-50 ДСТУ 11098-75 з точністю 0,001 мм, для отворів корпусу – індикаторний нутромір ІН-18-25 ДСТУ 868-82 з точністю індикаторної голівки 0,001 мм. Прилади пройшли атестацію й мають відповідні сертифікати [16].

Після розбирання золотники й корпус гідророзподільника промивалися в мийній машині й просушувалися.

Потім золотники і корпус маркірувалися (I, II - рис. 3.2. і рис. 3.3.), що дозволило не знеособлювати з'єднання і більш вірогідно визначити фактичне зношення і зазор у парі.

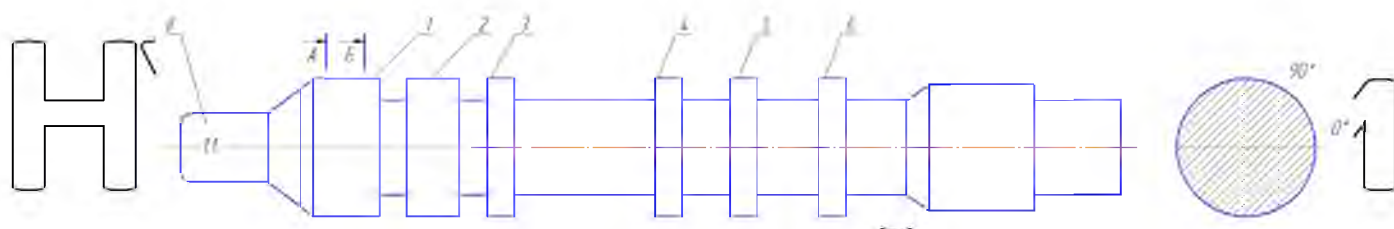


Рис. 3.2. Золотник гідророзподільника P-80

У золотника маркувався торець із боку штуцерів агрегату гідросистеми, при чому фіксувався номер гідророзподільника й номер відповідного до золотника отвору корпусу. Корпус маркувався до верхній базовій поверхні з боку штуцерів [16].

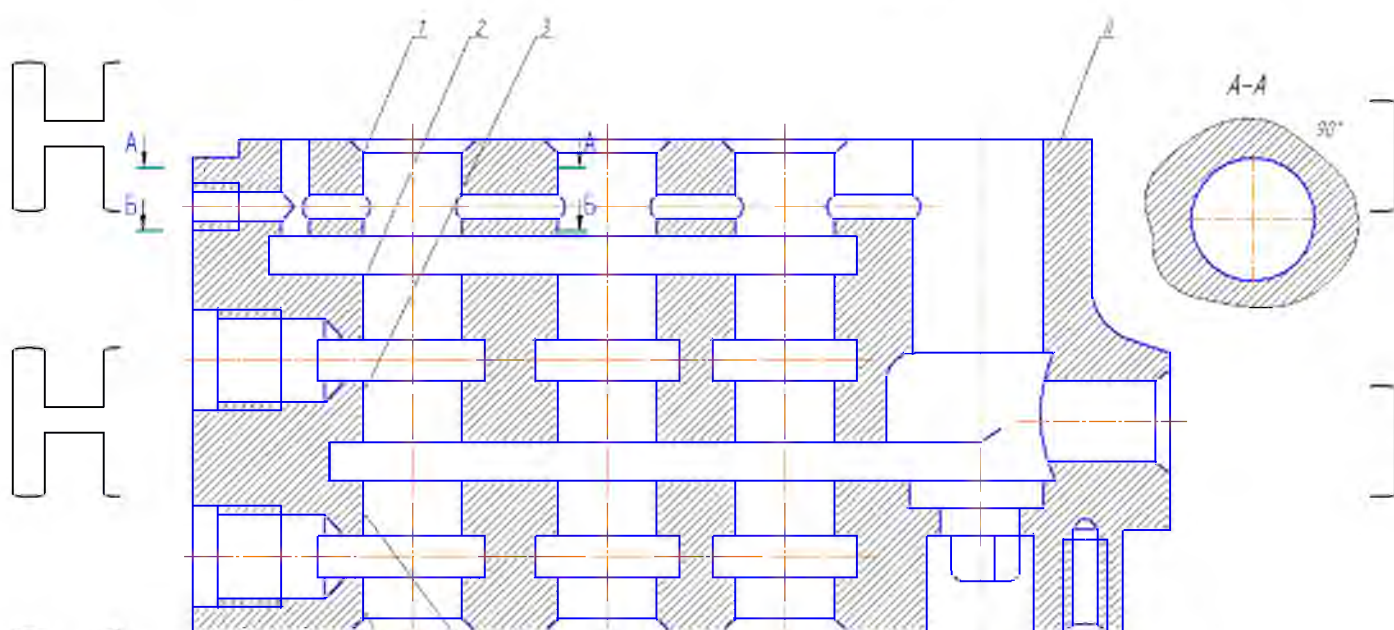


Рис. 3.3. Корпус гідророзподільника P-80

Вимірялися шість пасків золотника (нумерувалися паски щодо торця з боку штуцерів) і відповідні їм паски колодязів корпусу. Кожний пасок вимірявся у двох взаємно перпендикулярних площинах, для визначення еліптичності й у двох перетинах (А-А, Б-Б) для визначення конусності [16]. По кожному паскові здійснювалося чотири виміри. Дефекти поверхневого шару (подряпини, ризини, каверни) визначалися зовнішнім оглядом пасків.

По завершенню вимірів проводилася первинна обробка даних, підраховувалися еліптичність, конусність, зношення по кожному паскові золотника і корпусу, а також реальний зазор у кожному з'єднанні.

У зв'язку з відсутністю відомостей про початкові розміри пасків вивчалися

умовні зношення, тобто знайдені за умови, що зношуванням по паскові з максимальним (для золотника - $D_{z_{\max}}$) і мінімальним (для отвору корпусу - $D_{z_{\min}}$) діаметром можна зневажити [16]:

$$U_{z_i} = D_{z_{\max}} - D_{z_i}, \quad |U_{K_i}| = D_{K_{\min}} - D_{K_i} \quad (3.5)$$

а максимальні значення зношень по кожному золотникові (отвору корпусу) вираховувалися по формулах:

$$U_{z_{\max}} = D_{z_{\max}} - D_{z_{\min}}, \quad |U_{K_{\max}}| = D_{K_{\min}} - D_{K_{\max}} \quad (3.6)$$

де D_{z_i} , D_{K_i} - відповідно діаметри і-го паска золотника й отвору корпусу;

$D_{z_{\min}}$ - мінімальний діаметр золотника,

$D_{K_{\max}}$ - максимальний діаметр корпусу.

Реальний зазор в і-м з'єднанні Z_i (після виведення слідів зношування й виправлення геометричної форми) визначався вираженням [16]:

$$Z_i = D_{K_{\max}} - D_{z_{\min}} \quad (3.7)$$

Результати первинної обробки заносилися у відповідну карту.

3.4. Методика вибору раціональних режимів електроіскрового наплавлення

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

Грунтуючись на даних теоретичних досліджень і результатах мікрометражних досліджень, визначаємо поверхні, які необхідно відновлювати, це дозволить нам визначити хід експериментальних досліджень по електроіскровому обробленню. Перший етап досліджень являє собою вибір раціональних режимів електроіскрового наплавлення на колодязі корпусу.

Другий етап полягає у виборі раціональних режимів наплавлення на робочі пояски золотника гідророзподільника.

Для проведення дослідження на першому етапі, виготовляли зразки у

вигляді штапиків з алюмінієвого сплаву Al-11 із шорсткістю поверхні $R_a = 0,32 \text{ мкм}$. Для досліджень другого етапу експерименту були виготовлені зразки у вигляді кілець зі сталі 18ХГТ (26 і шириною 7 мм шорсткістю $R_a = 0,32 \text{ мкм}$, допуск на паралельність площин зразка не більш 5 мкм). Перед

експериментом зразки вимірялися, зважувалися й знежирювалися. Результати заносилися в таблицю протоколу.

Електроіскрове наплавлення на зразки проводили на установці «Елітрон-22Б». Загальний вид установки представлений на рис. 3.4, а її енергетичні характеристики в табл. 3.1.



Рис. 3.4. Загальний вид модернізованої установки «ALIER-31»
1 – генератор; 2 – кабель; 3 – електромагнітний вібратор.

Таблица 3.1.

Основные энергетические характеристики установки

| Найменування параметра | 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 |
| Ємність накопичувальних конденсаторів, МКФ $\pm 30\%$ | 60 ± 20 | $60 + 20$ | $60 + 20$ | 360 ± 120 | 360 ± 120 |
| Енергія розряду, Дж | 0,06 | 0,13 | 0,28 | 0,81 | 1,66 |

Матеріал електродів підбирали, ґрунтуючись на аналізі літературних джерел і попередніх досліджень з даної проблеми. У якості електродів для наплавлення використовувалися сталь Е10, Св08, алюмінієвий сплав Al-11, для зміцнення бабіт Б-16. Діаметр електрода при проведенні експериментальних досліджень

вибирався залежно від енергетичного режиму установки і становив при напівленні 3-4 мм для 4 режиму, 5 мм - для 5 режиму, при зміщенні 2-3 мм для 3 режиму.

Експерименти по першому етапу досліджень проводили на 4-ому і 5-ому енергетичних режимах, змінюючи на кожному частоту вібрації електрода від 150 до 250 Гц із інтервалом 50 Гц. Тривалість імпульсу становила 3 мс, амплітуда коливань електрода підбиралася індивідуально до кожного з режимів.

Для проведення експериментів по нанесенню металопокриття була створена експериментальна установка. Вона складається з генератора імпульсного струму «АІІЕР-31»; токарно-гвинторізного верстата моделі 1А616.

