

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ТЕМУ:

**«ПІДВИЩЕННЯ РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ
НАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К РЕМОНТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИМИ
МЕТОДАМИ»**

Виконав:

здобувач освітнього ступеня «Магістр»
освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» спеціальності
208 «Агроінженерія» денної форми
навчання

МИКУЛЯК Ярослав Мирославович

Керівник:

канд. техн. наук, доцент

ОЛЕНЮК Олександр Анатолійович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____.

Шкала ECTS _____.

« _____ » _____ 20__ р.

Допускається до захисту:

« _____ » _____ 20__ р.

Гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія», канд. техн. наук, доцент,

ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович

м. Кам'янець-Подільський, 2025

ЗМІСТ

Завдання на виконання дипломної роботи.....	5
Анотація.....	7
Реферат	8
ВСТУП.....	9
1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ДОСЛІДНИЦЬКИХ ЗАВДАНЬ	14
1.1. Аналіз конструктивної схеми та компонування елементів насосів НШ-К	14
1.2. Дослідження механізмів відмов та видів зношування деталей гідронасосів.....	16
1.3. Аналіз ремонтно-відновлювальних технологій для елементів качаючого вузла	20
1.4. Формулювання задач досліджень	22
2. НАУКОВО-ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ТА РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ ШЕСТЕРЕННИХ ГІДРОНАСОСІВ.....	24
2.1. Експлуатаційно-технологічні чинники зниження ресурсу шестеренних гідроагрегатів.....	24
2.2. Аналітичне обґрунтування впливу відхилень розмірів шестерень на коефіцієнт подачі та ресурс.....	28
2.3. Вплив компоновки елементів насоса на умови відновлення його роботоздатності	34
3. МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОНАСОСІВ	37
3.1. Алгоритм проведення комплексного дослідження ремонтпридатності	37
3.2. Технологія діагностичних випробувань насосів перед ремонтом.....	37
3.3. Метрологічний аналіз геометрії поверхонь та обробка результатів вимірів	40

3.4. Оцінка впливу зносу елементів насоса на коефіцієнт подачі	50
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИВЧЕННЯ ДЕФЕКТІВ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ	52
4.1. Діагностична оцінка технічного стану агрегатів перед ремонтом	52
4.2. Визначення критеріїв технологічності конструкції при відновленні працездатності	52
4.3. Результати інструментального контролю зносу та зазорів у спряженнях	57
4.4. Функціональна залежність експлуатаційного ресурсу від гідравлічних показників	63
4.5. Обґрунтування послідовності та режимів відновлювальних операцій.....	65
4.5.1. Обґрунтування раціональних способів механізації та автоматизації ремонтних операцій.....	66
4.5.2. Розроблення маршрутної карти технологічного процесу	67
4.5.3. Визначення необхідного технологічного оснащення	70
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	74
5.1. Нормативно-правова база та вимоги безпеки для лабораторного тестування гідроагрегатів.....	74
5.2. Прикладні методи удосконалення виробничого середовища	76
5.2.1. Розрахунково-аналітичне обґрунтування параметрів систем вентиляції та природного освітлення.....	76
5.2.2. Конструктивно-технологічне рішення для механізації операцій розбирання насосних агрегатів.....	79
5.3. Рекомендації по поліпшенню умов праці	80
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	82
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	91
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	93

	4
ДОДАТОК А Будова насосу НШ-К	96
ДОДАТОК Б Структурна схема розбирання насосу	97
ДОДАТОК В Основні статистичні характеристики й параметри закону розподілу Вейбулла зношування деталей і зазорів у з'єднаннях гідронасоса НШ-32А	98
ДОДАТОК Г Основні статистичні характеристики й параметри закону розподілу Вейбулла зношування деталей і зазорів у з'єднаннях гідронасоса НШ-50А	100
ДОДАТОК Д Копії друкованих статей	102
ДОДАТОК Е Матеріали комп'ютерної презентації	103

**ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін
Освітній ступінь «Магістр»
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри,
доцент _____ **Василь ДУГАНЕЦЬ**
„__” _____ 20__ р.

**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

Здобувачу МИКУЛЯКУ Ярославу Мирославовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ремонтпридатності гідравлічних насосів модифікації НШ-К ремонтно-технологічними методами»

2. Керівник роботи ОЛЕНЮК Олександр Анатолійович, доцент
Затверджено наказом по закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від «04» квітня 2025 року, № 355с

Строк подання здобувачем закінченої роботи «24» листопада 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи:

1. Завдання на дипломну роботу;
2. Науково-технічна література;
3. Результати наукових досліджень.