У ході виробувань частота обертання (деталі) n_d становила від 1 до 14 хв^{-1} , а частота обертання електрода-інструмента - 3500 хв^{-1} . Варіювали режимами установки 4 і 5 ($W = 0,81 - 1,66 \text{ Дж}$), подачею електрода S_{en} від 1,21 до

$8,58 \text{ мм/хв}$, і його діаметром d_e від 3 до 5 мм. Для кожного варіанта технологічних режимів і матеріалу електрода експеримент повторювали три рази. Результати усереднювались.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1. Результати вхідного стендового контролю роботоздатності

гідроагрегатів

4.1.1 Результати контролю первинної дефектації і технічного стану гідронасосів

В відповідності до технічних характеристик гідравлічних шестеренних насосів, новий насос типу НШ-50У повинен розвивати номінальний тиск на виході ($P = 16 \text{ МПа}$), при цьому коефіцієнт подачі становить ($K_Q = 0,92$).

Для визначення характеристик насосів, що надійшли на ремонт, проводився їхній вхідний стендовий контроль, згідно з методикою, викладеною в п. 3.2. Роботу кожного насоса оцінювали по двох параметрах: максимальному тиску, що розвивається, і подачі при номінальному або максимальному тиску.

У результаті стендового контролю насосів, в двадцяти п'яти агрегатів тиск на виході і коефіцієнт подачі дорівнював нулю; тиск до $P = 10 \text{ МПа}$ розвивали 17 агрегатів при коефіцієнті подачі $K_Q = 0$; від $P = 10 \text{ МПа}$ до $P = 12 \text{ МПа}$ – 3 агрегати, при коефіцієнті подачі $K_Q = 0$; від $P = 12 \text{ МПа}$ до $P = 13 \text{ МПа}$ – 4 агрегати, з коефіцієнтом подачі від $K_Q = 0..0,642$; понад $P = 13 \text{ МПа}$ – 2

агрегата при середньому коефіцієнті подачі $K_Q = 0,728$. Номінальний тиск на виході розвинули тільки 7 насосів, при цьому середній коефіцієнт подачі склав $K_Q = 0,717$, однак, у них в процесі контролю було виявлене падіння тиску в середньому на $P = 5 \text{ МПа}$.

Виходячи з вищесказаного, можна зробити висновок, що з насосів, що надійшли на ремонт, 85,45% розвинули тиск нижче номінального значення.

Із загальної кількості агрегатів в 76,36% насосів коефіцієнт подачі рідини дорівнює нулю, в 10,91% насосів коефіцієнт подачі рідини менш гранично припустимого значення рівного $K_Q = 0,65$; останні 12,73% насосів мають

коефіцієнт подачі більше $K_Q > 0,65$, однак їх ресурс свідомо менше міжремонтного. Близько 5% насосів мають коефіцієнт подачі $K_Q = 0,90$, близький до нового агрегату, що дозволяє говорити про повну їхню працездатність на рівні нових насосів.

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

Після проведення вхідного контролю всі агрегати відправлялися на

первинну дефектацію, що дозволило виявити характер та вид зношення їх робочих поверхонь, а також коефіцієнт повторюваності дефекту. У таблиці 4.1 представлені основні види дефектів і способи їх усунення.

Таблиця 4.1.

Дефекти деталей шестеренного насоса типу НШ-У

| Дефект | Повторюваність дефекту | | Спосіб усунення |
|------------------------------|------------------------|-----|--|
| | коефіцієнт | в % | |
| Задири на колодязях корпусу | 1,00 | 100 | Електроіскрове наплавлення, доведення під ремонтний розмір |
| Задири на торцях шестірень | 0,91 | 91 | Перешліфовка під ремонтний розмір |
| Задири на поверхнях цапф | 0,86 | 86 | Доведення, електроіскрове наплавлення |
| Тріщини корпусу | 0,09 | 9 | Не відновлюється |
| Тріщини втулок | 0,07 | 7 | Не відновлюється |
| Зрив різьблення | 0,14 | 14 | Нарізування ремонтного різьблення |
| Відкол шліців | 0,03 | 3 | Не відновлюється |
| Зношування гумових ущільнень | 0,86 | 86 | Заміна ремонтного комплекту |

За результатами дефектації можна зробити висновок, що в процесі роботи насоса типу НШ-У найбільшому зношуванню піддаються поверхні деталей виготовлених з алюмінієвих сплавів, що веде в процесі роботи до радіального зношування колодязів корпусу, зношування отворів підшипників і циліндричних поверхонь цапф. Крім того, відбувається зовнішніх поверхонь і торців шестірень.

Дослідження показали, що поверхні колодязів корпусу насоса піддані найбільшому зношуванню з боку усмоктувальної камери. Це підтверджує теоретичні припущення, що даний дефект викликаний мікрорізанням, яке відбувається в результаті того, що шестірні притискаються до стінок колодязів тиском, створюваним у нагнітальній камері. Відбувається зрізання шару м'якого металу (алюмінієвий корпус) твердим металом (сталь), з якого виготовлені шестірні.

Підтверджує також висловлене раніше припущення про зношування в з'єднанні «цапфа шестірні - підшипник» як першопричини, що викликає мікрорізання корпусу у результаті зсуву шестірень зношування корпусу з боку

усмоктувальної камери більше зношування з боку камери нагнітання в середньому на 144,875 мкм для колодязя провідної шестірні, і на 145,375 мкм для колодязя веденої шестірні.

Зношування колодязя корпусу під ведучу шестірню лежить у межах 12...287 мкм, при середньому значенні 104,22 мкм; зношування колодязя корпусу під ведену шестірню склав 12...260 мкм, при середньому значенні 120,018 мкм.

Шестірні так само зношуються в процесі роботи насоса. Відбувається зношування торцевої поверхні та зовнішнього діаметра шестірень, через потрапляння абразивних часток у торцевий зазор «шестірня - компенсатор» і в радіальний зазор «шестірня - корпус». У результаті утворюється кільцева ризика глибиною до 30 мкм на торцях шестірень і задири на вершинах зубів шестірень.

Величина радіального зазору в з'єднанні «корпус – зуб шестірні ведучої», з урахуванням нормативних значень, перебуває в межах 39...356 мкм при середньому значенні 185,71 мкм; у з'єднанні «корпус – зуб шестірні веденої» 54...351 мкм при середньому значенні 152,35 мкм.

Основні статистичні характеристики і параметри закону розподілу зношувань деталей, а також зазорів у з'єднаннях представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Основні статистичні характеристики досліджуваних параметрів

| Найменування параметрів | Інтервал значень, мкм | Математичне очікування, m_x | Середнє квадратичне відхилення, σ_x | Коефіцієнт варіації, ν | Параметри розподілу Вейбула | |
|---|-----------------------|-------------------------------|--|----------------------------|-----------------------------|-----|
| | | | | | a | b |
| Зношування колодязя під провідну шестірню | 12...287 | 104,22 | 64,98 | 0,623 | 120,33 | 1,7 |
| Зношування колодязя під ведену шестірню | 12...260 | 120,018 | 61,71 | 0,514 | 140,26 | 2 |
| Зношування провідної шестірні по зовнішньому діаметру | 0...40 | 12,15 | 8,69 | 0,357 | 13,18 | 1,5 |

| | | | | | | |
|---|--------|-------|------|-------|-------|-----|
| Зношування веденої шестірні по зовнішньому діаметру | 0...40 | 13,43 | 9,81 | 0,365 | 14,88 | 1,4 |
|---|--------|-------|------|-------|-------|-----|

Грунтуючись на результатах стендових випробувань, первинній дефектації та мікрометражних дослідженнях, можна прийняти, що основними причинами відмов шестеренних насосів типу НШ-У є:

- збільшення понад припустиме значення радіального зазору в з'єднанні «корпус – зуб шестірні», за рахунок зношування шестірні по зовнішньому діаметру і колодязів корпуса;

Однак величини зазорів, розміри деталей, їх зношування впливають на працездатність насоса. Для визначення ступеня їх впливу на параметричну надійність насоса і визначення необхідної товщини шару металопокриття для відновлення зношених деталей проведені розрахунки розмірних ланцюгів насоса.

4.1.2 Результати контролю первинної дефектації і технічного стану гідророзподільників

Для проведення досліджень зношень і дефектів золотникових пар гідророзподільників і його деталей першочергово був проведений огляд їх технічного стану з метою виявлення характеру та виду зношення, а також мікрометраж деталей з'єднання «золотник-отвір корпусу», як ресурсолімітуючих

згідно з методикою, наведеною в розділі 3.

Виявлені в процесі проведення досліджень по даним зовнішнього огляду основні види дефектів золотникової пари представлені у таблиці 4.3

Таблиця 4.3

Характерні дефекти золотникової пари

| Дефекти | Повторюваність дефекту | | Спосіб усунення |
|---|------------------------|-----|--|
| | коефіцієнт | в % | |
| 1. Зношування й відхилення геометричної | 1 | 100 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |

| | | | |
|---|------|----|--|
| 2. Подряпини і ризки уздовж пасків | 0,36 | 36 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 3. Подряпини і ризки по діаметру пасків | 0,16 | 18 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 4. Схоплювання | 0,23 | 23 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 5. Викрашування | 0,31 | 31 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 6. Корозія | 0,15 | 15 | Переточування під ремонтний розмір або нанесення шару металопокриття |
| 7. Відкол крайок | 0,03 | 3 | Не відновлюється |

Із табл. 4.3 випливає, що на гідроабразивне зношування і відхилення геометричної форми золотникової пари гідророзподільника припадає 100% дефектив, що обумовлюється експлуатацією гідророзподільників на робочих рідинах, які не відповідають технічним вимогам на експлуатацію із-за забрудненості їх сторонніми абразивними домішками. Це також підтверджується і зовнішнім видом зношення деталей.

У результаті досліджень було встановлено, що зношування поверхонь, що сполучаються, золотника і корпуса відбувається нерівномірно по довжині й утворюючій цих деталей. Найбільшому зношуванню піддаються 5-й і 6-й паски золотника і 1-й і 2-й паски корпуса. Мінімально зношується 2-й пасок золотника і 5-й корпуса. Ці дані підтверджуються рядом аналогічних досліджень [14, 34].

Подальша обробка мікрометражних даних проводилася з використанням статистичних методів аналізу. Обчислювалися основні числові статистичні показники - математичне очікування m_x , середньоквадратичне відхилення σ_x , коефіцієнт варіації v . Визначені накопичена частість величини зношень по інтервалах π_i , частість (f/n) і експериментальна функція розподілу (накопичена частість) $F(x)$. Результати обчислень представлено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4.

Основні статистичні параметри розподілів

| № п/п | Найменування параметра | Інтервал значень, мкм | Математичне очікування, m_x | Середньоквадратичне відхилення, σ_x | Коефіцієнт варіації, ν |
|-------|---------------------------------------|-----------------------|-------------------------------|--|----------------------------|
| 1 | Максимальне | 6-50 | 19,03 | 9,80 | 0,514 |
| 2 | Максимальне зношування золотника | 4-45 | 17,06 | 8,09 | 0,474 |
| 3 | Зазор у сполученні «золотник-корпус» | 21-31 | 47,79 | 16,94 | 0,354 |
| 4 | Максимальна конусність золотника | 1-16 | 3,90 | 2,58 | 0,663 |
| 5 | Максимальна овальність золотника | 1-21 | 5,81 | 3,29 | 0,566 |
| 6 | Максимальна конусність отвору корпусу | 2-38 | 10,95 | 8,62 | 0,787 |
| 7 | Максимальна овальність отвору корпусу | 2-25 | 8,23 | 4,98 | 0,605 |

Значення максимального, по всіх пасках, зношування золотників лежить у межах 4...45 мкм при середньому значенні 17,06 мкм. Зношування отворів корпусів перебуває в межах 6...50 мкм, при середньому значенні 19,03 мкм. Отвір корпусу зношується в 1,11 раз інтенсивніше, чим золотник. Це підтверджується рядом аналогічних досліджень, зокрема дослідженнями [34].

Функція щільності розподілу зношень золотника описується законом Вейбулла і має наступний вид:

$$f_1(x) = 0,58 \cdot \left(\frac{x}{19,17}\right)^{1,23} \cdot e^{-\left(\frac{x}{19,17}\right)^{2,23}} \quad (4.1)$$

Функція щільності розподілу зношень отвору корпусу описується законом Вейбулла і має наступний вид:

$$f_2(x) = 0,42 \cdot \left(\frac{x}{21,68}\right)^{1,04} \cdot e^{-\left(\frac{x}{21,68}\right)^{2,04}} \quad (4.2)$$

Графічно вони представлені на рис. 4.3.

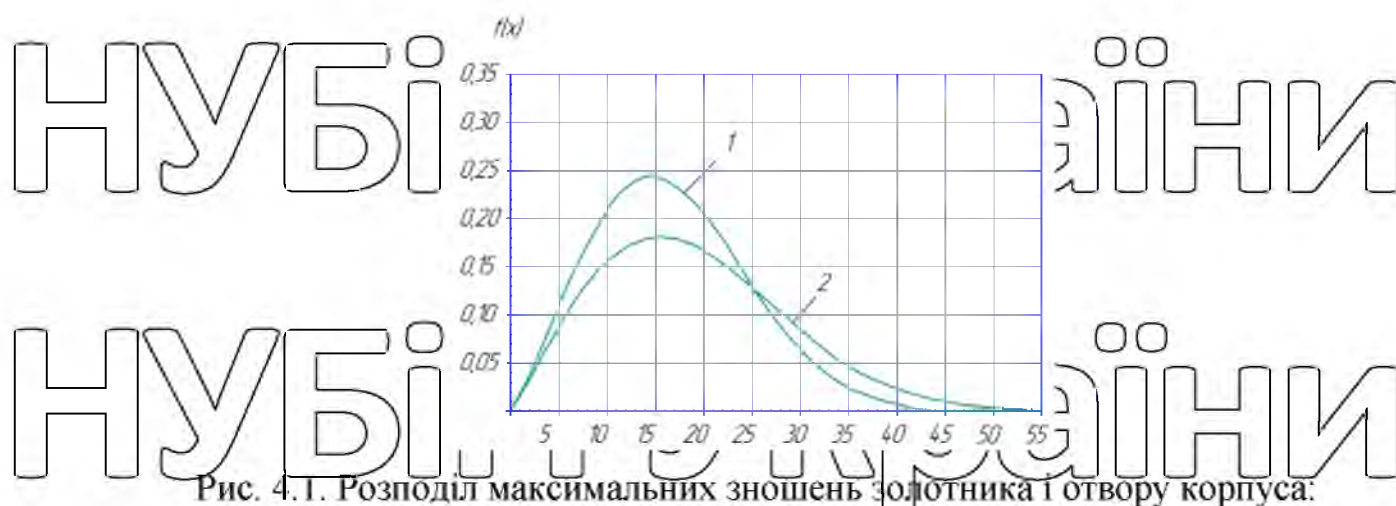


Рис. 4.1. Розподіл максимальних зношень золотника і отвору корпусу:

1- зношування золотника; 2 - зношування отвору корпусу

Аналіз представлених залежностей показує, що золотник і корпус мають малі лінійні зношення. Цей висновок є важливим для вибору способу відновлення.

Метод перекомплектовки характеризується простотою й мінімальними витратами для ремонтно-технічного підприємства, однак ресурс гідророзподільників відремонтованих перекомплектовкою, дуже низький, що підтверджується проведеними раніше дослідженнями ряду авторів [14, 34]. Вихід тут повинен бути в широкому впровадженні більш перспективних технологій відновлення зношених деталей, що забезпечують нанесення поверхневого шару із заданими метрологічними властивостями.

Результати досліджень показали, що для відновлення даного з'єднання з малими лінійними зношеннями в умовах сучасного виробництва, де переважають дрібносерійний або індивідуальний ремонт, не придатна методика знеособленого ремонту. Це обумовлене малою кількістю ремонтного фонду. Відновлення таких пар тертя необхідно здійснювати вмоделі з правил функціональної взаємозамінності.

4.2 Обґрунтування необхідної товщини шару металопокриття

електроіскровою обробкою

4.2.1 Визначення товщини шару металопокриття електроіскровою обробкою зношених поверхонь колодязів корпусу

Відновлення деталей насоса складається із забезпечення технологічного радіального зазору в з'єднанні «колодязь корпуса-зуб шестірни» шляхом відновлення зношених поверхонь колодязів корпуса.

Розглянемо зазор у з'єднанні «колодязь корпуса-зуб шестірни».

Сумарне зношування визначимо виходячи зі збільшення первісного зазору в з'єднанні нових деталей по вираженню [16]:

$$U_{\max} = D_{\max} - d_{\min} - (S_{\max} + S_{\min}) / 2, \quad (4.3)$$

де U_{\max} - максимальне сумарне лінійне зношування поверхонь, мм;

$D_{\max} - d_{\min}$ - максимальне, умовне зношування з'єднання, мм;

S_{\max}, S_{\min} - максимальний і мінімальний технологічні зазори в з'єднанні деталей, мм.

Для зазору в з'єднанні «колодязь корпуса-зуб провідної шестірни»

одержимо:

$$U_{\max 1} = 55,226 - 54,550 - (0,17 + 0,06) / 2 = 0,561 \text{ мм};$$

Для зазору в з'єднанні «колодязь корпуса-зуб веденої шестірни» будемо мати:

$$U_{\max 2} = 55,244 - 54,570 - (0,17 + 0,06) / 2 = 0,559 \text{ мм}.$$

Припуск на механічну обробку:

$$2Z_{\min} = 100 \text{ мкм}.$$

Визначивши максимальне сумарне зношування і припуски на механічну обробку, визначимо максимальний шар металопокриття на сторону [16]:

$$M_{\max} = (U_{\max} + 2Z_{\min}) / 2, \quad (4.4)$$

Колодязь під провідну шестірню.

$$M_{\max 1} = (559 + 100) / 2 = 330 \text{ мкм}.$$

Колодязь під ведену шестірню:

$$M_{\max 2} = (557 + 100) / 2 = 329 \text{ мкм}.$$

Таким чином, для того, щоб відновити з'єднання з максимальним зношуванням корпусу та шестірні, необхідно в сумі збільшити діаметри колодязя під провідну шестірню на 658 мкм, ведену на 660 мкм.

Для відновлення з'єднання із середнім сумарним зношуванням шестірень і корпусу ($U_{cp.1} = 116,37 \text{ мкм}, U_{cp.2} = 133,5 \text{ мкм}$) товщина шару металопокриття на сторону буде складати:

$$M_{cp1} = \frac{(116,37 + 100)}{2} = 108,19 \text{ мкм},$$

$$M_{cp2} = \frac{(133,5 + 100)}{2} = 116,75 \text{ мкм}.$$

Середня величина збільшення діаметрів буде рівна: для колодязя під провідну шестірню – 216,4 мкм, під ведену – 233,5 мкм.

Для відновлення з'єднання з мінімальним сумарним зношуванням колодязів корпусу і шестірень ($U_{min1} = U_{min2} = 22 \text{ мкм}$), товщина шару металопокриття на сторону буде дорівнювати:

$$M_{min1} = \frac{(22 + 100)}{2} = 61 \text{ мкм},$$

$$M_{min2} = \frac{(22 + 100)}{2} = 61 \text{ мкм},$$

Мінімальна величина збільшення діаметрів буде рівна для колодязів під провідну й ведену шестірні – 122 мкм.

Аналіз розрахунків показав, що для відновлення необхідного технологічного зазору з'єднання «колодязь корпусу-зуб шестірні» необхідно нанести на поверхні колодязів корпусу шар металопокриття товщиною: на колодязь під провідну шестірню: мінімально 61 мкм, максимально – 330 мкм; на колодязь під ведену шестірню: мінімально 61 мкм, максимально – 329 мкм.

4.2.2 Визначення товщини шару металопокриття електроіскровою обробкою зношених поверхонь золотника гідророзподільника

Відновлення зношених золотників містить у собі механічну обробку для усунення слідів зношування й виправлення геометричної форми, а також нанесення шару металопокриття, що компенсує сумарне зношування з'єднання й

припуск на механічну обробку.

Значення реального зазору в межах від 21 до 91 мкм при середньому значенні 47,7 мкм. При значенні зазору 21 мкм і тиску в системі 10 МПа, витік робочої рідини при нейтральному положенні золотника становить 2,9 см³/с., при зазорі 91 мкм – 41,6 см³/с. По технічних вимогах витіку не повинні перевищувати 3 см³/хв [2]. Для більш точного визначення товщини шару покриття необхідно розрахувати припуск на механічну обробку.