4. Зміст пояснювальної записки:

Вступ

1. Аналіз сучасного стану проблеми та постановка дослідницьких завдань
2. Науково-теоретичні засади підвищення ресурсу та ремонтпридатності шестеренних гідронасосів
3. Методологічні основи експериментальної оцінки параметрів гідронасосів
4. Результати експериментального вивчення дефектів та ефективності відновлення
5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
6. Техніко-економічна оцінка результатів досліджень

Загальні висновки по роботі

Перелік використаних джерел

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Тема кваліфікаційної роботи, прізвище автора і керівника
2. Актуальність теми роботи та проблема дослідження
3. Об'єкт, предмет та методи досліджень
4. Мета і задачі кваліфікаційної роботи магістра
5. Практичне значення одержаних результатів
6. Класифікація причин відмов
7. Основні способи відновлення шестеренних насосів

8. Експлуатаційно-технологічні чинники зниження ресурсу
9. Метрологічний аналіз геометрії поверхонь
10. Типові пошкодження шестеренчастого гідронасоса
11. Зовнішні види зносу
12. Функціональна залежність експлуатаційного ресурсу від гідравлічних показників
13. Техніко-економічні показники
- 14-15. Загальні висновки по роботі

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Консультант з нормоконтролю	ДЕВІН В.В., доцент		

7. Дата видачі завдання «04» квітня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділів дипломної роботи	Строк виконання розділів роботи		Підпис керівника
		планово	фактично	
	Вступ	15.04.25	15.04.25	
1	Аналіз сучасного стану проблеми та постановка дослідницьких завдань	12.05.25	12.05.25	
2	Науково-теоретичні засади підвищення ресурсу та ремонтпридатності шестеренних гідронасосів	05.06.25	05.06.25	
3	Методологічні основи експериментальної оцінки параметрів гідронасосів	30.06.25	30.06.25	
4	Результати експериментального вивчення дефектів та ефективності відновлення	18.09.25	18.09.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.10.25	15.10.25	
6	Техніко-економічна оцінка результатів досліджень	31.10.25	31.10.25	
	Загальні висновки по роботі	06.11.25	06.11.25	
	Перелік використаних джерел	18.11.25	18.11.25	
	Додатки	24.11.25	24.11.25	

Здобувач

Ярослав МИКУЛЯК

Керівник

Олександр ОЛЕНЮК

АНОТАЦІЯ

Робота присвячена розробленню удосконаленої технології капітального ремонту гідронасосів модифікації НШ-К з метою підвищення якості та зниження собівартості ремонтних послуг. Проведено комплексний аналіз причин втрати роботоздатності агрегатів, розроблено теоретичну модель залежності технічного ресурсу від геометричних параметрів деталей якаючого вузла. Запропонована методика оцінки ремонтпридатності на основі структурного аналізу конструкції. Розроблена раціональна послідовність ремонтних операцій, апробована в лабораторних умовах та обґрунтована техніко-економічними розрахунками. Результати мають практичне значення для спеціалізованих ремонтних підприємств агропромислового комплексу.

THE SUMMARY

This thesis is devoted to the development of an improved technology for major overhaul of gear pumps of the NSh-K modification to enhance the quality and reduce the cost of repair services. A comprehensive analysis of the causes of loss of pump operability was carried out, and a theoretical model of the relationship between technical resource and geometric parameters of the pumping unit components was developed. A methodology for assessing repairability based on structural analysis of the construction design is proposed. A rational sequence of repair operations has been developed, tested in laboratory conditions and substantiated by technical and economic calculations. The results have practical significance for specialized repair enterprises of the agro-industrial complex.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 92 аркушах формату А4, яка вміщує 6 розділів, 8 таблиць, 21 рисунок, 32 найменування використаних джерел і презентаційного матеріалу на 15 аркушах.

Метою кваліфікаційної роботи є зниження собівартості та підвищення якості ремонту гідронасосів типу НШ-К шляхом розроблення удосконаленої технології їх відновлення на основі дослідження ремонтно-технологічних факторів та показників ремонтпридатності.

У процесі виконання роботи застосовано комплекс аналітичних, експериментальних та теоретичних методів, що охоплюють класифікацію причин відмов гідроагрегатів, аналіз видів зношування спряжень качаючого вузла, теоретичне обґрунтування функціональної залежності технічного ресурсу від геометричних параметрів деталей та розроблення методики оцінки ремонтпридатності. Цей комплекс дослідницьких методів дозволив визначити оптимальні параметри ремонтних операцій та обґрунтувати раціональну послідовність етапів капітального ремонту.