Сумарне зношування визначимо виходячи зі збільшення первісного зазору в з'єднанні нових деталей за виразом (4.1):

$$U_{\max} = 25,074 - 24,983 - (0,016 + 0,008) / 2 = 0,079 \text{ мм} = 79 \text{ мкм}$$

Шар металопокриття повинен компенсувати не тільки сумарне зношування, але й припуск на механічну обробку зношених деталей, тому операційний припуск на хонігування отворів корпуса під золотник приймаємо на 30 % більше максимальній погрішності геометричної форми відновлюваного отвору. У цьому випадку досягається необхідна точність і виведення слідів зношування [16]:

$$2Z_{\min} = \delta_{\max} + \delta_{\max} \cdot 0,3, \quad (4.5)$$

де δ_{\max} - максимальне відхилення геометричної форми отвору, мкм:

$$2Z_{\min} = 38 + 38 \cdot 0,3 = 49 \text{ мкм}$$

Більш технологічно буде брати припуск рівним 50 мкм.

Дані огляду літературних джерел показують, що електроіскрове наплавлення дозволяє одержати рівномірний по товщині шар із шорсткістю ($R_a = 8 - 10 \text{ мкм}$). З метою зменшення шорсткості і зняття залишкових напруг відновленого золотника рекомендується в якості наступної механічної обробки застосувати обкатування роликком і доведення притиранням. Виходячи із цього діаметральний припуск на обробку золотника ($2z_{\min}$) рівний 40 мкм.

Визначивши максимальне сумарне зношування й припуски на механічну обробку, розрахуємо максимальний шар металопокриття на сторону [16]:

$$M_{\max} = (U_{\max} + 2Z_{\min} + 2z_{\min}) / 2, \quad (4.6)$$

$M_{\max} = (79 + 50 + 40) / 2 = 85 \text{ мкм}$
 Таким чином, для відновлення з'єднання з максимальним зношуванням отвору корпусу і золотників гідророзподільника необхідно збільшити діаметр отворів на 170 мкм.

Для відновлення з'єднання із середнім сумарним зношуванням отворів корпусу і золотника $U_{cp} = 36 \text{ мкм}$ товщина шару металопокриття на сторону буде рівна:

$$M_{cp} = (36 + 50 + 40) / 2 = 63 \text{ мкм}$$

Середня величина збільшення діаметра буде рівна 126 мкм.
 Для відновлення з'єднання з мінімальним сумарним зношуванням отворів корпусу й золотника $U_{\min} = 9 \text{ мкм}$ товщина шару металопокриття на сторону буде дорівнювати:

$$M_{\min} = (9 + 50 + 40) / 2 = 50 \text{ мкм}$$

Мінімальна величина збільшення діаметра буде рівна 100 мкм.
 Таким чином, аналіз розрахунків показав, що для відновлення необхідного технологічного зазору з'єднання необхідно нанести на поверхню золотника шар металопокриття товщиною: мінімально 50 мкм, максимально 85 мкм при середньому значенні 63 мкм.

Для відновлення золотника з такими товщинами нарощування зношеного металу застосовується електро-іскрове нарощування. В якості електродного матеріалу застосовувався низьковуглецевий зварювальний дріт СВ08ГА, як один найдешевших і доступних.

4.3. Результати вибору раціональних режимів електроіскрової обробки

Вибір раціональних технологічних режимів ЕІО колодязів корпусу. Аналіз

результатів первинної дефектації і мікрометражних досліджень показав, що в

процесі роботи шестеренного насоса найбільшому зношуванню піддається корпус, виготовлений з алюмінієвого сплаву. Тому при відновленні насоса типу

НЦ-У методом електроіскрового наплавлення, однією з головних завдань є

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.

Для розв'язку поставлених завдань у першу чергу необхідно здійснити правильний вибір матеріалу електрода і технологічних режимів електроіскрової обробки, що дозволяють наносити покриття необхідної товщини із заданими фізико-механічними властивостями.

На підставі умови переважного переносу матеріалу анода на катод сформульований критерій вибору матеріалу електрода (анода) D_M :

$$D_M = \frac{C_K \cdot \rho_K \cdot \lambda_K \cdot (T_{пл}^K - T_{хл}^K)^2}{C_a \cdot \rho_a \cdot \lambda_a \cdot (T_{пл}^a - T_{хл}^a)^2} \cdot \left(\frac{r_k}{r_a - r_n} \right)^1 \cdot \left(\frac{\alpha_a^*}{\alpha_k^*} \right)^{-1}, \quad (4.7)$$

де $C, \rho, \lambda, T_{пл}, T_{хл}$ - відповідно питома теплоємність, електропровідність, теплопровідність і температури плавлення, холодноламкості для матеріалів анода й катода;

r_a, r_k - атомний радіус матеріалу анода й катода;

$\frac{1}{\alpha_a^* \cdot \alpha_k^*} \sim 1$ (для металів) - коефіцієнт врахування ковалентності міжатомного

зв'язку матеріалів анода й катода.

На основі аналізу літературних джерел [26, 28], присвячених дослідженню процесу ЕО, були обрані наступні матеріали електродів:

$$\text{Pb-Sn-Cd-Zn-TiC-Zr-Ti-Al-Pt-Pd-V-Ag-aFe-Nb-Ni-Ta-Co-Cr-Cu-Mo}, \quad (4.8)$$

Застосування критерію (4.7) при відновленні дозволяє вибрати в якості наплавочних електродів алюмінієвий сплав АЛ-11.

Наплавлення здійснювалося з застосуванням установки «ALIER-31» на наступних технологічних режимах: режим установки P-5, частота - 250 Гц,

тривалість імпульсу - 3 (товщина шару h - 360 мкм, сплошність $C_{спл.}$ - 75 %,

мікротвердість $H_d = 2500 \text{ МПа}$), час обробки $1 \text{ см}^2 t_{об} \in 4 \text{ хв}$.

Вибір раціональних технологічних режимів ЕО золотника. На основі

аналізу залежності (4.8.) для відновлення золотника був обраний низьковуглецевий зварювальний дріт СВ08ГА.

Наплавлення здійснювалося з застосуванням установки «ALIER-31» на наступних технологічних режимах: режим установки $P-5$, частота - 250 Гц , тривалість імпульсу - 3 (товщина шару $h-93 \text{ мкм}$, сплошність $C_{\text{спл.}}-75 \%$, подача - $S=0,62 \text{ мм/об}$), кількість проходів - $m=1$.

4.4. Результати лабораторних досліджень гідроагрегатів

4.4.1 Результати лабораторних досліджень гідророзподільників

Дослідження зміни структурних параметрів деталей з'єднання «золотник-корпус гідророзподільника» в процесі лабораторних досліджень проводили з такими гідроагрегатами: гідророзподільник Р-80В3 відновлений за типовою технологією і гідророзподільник даної марки у якого золотник відновлено електроіскровим наплавленням.

Зміни структурних параметрів деталей розподільника впливають на його технічний стан, що визначається втратами робочої рідини в спряженнях. Загальні втрати робочої рідини в розподільнику складаються з втрат робочої рідини в усіх спряженнях золотникових пар та деталей запобіжних, переливних та запірних клапанів.

Характеристики зміни втрат робочої рідини в спряженнях «золотник-корпус розподільника» від наробітку, який обумовлює зміну зазору в результаті зношення поверхонь ущільнюючих поясків отвору в корпусі та золотника, представлені в табл.4.5. та на рис. 4.2 (характеристики відповідають знаходженню золотника в робочій позиції «Піднімання» або «Опускання»)

Таблиця 4.5

Результати експериментальних досліджень функціональної залежності між втратами робочої рідини ΔQ_B і часом випробування гідророзподільника

| № досліджу | Втрати робочої рідини, $\Delta Q_B, \text{ см}^3/\text{с}$ | Час випробування насоса, $t, \text{ год.}$ |
|--|--|--|
| Експериментальний гідророзподільник Р-80В3 | | |

| | | |
|---|-------|------|
| 1 | 2,9 | 10,0 |
| 2 | 3,2 | 20,0 |
| 3 | 4,5 | 30,0 |
| 4 | 10,0 | 40,0 |
| 5 | 30,0 | 50,0 |
| 6 | 67,0 | 60,0 |
| 7 | 100,0 | 70,0 |
| 8 | 150,0 | 80,0 |

| Гідророзподільник Р-80В3 в стані поставки | | |
|---|------|------|
| 1 | 2,8 | 10,0 |
| 2 | 3,1 | 20,0 |
| 3 | 8,2 | 30,0 |
| 4 | 23,0 | 40,0 |
| 5 | 54,0 | 50,0 |
| 6 | 86 | 60,0 |
| 7 | 138 | 70,0 |
| 8 | 205 | 80,0 |

Аналіз результатів в табл.4.5 показує, що з зростанням наробітку витрати робочої рідини починають різко зростати при $t = 50 \text{ год.}$ і становлять відповідно для нового гідророзподільника $\Delta Q_B = 54,0 \text{ см}^3/\text{с}$ і для експериментального

$\Delta Q_B = 30,0 \text{ см}^3/\text{с}$, що вказує на процес зростання зазору в спряженні «золотник - корпус розподільника». При цьому в експериментальному гідророзподільнику динаміка зростання зазору менша на даному напірці менша, що вказує на кращу зносостійкість відновленого золотника.

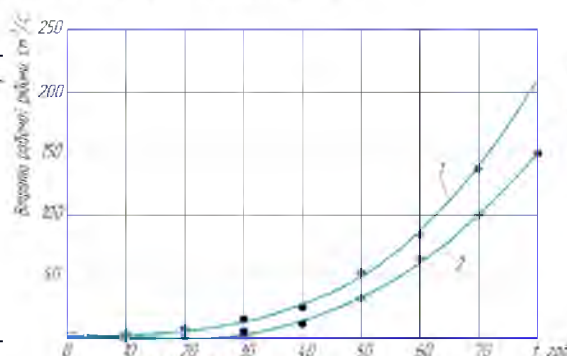


Рис. 4.2. Залежність витрат робочої рідини ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$) в спряженні «золотник - корпус розподільника» від наробітку ($t = 80 \text{ год.}$) $\Delta P = 10,0 \text{ МПа}$ - перепад тиску робочої рідини в спряженні; 1 - розподільник Р-80В3 еталонний; 2 - розподільник Р-80В3 з відновленими золотниками ЕІО.

4.4.2 Результати лабораторних досліджень гідронасосів

Для порівняння довговічності шестеренних насосів модифікації НИІ-У

були підготовлені насоси, коловдязь корпусу яких відновлювали електроіскровою обробкою, в якості наплавочних електродів застосовувався алюмінієвий сплав Ал-11. А також насоси, корпус яких знаходився в стані поставки від заводу виробника.

Підготовлені насоси встановлювали на стенд КИ-4815 М і проводили їх обкатку та випробовування згідно методики наведеної в третьому розділі. Результати функціональної залежності між коефіцієнтом подачі і часом випробування насосу представлені в таблиці 4.6 та на рис. 4.3.

Таблиця 4.6.

Результати експериментальних досліджень функціональної залежності між коефіцієнтом подачі і часом випробування насосу

| № досліджу | Коефіцієнт подачі насоса, η | Час випробування насоса, t , год. |
|--------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
| Експериментальний насос НШ-50У | | |
| 1 | 0,92 | 10,0 |
| 2 | 0,90 | 15,0 |
| 3 | 0,89 | 17,0 |
| 4 | 0,88 | 22,0 |
| 5 | 0,89 | 28,0 |
| 6 | 0,89 | 32,0 |
| 7 | 0,87 | 38,0 |
| 8 | 0,85 | 42,0 |
| 9 | 0,83 | 48,0 |
| 10 | 0,82 | 52,0 |
| 11 | 0,80 | 58,0 |
| 12 | 0,78 | 62,0 |
| 13 | 0,77 | 68,0 |
| Насос НШ-50У в стані поставки | | |
| 1 | 0,87 | 10,0 |
| 2 | 0,86 | 15,0 |
| 3 | 0,84 | 17,0 |
| 4 | 0,84 | 22,0 |
| 5 | 0,81 | 28,0 |
| 6 | 0,80 | 32,0 |
| 7 | 0,78 | 38,0 |
| 8 | 0,77 | 42,0 |
| 9 | 0,75 | 48,0 |
| 10 | 0,74 | 52,0 |
| 11 | 0,72 | 58,0 |
| 12 | 0,71 | 62,0 |

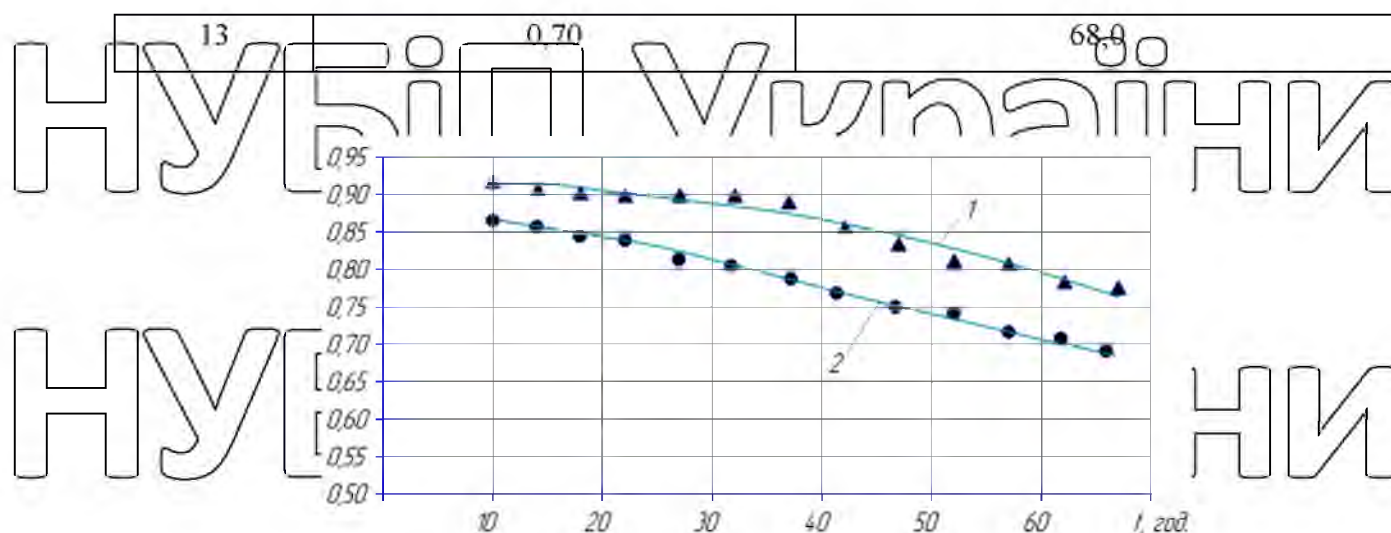


Рис. 4.3. Графічна залежність коефіцієнта подачі насоса η від наробітку t :

1 - корпус насоса відновлено електроіскровим наплавленням; 2 - корпус насоса в стані поставки від заводу виробника.

Аналіз результатів досліджень показує, що різниця між коефіцієнтами подачі за перші 10 год. роботи характеризується процесом припрацювання деталей, яке супроводжується зношенням поверхонь деталей, які мають відхилення від шорсткості та геометрії. Подальша зміна між коефіцієнтами подачі обумовлюється далішим процесом зношення деталей спряження «корпус насоса-шестерня». При наробітку 60 год. коефіцієнт подачі експериментального насоса становить $\eta = 0,80$, що майже на 12,5% перевищує коефіцієнт подачі типового насосу ($\eta = 0,70$).

Крива для експериментального насоса має досить пологий характер, це пов'язано з тим, що після припрацювання деталей інтенсивність їх зношення зменшується в результаті зміцнення поверхні корпусу гідронасоса.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

В результаті проведення досліджень обґрунтовані оптимальні способи відновлення ресурсолімітуючих деталей агрегатів роздільно-агрегатної

гідравлічної системи трактора (гідронасоси модифікації НШ-У, гідророзподільники Р-80), розроблені технології їх ремонту.

Економічний ефект визначається із порівняння приведених витрат на відновлення гідравлічного насоса модифікації НШ-У за базовою і розробленою технологіями.

Однією із перспективних технологій відновлення шестеренних насосів модифікації НШ-У, яка забезпечує середній ресурс деталей качаючого вузла на рівні нових, являється застосування системи компенсації радіального та торцевого зазору в качаючому вузлі.

За результатами проведених досліджень рекомендується провести технологічне переоснащення виробничого підрозділу з технічного сервісу агрегатів роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора для проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту агрегатів.

Проведення технологічного переоснащення сервісного центру передбачається на базі існуючого виробничого підрозділу, який розміщується безпосередньо в майстерні, що обумовлює відсутність витрат на будівництво сервісного центру.

Запропонована у роботі технологія ремонту насосів потребує додаткового придбання обладнання. Економічна ефективність роботи оцінюється по рівню планового прибутку та рентабельності виробництва робіт з відновлення насосів. Для впровадження запропонованих заходів необхідно придбати основне обладнання яке наводиться в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Марка та вартість основного обладнання

| № п/п | Найменування обладнання | Тип, марка | К-ть | Вартість, грн. |
|-------|---|------------|------|----------------|
| 1 | Стенд для обкатки випробовування гідравлічних агрегатів | КИ-4815М. | 1 | 30 000 |
| 2 | Прес гідравлічний на 40 т. | ОКС - 1857 | 1 | 25000 |
| 3 | Тумба-дефектовщика | ОРГ - 4217 | 1 | 10000 |

| | | | | |
|---|---------------------|------------|---|-------|
| 4 | Об'єкт технологічна | ОРГ - 1429 | 1 | 10000 |
| | Всього | | 4 | 75000 |

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники:

1. Вартість проведених ремонтів.

Вартість проведених ремонтів розраховується з врахуванням річної програми ремонту насосів та вартості одного ремонту за виразом:

$$B_p = \eta \cdot B_{OP} \quad (5.1)$$

де η^B, η^H - відповідно базова і проектна річна програма ремонту насосів (

$\eta^B = 550 \text{ рем.}, \eta^H = 1000 \text{ рем.}$);

B_{OP} - вартість одного ремонту, грн.;

$$B_p^B = 550 \cdot 600 = 330000 \text{ грн.}$$

$$B_p^H = 1000 \cdot 600 = 600000 \text{ грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$EB = ЗП + А + B_{EL} + B_{PMM} + IB \quad (5.2)$$

де $ЗП$ - заробітна плата з нарахуванням, грн.;

A - амортизаційні відрахування, грн.;

B_{EL} - вартість електроенергії, грн.;

B_{PMM} - витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування приміщення та обладнання, грн.;

IB - інші витрати складають 3% від загальної суми експлуатаційних витрат, грн.

Заробітна плата основних робітників для базового і проектного варіанту з нарахуваннями визначається за виразом:

$$ЗП = ЗП_{CP} \cdot K_{PP} \cdot 12 + ЗП_{H} \quad (5.3)$$

де $ЗП_{CP}$ - середньомісячна заробітна плата робітника, грн. (

$ЗП_{CP}^B = ЗП_{CP}^H = 5000 \text{ грн.}$);

K_{PP} - кількість основних робітників, чол. (для базового варіанту

$K_{PP}^B = 1 \text{ чол.}$, для проектного варіанту $K_{PP}^H = 2 \text{ чол.}$);

$ЗП_{\text{П}}$ - нарахування на зарплату, грн. ($ЗП_{\text{П}} = 0,22 \cdot ЗП$).

$$ЗП^{\text{Б}} = 5000 \cdot 1 \cdot 12 = 60000 \text{ грн.} \quad ЗП^{\text{П}} = 5000 \cdot 2 \cdot 12 = 120000 \text{ грн.}$$

Відповідно нарахування на зарплату визначаються:

$$ЗП_{\text{П}}^{\text{Б}} = 0,22 \cdot 60000 = 13200 \text{ грн.} \quad ЗП_{\text{П}}^{\text{П}} = 0,22 \cdot 120000 = 26400 \text{ грн.}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^{\text{Б}} = 60000 + 13200 = 73200 \text{ грн.} \quad ЗП^{\text{П}} = 120000 + 26400 = 146400 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування включають в себе витрати на амортизацію обладнання і приміщення.