Результати дослідження вказують на доцільність впровадження запропонованої технології відновлення, яка забезпечує досягнення не менш 92% ресурсу нового насоса. Новизна роботи полягає в розробці функціональної моделі залежності ресурсу від геометричних параметрів, розробленні методики оцінки ремонтпридатності та визначенні оптимальних технологічних параметрів для капітального ремонту. Результати мають практичне значення для спеціалізованих ремонтних підприємств, оскільки впровадження нової технології дозволяє зменшити собівартість ремонту на 15-20% та збільшити річну програму обслуговування агрегатів.

Ключові слова: ГІДРОНАСОС, РЕМОНТНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ, КАЧАЮЧИЙ ВУЗОЛ, РЕМОНТОПРИДАТНІСТЬ, ТЕХНІЧНИЙ РЕСУРС, КАПІТАЛЬНИЙ РЕМОНТ.

ВСТУП

Актуальність теми. Гідравлічні насоси типу НШ-К є однією з критичних компонент гідросистем енергонасичених тракторів та сільськогосподарської техніки, від надійності яких залежить безперебійна робота машин у виробничих умовах. Аналіз експлуатаційних даних показує, що близько 30% всіх відмов агротехніки припадає на вихід з ладу гідронасосів, що обумовлює значні економічні втрати підприємств та зниження продуктивності робіт.

Проблема довговічності та надійності гідронасосів модифікації НШ-К актуалізується тим, що традиційні методи ремонту (механічна обробка до ремонтних розмірів, нанесення металевих та полімерних покриттів) не забезпечують повного відновлення функціональних параметрів та ресурсу агрегатів до рівня нових виробів. Це пояснюється недостатнім урахуванням взаємозв'язку між геометричними параметрами деталей качаючого вузла та технічним ресурсом насоса, а також відсутністю комплексного науково обґрунтованого підходу до оптимізації ремонтно-технологічних операцій.

Крім того, низька ремонтпридатність конструкції насосів (коефіцієнт доступності до деталей качаючого вузла становить 0,1–0,33) ускладнює організацію ремонтних робіт на спеціалізованих підприємствах, призводить до підвищення трудомісткості та собівартості ремонту. На фоні обмежених ресурсів та конкурентного тиску на ринку аграрного сектору розроблення удосконалених ремонтно-технологічних методів і методик оцінки ремонтпридатності гідронасосів НШ-К набуває стратегічного значення для підвищення економічної ефективності ремонтних підприємств та продовження експлуатаційного строку машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами досліджень. Робота виконувалась у відповідності з переліком пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок затверджених Постановою Кабінету Міністрів України.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є зниження собівартості та підвищення якості ремонту гідронасосів типу НШ-К шляхом розроблення раціональної технології їх відновлення на основі дослідження ремонтно-технологічних факторів та показників ремонтпридатності.

Для досягнення мети дослідження необхідно виконати такі завдання:

1. Провести детальний аналіз експлуатаційної надійності насосів типу НШ-К, встановити основні причини втрати їх роботоздатності та класифікувати виробничі, конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на ресурс агрегатів.

2. Розробити теоретичну модель функціональної залежності між геометричними параметрами деталей качаючого вузла та технічним ресурсом насоса, яка дозволить прогнозувати залишковий ресурс при ремонті з використанням різних ремонтних розмірів.

3. Обґрунтувати показники ремонтпридатності насосів НШ-К через структурний аналіз конструкції та визначення коефіцієнтів доступності до деталей, що визначають технологічність ремонтних операцій.

4. Розробити удосконалену технологію капітального ремонту гідронасосів, яка включає комплекс операцій по відновленню деталей качаючого вузла та забезпечує досягнення контрольних параметрів виробів з відновленням не менш 92% ресурсу нового насоса.

Об'єкт дослідження – конструктивні особливості, експлуатаційна надійність та показники ремонтпридатності шестеренних гідронасосів модифікації НШ-К, що розповсюджені у вітчизняному та іноземному машинобудуванні.

Предмет дослідження – залежність технічного ресурсу та функціональних параметрів гідронасосів від геометричних параметрів деталей качаючого вузла, видів зношування спряжень та параметрів ремонтно-технологічних операцій при капітальному ремонті.

Методи досліджень. Методи досліджень, використані в роботі, включають комплекс аналітичних, експериментальних та теоретичних підходів для досягнення поставлених завдань.

Аналітичні методи були застосовані для оцінки сучасного стану методів ремонту гідронасосів типу НШ-К та їх впливу на властивості відновлюваних деталей. Проведено класифікацію причин відмов гідроагрегатів, виявлено основні види зношування спряжень качаючого вузла та встановлено взаємозв'язок між експлуатаційними, виробничими та конструктивними факторами втрати роботоздатності. Це дозволило визначити основні вимоги до якості ремонтних операцій та технологічні параметри, які найбільше впливають на процес відновлення робочих поверхонь деталей.

Експериментальні методи включали комплексне дослідження технічного стану гідронасосів на всіх етапах ремонту: вхідний стендовий контроль на установці КИ-4200 з точністю $\pm 2\%$, мікрометражний аналіз геометрії поверхонь деталей качаючого вузла у множині точок та площин з використанням прецизійних вимірювальних приладів (мікрометри, нутромери, індикаторні столики). Планування експерименту, здійснене з урахуванням методології математичної статистики (довірча імовірність 0,95, допустима похибка 0,15), дозволило визначити оптимальну кількість об'єктів дослідження ($n=57$) та розробити раціональну послідовність операцій відновлення агрегатів. Експериментальні дослідження висвітлили реальну картину зношування критичних спряжень та виявили механізми втрати функціональних параметрів насосів протягом експлуатації.

Теоретичні методи базувалися на аналізі математичних моделей функціональної залежності технічного ресурсу від геометричних параметрів шестерень. Розроблено аналітичне обґрунтування взаємозв'язку між зміною розмірів деталей качаючого вузла, теоретичною подачею насоса та його технічним ресурсом при виконанні ремонтних операцій під різні ремонтні розміри. Застосування теоретичних розрахунків дозволило отримати функціональні залежності, що описують вплив геометричних відхилень

шестерень на коефіцієнт подачі та залишковий ресурс насоса. Розраховані коефіцієнти доступності деталей на основі структурного аналізу конструкції обґрунтовують необхідність розроблення спеціальних пристроїв та методів механізації розбирально-складальних операцій.

Застосування комплексного підходу дало змогу об'єктивно дослідити процеси зношування деталей гідронасосів у виробничих умовах, розробити новітню технологію ремонту на науково обґрунтованій основі, визначити технологічно раціональні параметри обробки відновлюваних поверхонь та запропонувати практичні рекомендації щодо її впровадження на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблена технологія капітального ремонту гідронасосів НШ-К та методика оцінки їх ремонтпридатності мають безпосереднє практичне застосування для спеціалізованих ремонтних підприємств агропромислового комплексу. Впровадження запропонованих рекомендацій дозволяє підвищити якість ремонтних послуг, скоротити трудомісткість операцій розбирання-складання за рахунок механізації та раціоналізації робочих місць, що забезпечує зниження собівартості ремонту на 15-20% при одночасному збільшенні річної програми ремонту до 60%.

Теоретичні результати роботи, зокрема функціональні залежності технічного ресурсу від геометричних параметрів шестерень, дозволяють прогнозувати залишковий ресурс відремонтованих насосів на основі вимірів деталей качаючого вузла та планувати своєчасну їх заміну на складах підприємств. Запропонована методологія комплексного дослідження технічного стану гідроагрегатів та оцінки їх ремонтпридатності може бути адаптована для інших типів шестеренних насосів та гідравлічних систем, розширюючи область застосування результатів роботи в ремонтному виробництві.

Апробація результатів роботи. За матеріалами роботи опубліковано статтю у збірнику наукових праць Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та молодих науковців.

1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ДОСЛІДНИЦЬКИХ ЗАВДАНЬ

1.1 Аналіз конструктивної схеми та компоновання елементів насосів

НШ-К

Сучасний агропромисловий комплекс характеризується впровадженням енергоємних тракторних та машинних комплексів. Практично всі такі агрегати обладнані гідравлічними системами, які забезпечують функціонування робочої навіски через подачу гідравлічної рідини спеціалізованими насосами з різноманітними модифікаціями.

На українських сільськогосподарських тракторах широко застосовуються шестеренчасті насоси серій НШ-Т, НШ-Е, НШ-В, НШ-У та НШ-К від вітчизняних виробників (ВЗДГ, ОЗДГ, «Гідросила»). У світовій практиці гідравлічні системи тракторів також оснащуються насосами типу НШ від провідних виробників – BOSCH, Rex Rot та Eaton, що забезпечує нагнітання та створення необхідного тиску в гідросистемі. [2]

З другої половини ХХ століття вітчизняна промисловість випускає шестеренчасті насоси типу НШ-К удосконаленої конструкції (дод. А). Корпус виконано з легкого алюмінієвого сплаву у формі єдиного блока з інтегрованим фланцевим з'єднанням, що містить центруючий елемент та чотири кріпильні отвори під болти 16. Усередину корпусу 1 вмонтовано циліндричну порожнину, де розташовується активний качаючий механізм. На нижній частині передбачено вихідне отвір для приводного валу. Зовні цього отвору встановлена манжета 8 для герметизації ведучого валу, а з внутрішньої сторони розміщена центруюча сталеві втулка 6 глибиною 4 мм, яка запобігає ротаційному зміщенню якорного вузла під час експлуатації та служить допоміжним елементом при монтажі насоса.