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{\text{об}} = \frac{B_{\text{об}} \cdot N_{\text{а}}}{100}, \quad (5.4)$$

де $B_{\text{об}}$ - балансова вартість обладнання, грн. (для базового варіанту

$B_{\text{об}}^{\text{Б}} = 170000 \text{ грн.}$, для проектного $B_{\text{об}}^{\text{П}} = B_{\text{об}}^{\text{П}} + B_{\text{об}}^{\text{Б}} = 75000 + 170000 = 245000 \text{ грн.}$);

$N_{\text{а}}$ - норма амортизації, % ($N_{\text{а}} = 21,93\%$).

$$A_{\text{об}}^{\text{Б}} = \frac{170000 \cdot 21,93}{100} = 37281,0 \text{ грн.}$$

$$A_{\text{об}}^{\text{П}} = \frac{245000 \cdot 21,93}{100} = 53728,5 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію будівлі визначаються за формулою:

$$A_{\text{б}} = \frac{B_{\text{б}} \cdot N_{\text{б}}}{100}, \quad (5.5)$$

де $B_{\text{б}}$ - балансова вартість будівлі, грн. ($B_{\text{б}} = 990000 \text{ грн.}$, як для базового так

і для проектного варіанту);

$N_{\text{б}}$ - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на приміщення, ($N_{\text{б}} = 7,76\%$).

Тоді

$$A_{\text{б}} = \frac{990000 \cdot 7,76}{100} = 76824,0 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

$$A = A_{\text{об}} + A_{\text{б}}, \quad (5.6)$$

Тоді
для базового варіанту

$$A^B = 37821,0 + 76824,0 = 114645,0 \text{ грн.}$$

і проектного

$$A^П = 53728,5 + 76824,0 = 130552,5 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію визначаються, виходячи із загальної потужності обладнання і часу його роботи на рік, а також потужності освітлювальних приладів, які працюють на протязі всього робочого дня за виразом:

$$V_{\text{ел}} = Q_{\text{ел}} + C_{\text{ел}} \quad (5.7)$$

де $Q_{\text{ел}}$ - річні витрати електроенергії, кВт/год (для базового варіанту $Q_{\text{ел}}^B = 37000 \text{ кВт/год.}$, для проектного варіанту $Q_{\text{ел}}^П = 51000 \text{ кВт/год.}$);

$C_{\text{ел}}$ - ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн. ($C_{\text{ел}} = 1,96 \text{ грн.}$).

$$V_{\text{ел}}^B = 37000 \cdot 1,96 = 72520,0 \text{ грн.} \quad V_{\text{ел}}^П = 51000 \cdot 1,96 = 99960,0 \text{ грн.}$$

Витрати ($V_{\text{рем}}$) на поточний ремонт (ПР) та технічне обслуговування (ТО) складають 30% від суми амортизаційних відрахувань і визначаються за виразом:

$$V_{\text{рем}} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (5.8)$$

Тоді

$$V_{\text{рем}}^B = \frac{114645,0 \cdot 30}{100} = 34393,5 \text{ грн.} \quad V_{\text{рем}}^П = \frac{130552,5 \cdot 30}{100} = 39165,8 \text{ грн.}$$

Інші витрати (ІВ) включають в себе витрати на спецодяг, інструменти, заходи з охорони праці, протипожежні заходи і складають 3% від загальної суми експлуатаційних витрат:

$$IB = \frac{(3П + A + V_{\text{ел}} + V_{\text{рем}}) \cdot 3}{100}, \quad (5.9)$$

$$IB^B = \frac{(73200,0 + 114645,0 + 72520,0 + 34393,5) \cdot 3}{100} = 8923,2 \text{ грн.}$$

$$IB^П = \frac{(146400,0 + 130552,5 + 99960,0 + 39165,8) \cdot 3}{100} = 12482,4 \text{ грн.}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (5.2.) складуть:

$$EB^B = 3\Pi + A + B_{EI} + B_{PEM} + B,$$

$$EB^B = 73200,0 + 114645,0 + 75200,0 + 34393,5 + 8923,2 = 306361,7 \text{ грн.}$$

$$EB^H = 146400,0 + 130552,5 + 99960,0 + 39165,8 + 12482,4 = 428560,7 \text{ грн.}$$

3. Повна собівартість проведених ремонтів (ПС) визначиться за виразом:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (6.10)$$

$$ПС^B = 306361,7 \cdot 1,02 = 312488,9 \text{ грн.} \quad ПС^H = 428560,7 \cdot 1,02 = 437131,9 \text{ грн.}$$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$\Pi = B_{IP} - ПС, \quad (5.11)$$

$$\Pi^B = 330000 - 312488,9 = 17511,1 \text{ грн.} \quad \Pi^H = 600000 - 437131,9 = 162868,1 \text{ грн.}$$

5. Рівень рентабельності (Р) буде дорівнювати:

$$P = \frac{\Pi}{ПС} \cdot 100\%, \quad (5.12)$$

$$P^B = \frac{17511,1}{312488,9} \cdot 100\% = 5,6\% \quad P^H = \frac{162868,1}{437131,9} \cdot 100\% = 37,3\%$$

6. Додаткові капітальні вкладення (Б) визначаться:

$$B = B_{IP} - B_D, \quad (5.13)$$

де B_{IP} - вартість обладнання придбаного і діючого, грн., ($B_{IP} = 245000 \text{ грн.}$);

B_D - вартість діючого обладнання, грн., ($B_D = 170000 \text{ грн.}$).

$$B = 245000 - 170000 = 75000 \text{ грн.}$$

7. Річний економічний ефект (E_p) визначиться за виразом:

$$E_p = \Pi^H - \Pi^B, \quad (5.14)$$

$$E_p = 162868,1 - 17511,1 = 145357,0 \text{ грн.}$$

8. Термін окупності додаткових вкладень (T_o) буде дорівнювати:

$$T_o = \frac{B}{E_p}, \quad (5.15)$$

$$T_o = \frac{75000,0}{145357,0} \approx 0,6 \text{ року}$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2.

Техніко-економічні показники впроваджуваного проекту

| Показники | Базовий варіант | Проектний варіант |
|--|--------------------|----------------------|
| Вид робіт | Ремонт | Ремонт |
| Обсяг робіт, од. | 550 | 1000 |
| Кількість основних робітників, осіб | 1 | 2 |
| Обсяг додаткових капіталовкладень, грн. | - | 75000 |
| Експлуатаційні витрати всього, грн.: | 306361,7 | 428560,7 |
| - заробітна плата з нарахуваннями, грн. | 73200,0 | 146400,0 |
| - амортизаційні відрахування, грн. | 114645,0 | 130552,5 |
| - вартість електроенергії, грн. | 72520,0 | 99960,0 |
| - витрати на ГР та ТО, грн. | 34393,5 | 39165,8 |
| - інші витрати, грн. | 8923,2 | 12482,4 |
| Повна собівартість продукції, грн. | 312488,9 | 437131,9 |
| Загальний прибуток, грн. | 175111,1 | 162868,1 |
| Річний економічний ефект, грн. | - | 143357,0 |
| Термін окупності додаткових вкладень, років | - | 0,6 |

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1. Безпека праці при відновленні деталей/елементів роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактору

Основними шкідливими та небезпечними факторами при відновленні деталей елементів роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактору є:

підвищений тиск мастила в гідравлічних мастилах;

високі або низькі температури у приміщенні з відновлення гідравлічної системи;

висока або низька вологість повітря;

шум та вібрація;

підвишене ковзання через можливе проливання мастила на підлогу;

висока напруга в електромережі та ін.

Безпека праці під час відновлення деталей елементів роздільно-агрегатної гідравлічної системи передусім залежить від додержання технології ремонту.

Тому до проведення відновлення деталей елементів роздільно-агрегатної гідравлічної системи стравлюється тиск і під час зливання мастила не допускається його розливання [39].

Під час розбирання агрегатів гідросистеми для стравлювання тиску, а також для запобігання «вистрілювання» окремих елементів, які знаходяться у стисненому стані під дією пружин, використовуються редукційні або запобіжні клапани.

Випробування гідросистеми на герметичність і міцність виконується у повній відповідності до чинних правил випробування посудин, що працюють під тиском [40] на спеціальних стендах.

До роботи з діагностики та ремонту тракторів допускаються працівники, які пройшли навчання і перевірку знань з питань охорони праці відповідно до вимог [41], попередній та періодичний медичні огляди відповідно [42],

забезпечені спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту (далі - ЗІЗ) відповідно до вимог [43]. Річні норми потреби у спецодязі робітників, які експлуатують та обслуговують сільськогосподарську техніку наводяться в табл. 6.1.

Таблиця 6.1.

Річні норми потреби у спецодязі робітників, які експлуатують та обслуговують сільськогосподарську техніку

| №№п/п | Професія | Засоби захисту | Марка, тип | Строк користування, міс. | К-кість на рік |
|-------|----------|----------------|------------|--------------------------|----------------|
| | | | | | |

| | | | | |
|---------|-------------------------|---------|----|---|
| механік | Комбінезон бавовняний | B-17-46 | 12 | 1 |
| | Комбінезон прогумований | | 24 | 1 |
| | Рукавиці комбіновані | | 3 | 4 |
| | Окуляри захисні | C-5 | 24 | 1 |
| | Мийні засоби (мило) | 400 г | 3 | 4 |
| | Рушник | - | 3 | 4 |
| | Паста мюоча | 500 г | 3 | 4 |

Під час робіт з діагностування, технічного обслуговування та ремонту роздільно агрегатної гідравлічної системи трактора категорично забороняється [39]:

- перебувати під машиною, піднятою домкратом;

- обслуговувати машину і перебувати під нею при працюючому двигуні;

- відкривати кришку неохолодженого радіатора без рукавиць і нахилити обличчя до заливної горловини радіатора;

- всмоктувати ротом дизельне паливо та бензин через шланг;

- торкатися гарячого компресора;

- намотувати на руку вільний кінець шнура під час запускання пускового двигуна вручну;

- брати пускову рукоятку в обхват;

- стояти навпроти маховика під час роботи пускового двигуна;

- захарачувати проходи біля машин монтажними пристроями та іншими предметами;

- зливати рідину з гідросистеми у ґрунт або у водяні басейни та забруднювати навколишню територію промасленими ганчірками.