Олива для мащення підшипника підводиться по канавці 0,4 x 0,6 мм, проточеній на торці від стикової площини опорної втулки до вісьового отвору.

На внутрішній поверхні корпусу та кришки 4 передбачені спеціальні гнізда для встановлення манжет діаметром 39 мм та конічні углиблення для формування камер осьового розвантаження. Гідравлічна рідина під надлишковим тиском надходить у камери осьового розвантаження з області високого тиску через канал Г. На бічних сторонах корпусу 1 розташовані дві ідентичні площини Н, кожна з чотирма різьбовими гніздами для монтажу приєднувальних елементів. Одна площина містить всмоктувальний канал, друга – нагнітаючий канал однакового перетину. У вихідному каналі встановлена манжета радіального розвантаження 14, яка формує камеру тиску для утримання притискної обойми до поверхні зубів шестерні. Над манжетою закріплюється металічна розподільна пластина 12, що мінімізує щілини між корпусом 1 та притискною обоймою 13. Під час зносу робочих поверхонь притискна обойма автоматично компенсує радіальне зазаєння між ущільнюючою поверхнею та зубцями. [3]

Приводна 2 та напрацьована 3 шестерні виготовлені з легованої сталі високої міцності (додаток А) з дев'ятьма зубцями у моделях НШ-50, НШ-100 та десяти зубцями у НШ-160, НШ-250. Опорні цапфи шестерень обертаються в підшипниковій 5 та притискній 13 обоймах, які мають півциліндричну форму з широкою фаскою О на одному торці (спрямована до дна) та вузькою на іншому (спрямована до кришки). Кожна обойма служить єдиною опорною базою для цапф обох шестерень. Підшипникова обойма з алюмінієвого сплаву АМО-7-3 має зовнішній діаметр на 0,03–0,05 мм більший за циліндричну проточку корпусу, що забезпечує щільне прилягання та стабілізацію міжцентрової відстані опор. Притискна обойма 13 містить у центрі полукруглі виточки В для цапф та виточки під шестерні, а також два паралельні паза Ж (12 мм кожен) для встановлення торцевих ущільнювачів 7. Торцеві ущільнювачі 7 – це однакові пластини з бронзи ОЦС-5-5 з круговими вирізами. Для розвантаження насоса в ущільнювачах 7 виконано похилі канали Д з розточкою 6 мм на глибину 2 мм, через які рідина відводиться з замкнутих об'ємів у зону високого тиску.

Конструктивні переваги шестеренчастого насоса типу НШ-К. Конструкція насоса забезпечує ряд суттєвих технічних переваг порівняно з аналогічними моделями. Постаменти ковзаючих підшипників створені як єдиний елемент в одній розточці, що виключає можливість асиметрії. Об'єм високотискової камери істотно зменшений, що зменшує навантаження на конструкцію. Система автоматичної компенсації як осьових, так і радіальних люфтів під час експлуатації забезпечує довговічність. Можливість модульної комбінації при спільному приводі розширює область застосування. Простота конструкції та мала кількість компонентів гарантують надійність. Максимальний робочий тиск досягає 21,0 МПа. Виведення приводного вала через дно насоса замість кришки суттєво підвищує жорсткість конструкції та стійкість до вібрацій. Наявність конструктивних систем компенсації радіального і торцевого зазорів в качаючому вузлі насоса модифікації НШ-К забезпечують високу його експлуатаційну довговічність і широке застосування в гідравлічних системах. [4]

1.2 Дослідження механізмів відмов та видів зношування деталей гідронасосів

Аналіз показує, що відмови можна розділити на три групи (рис. 1.1). Частка конструктивних відмов незначна. За останні роки для підвищення надійності в конструкцію круглих шестеренних гідронасосів внесені істотні зміни. Так, наприклад, платики, що обмежують торцеве переміщення шестерень у міру їх зношування, автоматично (робочою рідиною) підтискаються до торців шестерень за допомогою манжет, попереджаючи витік робочої рідини. Крім того, у міру зношування цапф шестерень і опорних поверхонь напівобойм під дією тиску масла й манжети обойма переміщається убік забірного отвору тим самим компенсує зазор між своєю ущільнюючою поверхнею й зубами ведучої та веденої шестерень, одночасно компенсується

зазор, що виникає через зношування вкладишів (підшипників ковзання), установлених у підшипниковій обоймі.

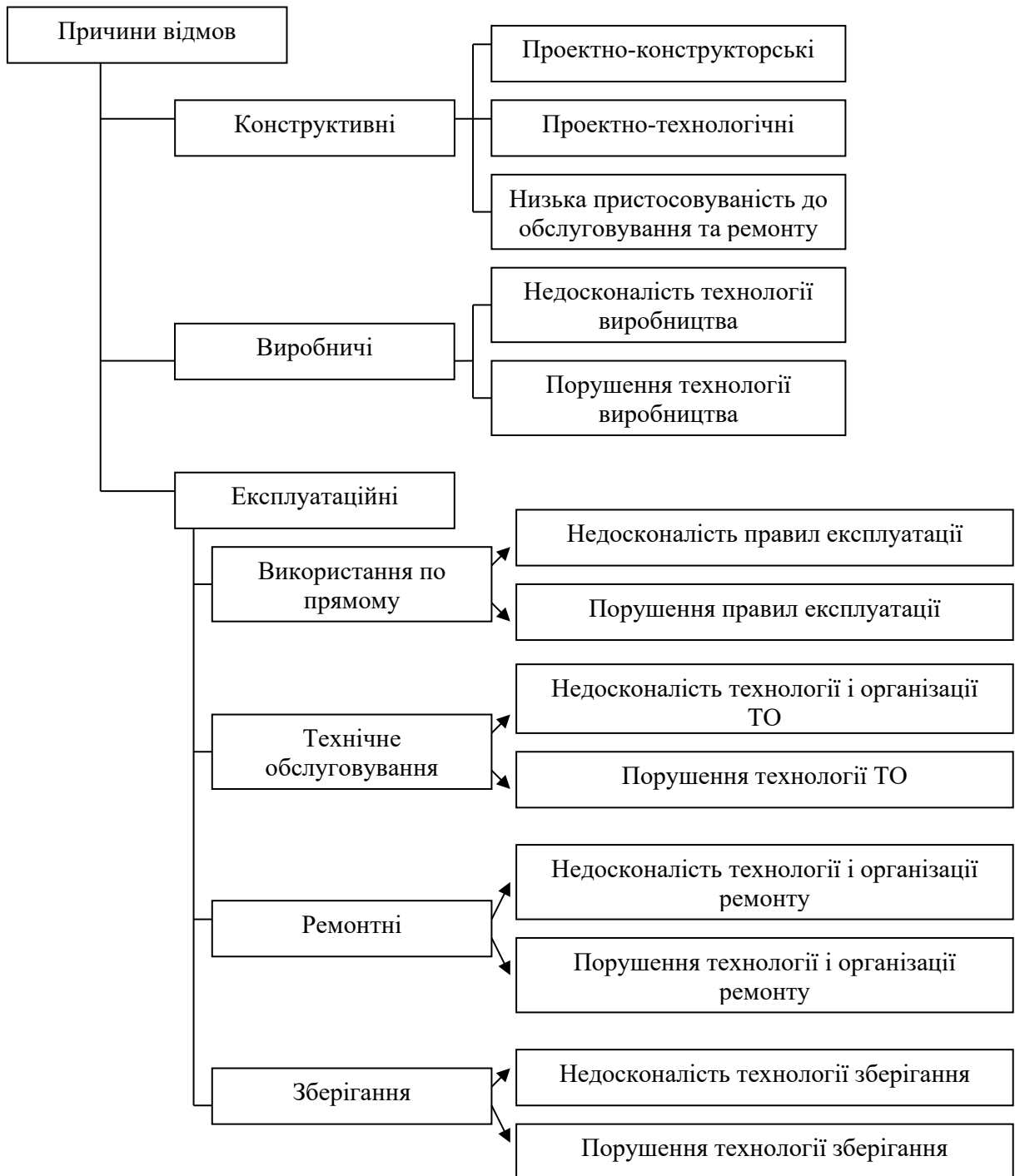


Рисунок 1.1 – Класифікація причин відмов

Основна частка відмов у гарантійний період експлуатації носить виробничий характер, а після гарантійний період - експлуатаційний.

Частка відмов агрегатів гідросистеми комбайнів у гарантійний період експлуатації становить 28%, а насосів 2,9%. Майже всі відмови в роботі гідросистеми пов'язані з неякісним виготовленням і складанням, низьким контролем над виробничим і технологічним циклами. [5]

Відмови гідросистеми вимагають більших працевитрат на діагностування причин їх виникнення і часто вимагають заміни агрегату.

Експлуатаційні відмови виникають при недотриманні інструкцій із застосування, низької кваліфікації обслуговуючого персоналу, забруднення масла абразивами, а також у результаті природнього зношування деталей з'єднань.