Під час регулювання складових частин, пов'язаного з частковим чи повним їх розбиранням, треба дотримуватись правил безпеки, передбачених для розбірно-складальних робіт. Деталі масою понад 80 кг слід піднімати й пересувати лише з застосуванням вантажопідіймальних механізмів. Направляти руками рух знятої чи встановлюваної складальної одиниці забороняється.

6.2. Визначення категорії пожежонебезпеки виробничого приміщення

Складське приміщення. Складське приміщення представляє собою багатостележний склад у якому передбачено зберігання на металевих стелажах негорючих матеріалів у картонних коробках. У кожному із семи рядів стележів міститься шість ярусів, у кожному ярусі десять відсіків, у кожному з відсіків зберігається по чотири картонні коробки, маса картону у яких по 1 кг. Верхня відмітка зберігання картонних коробок на стелажах складає 3 м, висота приміщення від підлоги до перекриття 4,2 м. Довжина стележа складає 28 м, ширина 1,2 м, віддаль між рядами стележів 2,5 м. Відстань від верхньої відмітки пожежної навантаги (від коробок верхнього ярусу) до плит перекриття становить

$$4,2\text{ м} - 3,5\text{ м} = 0,7\text{ м}$$

Площа розміщення пожежної навантаги в одному ряду стележів (площа ділянки) складає: $(S = 28 \cdot 1,2 = 33,6\text{ м}^2)$. У складському приміщенні знаходиться

9 ділянок площею по $S = 57,6\text{ м}^2$ кожна, відстань між якими складає $L = 2,5\text{ м}$.

2,5 м.

Пожежне навантаження у одному ряду стележів визначається за виразом:

$$Q = M_{\text{кар.}} \cdot q_{\text{нтз}} \quad (6.1)$$

де $M_{\text{кар.}}$ - маса картону, що знаходиться у одному ряду стележів, складає:

(6 ярусів \times 10 відсіків \times 4 коробки \times 1 кг, $M_{\text{кар.}} = 240\text{ кг.}$);

$q_{\text{нтз}}$ найнижча температура згорання картону, складає ($q_{\text{нтз}} = 13,4\text{ МДж} \cdot \text{кг}^{-1}$).

$$Q = 240 \cdot 13,4 = 3216\text{ МДж.}$$

Питоме пожежне навантаження у одному ряду стележів становить

$$g = \frac{Q}{S} = \frac{3216}{33,6} = 95,7\text{ МДж} \cdot \text{м}^{-2}$$

Згідно з (табл. 1 НАПБ Б.03.002-2007) така величина пожежного навантаження відповідає приміщенню категорії Д. Однак у приміщенні складу таких ділянок є 7 і площа кожної з них перевищує 10 м^2 . Гранічна площа ділянки залежить від мінімальної віддалі від пожежного навантаження до перекриття.

Віддаль становить 0,7 м, граничну площу ділянки для цієї віддалі визначаємо за формулою:

$$S_{гр} = 0,64 \cdot H^2, \quad (6.2)$$

де H - мінімальна відстань від пожежного навантаження до перекриття,

$$H = 0,7 \text{ м}$$

$$S_{гр} = 0,64 \cdot 0,7^2 = 0,32 \text{ м}^2$$

У нас площа ділянки становить 33,6 м².

Тому до категорії Д таке приміщення віднести не можна, а його можна віднести до категорії В за умови, що спосіб розміщення пожежної навантаги відповідає відповідним вимогам НАПБ Б.03.001-2004 [46].

У даному складському приміщенні мінімальна віддаль від поверхні пожежної навантаги до перекриття (H) складає 0,7 м.

Визначаємо чи виконується умова нерівності:

$$Q \geq 0,64 \cdot g \cdot H^2$$

$$0,64 \cdot 180 \cdot 0,7^2 \leq 3,1 \text{ МДж.}$$

Оскільки умова $Q = 3216 \text{ МДж} \geq 3,1 \text{ МДж}$ виконується, приміщення

складу відноситься до категорії В.

ВИСНОВКИ

1. До основного виду зношення золотникових пар гідророзподільника Р-80 та деталей качаючого вузла насоса НШ-У слід віднести гідроабразивне зношування, яке обумовлюється їх експлуатацією на робочих рідинах, які не відповідають технічним вимогам на експлуатацію із-за забрудненості їх абразивними домішками.

2. На оцінку ремонтної технологічності деталей гідравлічних

розподільників Р-80 основний вплив мають показники ймовірності придатності деталі та відновлення її роботоздатного стану, при цьому, останній буде впливати на показник технологічності через трудомісткість допоміжних операцій, які застосовуються при ремонті деталі і при цьому не передбачені в технологічному процесі виготовлення даної деталі.

3. Аналітично отримана функціональна залежність між радіальним зазором «зуб шестерні-колодязь корпусу» і об'ємними втратами показала, що зазорі $B = 80 \text{ мкм}$ витіки робочої рідини починають різко збільшуватися, що обумовлюється зменшенням дії облітерації, яка особливо проявляється при мінімальних зазорах в щілині. При значенні радіального зазору $b = 150 \text{ мкм}$ об'ємні витіки робочої рідини досягають значення $Q^1 \geq 225,0 \text{ см}^3/\text{с}$, які обумовлюють граничне значення коефіцієнта подачі насоса.

4. Результатів мікрометражних досліджень деталей насоса, показали, що величина радіального зазору в з'єднанні «корпус-зуб шестерні ведучої», з урахуванням нормативних значень, перебуває в межах 39...356 мкм при середньому значенні - 185,71 мкм. а у з'єднанні «корпус-зуб шестерні веденої» - 54...351 мкм при середньому значенні 152,35 мкм., що вказує на необхідність відновлення зношеної поверхні колодязя корпусу.

5. Результати мікрометражу прецизійної пари «корпус-золотник» показали, що значення максимального зношування по всіх пасках зношування золотників лежить у межах 4...45 мкм при середньому значенні - 17,06 мкм. Зношування отворів корпусів перебуває в межах 6...50 мкм, при середньому значенні - 19,03 мкм., що вказує на необхідність відновлення деталей даного з'єднання способом нарощування зношеної поверхні однієї із деталей.

6. Аналіз розрахунків показав, що для відновлення необхідного технологічного радіального зазору з'єднання «колодязь корпусу-зуб шестерні» необхідно нанести на поверхні колодязів корпусу шар металопокриття товщиною: на колодязь під провідну шестірню: мінімально 61 мкм, максимально - 330 мкм; на колодязь під ведену шестірню: мінімально 61 мкм, максимально - 329 мкм.

7. Для відновлення необхідного технологічного зазору в з'єднанні «корпус-золотник» необхідно нанести на поверхню золотника шар металопокриття товщиною: мінімально 50 мкм, максимально 85 мкм при середньому значенні 63 мкм.

8. Для відновлення колодязя корпусу насоса модифікації НШ-У методом електроіскрового наплавлення алюмінієвого сплаву Ал-11 оптимальним будуть наступні технологічні режими: режим установки $P-5$, частота - 250 Гц , тривалість імпульсу - 3(товщина шару $h-360 \text{ мкм}$, сплошність $C_{\text{СШЛ.}}-75 \%$, мікротвердість $H_{\mu} = 2500 \text{ МПа}$), час обробки $1 \text{ см}^2 t_{\text{об.}} = 4 \text{ хв}$.

9. Для відновлення поясків золотника гідророзподільника оптимальним являється застосування електроіскрового наплавлення низьковуглецевим зварювальним дротом СВ08ГА на наступних технологічних режимах: режим установки $P-5$, частота - 250 Гц , тривалість імпульсу - 3(товщина шару $h-93 \text{ мкм}$, сплошність $C_{\text{СШЛ.}}-75 \%$, подача - $S=0,62 \text{ мм/об}$), кількість проходів - $m=1$.

10. Результати експериментальних досліджень функціональної залежності між втратами робочої рідини і часом випробування гідророзподільника показали, що при $t=50 \text{ год}$. витoki робочої рідини становлять відповідно для гідророзподільника відновленого за типовою технологією $\Delta Q_B = 54,0 \text{ см}^3/\text{с}$ і для експериментального $\Delta Q_B = 30,0 \text{ см}^3/\text{с}$, що вказує на процес зростання зазору в спряженні «золотник - корпус розподільника». При цьому в експериментальному гідророзподільнику динаміка зростання зазору на даному напрацюванні менша, що вказує на кращу зносостійкість відновленого золотника.

11. Лабораторні дослідження довговічності відремонтованих насосів за типовою технологією і запропонованою в роботі показали, що різниця між коефіцієнтами подачі за перші 10 год. роботи насосів характеризується процесом припрацювання деталей, яке супроводжується зношенням поверхонь деталей, які мають відхилення від шорсткості та геометрії. Подальша зміна між коефіцієнтами подачі обумовлюється далішим процесом зношення деталей

радіального зазору «колодязь корпуса-зуб шестерні». При наробітку 60 год. коефіцієнт подачі експериментального насоса становить $\eta = 0,80$, що майже на 12,5% перевищує коефіцієнт подачі типового насосу ($\eta = 0,70$). Крива для експериментального насоса має досить пологий характер, це пов'язано з тим, що після припрацювання деталей інтенсивність їх зношення зменшується в результаті зміцнення поверхні корпуса гідронасоса.

12. Впровадження розроблених заходів з відновлення насоса-модифікації НШ-У дозволить збільшити загальний прибуток до 162868,1 грн., та отримати річний економічний ефект у розмірі 145357,0 грн. при терміні окупності додаткових вкладень за 0,6 року. Наведені розрахунки свідчать про економічну доцільність запропонованих заходів, які розроблені в даній роботі.