Аналіз літературних джерел і попередні експериментальні дослідження показали, що основними елементами шестеренного насоса типу НШ-К, що впливають на його ресурс, є: сполучення «торець шестерні-платик», «цапфа шестерні-обойма підтискна» і «головка зубів шестерень-колодязь обойми».

На безпеку й довговічність гідронасосів в умовах експлуатації впливають характер навантаження й режим роботи (легкий, середній і важкий), а також властивість робочої рідини і її стан.

Гідравлічні рідини, що використовуються в системах тракторних гідроприводів, мають відповідати жорстким критеріям щодо хімічного складу, фізичних властивостей та експлуатаційних характеристик протягом усього періоду використання. Так, наприклад, наявність повітря в робочій рідині погіршує умови експлуатації шестеренних насосів, знижуючи їх продуктивність, що приводить до поганої змашувальної якості робочої рідини, а це, у свою чергу, приводить до окислення, підсилює корозію і т.д.

При роботі гідронасоса його деталі, в основному, зазнають абразивне зношування, схоплювання, зминання і ерозійно-кавітаційне зношування.

Абразивне зношування відбувається при використанні робочої рідини зі сторонніми домішками, тобто при порушенні умов експлуатації. Цьому зношуванню піддаються корпус, підшипникова й підтискна обойми, платики і

цапфи шестерень, тобто основні деталі, що визначають довговічність роботи насосів.

Схоплювання більшою мірою зазнає сполучення «цапфа шестерні - обойма підтискна» при неякісній обробці і неправильному складанню насосів.

Зминання характерне для стикових поверхонь платиків насоса, тому що вони виготовлені з м'якого, грузлого матеріалу (алюміній, бронза), а тому частіше зазнають зношування даного виду. Практично у кожного насоса спостерігається торцеве зминання платиків.

Ерозійно-кавітаційне зношування в шестеренних насосів спостерігається в колодязях підтискної обойми і шестернях. Воно являє собою сукупність двох видів впливів: ерозії і кавітації.

При кавітації різко знижується коефіцієнт подачі насосів. З її появою виникає характерний шум у роботі насоса, рідина емульгуюється, тиск у нагнітальній магістралі починає різко коливатися а ударні навантаження на деталі насоса, які зростають, викликають передчасне їх зношування.

Окисному зношуванню піддаються цапфи, торці шестерень. Звичайне окиснення відбувається разом з іншими видами зношування (кавітація, ерозія і т.д.).

Аналіз причин відмов круглого шестеренного гідронасоса показав, що немає достовірних даних про ступінь впливу зношування сполучень «торець шестерні - платик», «цапфа шестерні - обойма підтискна», «зовнішній діаметр шестерні - колодязь обойми» на втрату роботоздатності і ресурсу гідронасоса.

Тому одним із основних завдань даного дослідження є визначення ступеня впливу зношення цих сполучень (коефіцієнтів вагомості цих факторів) на тиск в напірній магістралі, продуктивність і об'ємне ККД насоса. Знання ступеня впливу факторів на технічний рівень і довговічність насоса дозволить оптимізувати технологічний процес ремонту з метою відновлення не менш 100 % ресурсу шляхом вирівнювання й підвищення зносостійкості з'єднань «цапфа шестерні-обойма», «торець шестерні-платик», «зовнішній діаметр шестерні-колодязь обойми». [6-8]

1.3 Аналіз ремонтно-відновлювальних технологій для елементів качаючого вузла

На практиці ремонту гідронасосів існує два основні підходи до відновлення деталей з виробленими функціональними поверхнями: повне виготовлення нових компонентів та нанесення захисно-відновлювальних покриттів (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Основні способи відновлення шестеренних насосів

Метод повної заміни компонентів передбачає виробництво нових деталей із послідуною механічною обробкою до встановлених розмірів. Такий підхід рентабельний для великомасштабного ремонту на спеціалізованих сервісних центрах. Традиційно підшипникові та розвантажувальні обойми круглих гідронасосів виготовляються ливарним

методом з подальшою розточкою. Проте для більшості сучасних майстерень цей спосіб непрактичний через відсутність необхідного ливарного устаткування та відповідних розточних верстатів.

Для реалізації методу заміни компонентів застосовуються традиційні операції механічної обробки: розточування, фрезерна обробка, абразивне шліфування та високоточне суперфінішування.

У конструкції насосів НШ-К відновлення виробленого простору під радіальні манжети та напівциліндричних розточок для цапф здійснюється операцією розточування.