13. Проведений детальний аналіз питань безпеки праці при відновленні деталей елементів роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактору, а також реалізація запропонованих заходів з забезпечення безпеки під час зберігання паливно-мастильних матеріалів і спецрідин значно покращать умови праці робочих, що являється важливим для попередження травматизму на робочих місцях.

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навчальний посібник/ В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Панченко, С. О. Хованський; СумДУ. – Суми: Сумський державний університет, 2015. –151 с.
2. Основоположник вітчизняної гідравліки: Т. Башта// Урядовий кур'єр.– 2019.– 9 лютого (№ 27).– С. 6.
3. Гевко Б.М. Гідропривод і гідравтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М.Гевко, С.Г.Білик., А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц.– Тернопіль : Вид-

во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 384 с.

4. Маяк В. И. Гидравлика и гидравлические машины : уч. пособие / В. И. Маяк, В. М. Михайлов, О. А. Маяк. – Х. : Харьк. гос. ун-т питания и торговли, 2007. – 178 с.

5. Гідравліка : навчальний посібник / Л. В. Возняк, П. Р. Гімер, М. І. Мердух, О. В. Паневник. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. – 327 с.

6. Гидронасос НПА-90Р. Технический паспорт / ОАФ «Гидросила», 2006. – 20 с.

7. Балыков Н.М. Обеспечение работоспособности и повышение ресурса гидроприводов сельскохозяйственной и мелиоративной техники применением комплексных покрытий: автореф. дис. канд. техн. наук. Саратов, СГАУ 2002. – 16с.

8. Камчугов И.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники: автореф. дис. канд. техн. наук, Челябинск, ЧИМЭСХ, 1992. – 16 с.

9. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В. Н. Прокофьев. М.) Машиностроение, 1968. – 495 с.

10. Сато Я. Влияние загрязнений рабочих жидкостей на характеристики гидравлических механизмов, // Я. Сато, М. Сасаки - Юнкид Гидзону.-№1.- 1976. -С.27-34.

11. Вакуленко И. А, Повышение эксплуатационной надежности гидроприводов строительных и дорожных машин применением рациональной очистки рабочих жидкостей, // Автореферат канд, дисс-Харьков, 1989.- С.19.

12. Дидур В.А. Влияние технологической среды на износ гидроагрегатов / В.А. Дидур // Техника в сельском хозяйстве. 1984 №3. - С. 41.

13. Волков В.И, Совершенствование системы очистки масла в автомобильном двигателе: Автореферат канд. дисс. - М., 2000. – 18 с.

14. Технічний регламент безпеки машин та устаткування, затверджений Постановою Кабінету Міністрів України від 12 жовтня 2010 р. N 933 - К.: К.: Центр учбової літератури 2010. – 124 с.

15. Остриков В. В. Смазочные материалы и изменение их свойств при

- эксплуатации сельскохозяйственной техники [Текст] / В. В. Остриков, Н. Н. Тупотилов, В. П. Коваленко, В. В. Жилин - Тамбов, ВИИТиН,- 2003. - 68 с.
16. Бродский Г.С. Фильтры и системы фильтрации для мобильных машин./ Г. С. Бродский - М.: Горн, пром.- 2004. - 360 с.
17. ГОСТ Р 50554 -93. Промышленная чистота. Фильтры и фильтрующие элементы. Методы испытаний. - М.: Изд. Стандартов, 1993.- 35с.
18. Королев И. А. Пути повышения чистоты рабочей жидкости гидросистем сельскохозяйственной техники/ И. А. Королев - Молодые ученые -сельскому хозяйству. Сб. научных трудов. - М., ФГОУ ВПО МГАУ, 2006.-С.216.
19. Королев И. А. Экспресс-метод контроля загрязненности рабочих жидкостей гидравлических систем./ И. А. Королев, В. П. Коваленко, Е. А. Улюкина// Очистка рабочих жидкостей в гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин. Сб. научных трудов международной научно-технической конференции. - СПб, СПбГАУ, 2007.- С. 361 – 373.
20. Королев И.А. Обоснование эксплуатационных параметров фильтроэлемента для очистки рабочих жидкостей в гидравлических системах сельхозмашин. Сб. материалов Международной научно-практической конференции. - СПб, СПбГАУ, 2007.- С. 45-48.
21. Королев И. А. Разработка фильтроэлементов для очистки рабочих жидкостей в гидравлических системах сельскохозяйственной техники [Текст] / И. А. Королев, В. П. Коваленко, Е. А. Улюкина// Разработка фильтроэлементов для очистки рабочих жидкостей в гидравлических системах сельскохозяйственной техники. Вестник МГАУ, Агроинженерия №1. - М., ФГОУ ВПО МГАУ, 2008 - с122.
22. Мартыненко А. Г. Очистка нефтепродуктов в электрическом поле постоянного потока [Текст] / А. Г. Мартыненко, В. П. Коноплев, Г. П. Ширяева - М.: Химия, 1974. - 88 с.
23. Жужико В. А. Фильтрование. Теория и практика разделения суспензий [Текст] / В. А. Жужиков - М.: Химия, 1980. - 400 с, Пат. РФ. Электроцентробежный очиститель жидкости Ю. А. Микипорис, Б.А. Русаков.

№2014153, Бюлл. изобр. №4, 15.06.1994.

24. Пат. РФ. Электроцентробежный очиститель жидкости. Ю. А. Микипорис, Н.Н. Красиков. №2056951. Бюлл. изобр. №9. 27.03.1996.

25. Белянин П. Н. Центробежная очистка рабочих жидкостей авиационных гидросистем [Текст] / П. Н. Белянин - М.: Машиностроение, 1976. - 328 с

26. Kozeny I. (1927 a) S. Ver. Wiener Akag.,abt.,136, 271.

27. ГОСТ 12.0.003 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация - М.: Изд-во стандартов, 2003.- 125 с.

28. ДБН В.1.1.7-2002. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – К.: Держбуд України, 2003 – 47 с.

29. НПАОП 40.1-1.01-97 Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок. – К.: Держгірпромнагляд України, 2001 – 94 с.

30. Буренніков Ю. А. Гідравліка і гідропневмопривод: Навчальний посібник. Ч. I. Гідравліка і гідропривод/ Ю.А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов; МОН України. – Вінниця: ВНТУ, 2003. – 123 с.

31. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, гідропневмоавтоматика: лабораторний практикум/Ю.А.Буренніков, О.В.Дерібо, Л.Г.Козлов; ВНТУ.– Вінниця: ВНТУ, 2016.– 100 с

32. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: курсове проектування для студентів напрямів підготовки 6.050502 – «Інженерна механіка», 6.050503 – «Машинобудування» : навчальний посібник/ Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. П. Пурдик, С. В. Репінський; ВНТУ. – Вінниця, 2014. – 238 с.

33. Гидравлика: Основной курс: Учебное пособие. Т.2 /Д. Меркле, Б. Шрадер, М. Томес.– К.: ДП «Фесто», 2002.– 281 с.

34. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: підручник /Л.Є. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський [et al.]; МОН України, КНУБА.– Київ: КНУБА, 2015.

35. Гідравліка: підручник/В.А. Дідур, Д. П. Журавель, М.А. Палішкін; за ред. проф. В. А. Дідура.– Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2015.– 624 с.

36. Методичні вказівки до виконання самостійної роботи з дисципліни

- «Гідравліка та гідропневмопривод»/ВНТУ ; уклад.: Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук.– Вінниця: ВНТУ, 2015.– 66 с.
37. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навчальний посібник/ В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Панченко, С. О. Хованський; СумДУ. – Суми: Сумський державний університет, 2015. –151 с.
38. Основоположник вітчизняної гідравліки: Т. Башта// Урядовий кур'єр.– 2019.– 9 лютого (№ 27).– С. 6.
39. Гевко Б.М. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М.Гевко, С.Г.Білик., А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц.– Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 384 с.
40. Маяк В. И. Гидравлика и гидравлические машины : уч. пособие / В. И. Маяк, В. М. Михайлов, О. А. Маяк. – Х. : Харьк. гос. ун-т питания и торговли, 2007. – 178 с.
41. Гідравліка : навчальний посібник / Л. В. Возняк, П. Р. Гімер, М. І. Мердух, О. В. Паневник. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. – 327 с.
42. Шамрай Ю.А. Математическая модель кинематических параметров холодильника МБЛЗ с шагающими балками / Ю.А. Шамрай, Е.В. Ошовская, В.А. Сидоров // Инновационные перспективы, г. Днепр 2017 С. 113 – 118.
43. Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др., « Гидравлика, гидромашини и гидроприводы»/Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.//М.: Машиностроение,1982. С. 382-383.
44. В.В. Лозовецкий, « Гидро- и Пневмосистемы транспортно-технологических машин»/ В.В. Лозовецкий. //Лань,2012. С. 5-10.
45. Методичні вказівки до виконання самостійної роботи з дисципліни «Гідравліка та гідропневмопривод»/ВНТУ ; уклад.: Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук.– Вінниця: ВНТУ, 2015.– 66 с.
46. Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др., « Гидравлика, гидромашини и гидроприводы»/Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.//М.:

Машиностроение, 1982. С. 396-398.

47. В.В. Лозовецкий, « Гидро- и Пневмосистемы транспортно-технологических машин»/ В.В. Лозовецкий. //Лань, 2012. С. 13-17.

48. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 273 с.

49. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. – 2-ге вид., доп. та випр. – Х. : Світ Книг, 2014. – С. 42–86.

50. Мельничук С. В. Гідравлічні системи автомобіля: навчальний посібник/ МОН України, ЖДТУ. – Житомир: ЖДТУ, 2004. – 294 с.: іл.

51. Гевко Б.М. Гідропривод і гідравтоматика сільськогосподарської техніки : посібник / Б.М.Гевко, С.Г.Білик., А.Ю.Ліник, О.В.Фльонц.– Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 384 с.

52. НПАОП 01.0-1.01-12. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві - К.: Держстандарт, 2012. – 129 с.

53. Іванчук Я. В. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник. Ч. 1. Основні закони, рівняння і визначення/ Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький; ВНТУ. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 183 с.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП України

НУБІП України