Деградовані поверхні ущільнювальних пластин видаляються фрезеруванням або абразивною обробкою. Шліфування також застосовується для доведення торцевих поверхонь зубчастої передачі, цапф та вершин зубів до норми. Однак при глибокому зносі шестерень, що перевищує товщину загартованого шару, шліфування стає неефективним. [9]

Тонке суперфінішування часто застосовується на завершальному етапі обробки цапф як найвищої точності. Недоліком цієї операції є необхідність спеціалізованого обладнання (наприклад, ВР 22Н12), що робить її недоступною для дрібносерійних ремонтних майстерень.

Сучасні технологічні інновації сприяють розширенню методів реставрації через нанесення захисних матеріалів. Одним із перспективних підходів є наплавлення порошкових сумішей на робочі поверхні зубів та опорних елементів гідронасосів. Технологія передбачає використання неплавко-плавкого вольфрамового електрода в аргоновому середовищі з присадкою плющеної електродної стрічки ПЛЖА-2. Залежно від типу деталі можлива електроемульсійна техніка з порошком ПГ-С1 (60–650 мкм) у розчині хлориду нікелю. Параметри обробки: імпульс 16–20 кА, тривалість 0,3–0,36 с, пауза 0,1–0,2 с, цикл 38–50 с. Після нанесення слід шліфування. Основна проблема методу – висока трудомісткість та низька якість результатів.

Альтернативні методи наплавлення включають вібродугову та віброконтактну техніки. При вібродуговому способі наплавочна голівка на токарному верстаті подає і вібує електродний дріт під час обертання деталі, дозволяючи відновлювати цапфи. Рекомендований матеріал – пружинний дріт 1,6–1,8 мм з охолодженням (15–20% гліцерину або 3–4% каустичної соди).

Електроконтактна приварка стрічки базується на деформуванні та нагріванні металу високоампетажним струмом від трансформатора. Стрічка притискається роликком, матеріал – сталь 40. Режими: струм зварювання, імпульс 0,04 с, пауза 0,1 с, зусилля 1,3 кН, швидкість 42 м/год, подача 3 мм/об, охолодження 90 л/год. Метод застосовується для цапф. Критичний недолік наплавлювальних технік – термічні деформації та внутрішні напруження через розігрів, що призводить до жолоблення деталей. [5]

Гальванічні методи, зокрема мікродугове оксидування (МДО), колись застосовувалися для корпусів і обойм. МДО створює покриття 50–130 мкм з мікротвердістю 8500–9000 МПа, але нерівномірно розподіляється. Ефективність обмежена: до 55% корпусів, до 49% обойм. Швидкість формування – лише 1,2 мкм/хв. Сучасні ремонтні підприємства відмовилися від гальванічних методів через екологічні ризики – електроліти містять важкі метали, потребують спеціальних приміщень та обладнання вентиляції, що суттєво збільшує витрати.

Металополімерні композити – перспективний напрямок, що усуває названі недоліки. Однак обмежене впровадження методу пояснюється високою трудомісткістю, тривалістю процесу та проблемою адгезії матеріалу до основи. Часто спостерігається відшарування епоксидних смол та холоднозварених покриттів від поверхні деталей.

1.4 Формулювання задач досліджень

Аналіз науково-технічних джерел та наявних експериментальних досліджень показав, що основними причинами втрати роботоздатності та

зниження ресурсу шестеренних гідронасосів НШ-К є підвищена інтенсивність зношування спряжень типу «торець шестерні-платик», «цапфа шестерні-підтискна обойма» та «головка зуба шестерні – колодязь підтискної обойми». При цьому окремі робочі поверхні качаючого вузла характеризуються різною швидкістю зношування, що ускладнює забезпечення необхідного рівня надійності в умовах експлуатації. Традиційні підходи до відновлення зношених поверхонь (обробка до ремонтних розмірів, нанесення металевих та полімерних покриттів) не дозволяють повністю відновити об'ємний ККД і довговічність насосів до рівня нового виробу, що обумовлює актуальність пошуку удосконалених ремонтно-технологічних рішень.

У зв'язку з цим метою даної роботи є зниження собівартості та підвищення якості ремонту гідронасосів типу НШ-К шляхом дослідження ремонтно-технологічних факторів і розроблення раціональної технології їх відновлення для умов спеціалізованих ремонтних підприємств. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі основні задачі:

- 1) виконати аналіз експлуатаційної надійності насосів НШ-К та встановити основні причини втрати їх роботоздатності;
- 2) дослідити характерні дефекти та види зношування спряжень, що визначають ресурс шестеренних насосів;
- 3) теоретично обґрунтувати функціональний зв'язок між зміною структурних параметрів деталей качаючого вузла та технічним ресурсом насоса;
- 4) побудувати структурну схему розбирання насоса та оцінити показники його ремонтпридатності;
- 5) розробити методику експериментальних досліджень для встановлення взаємозв'язку між параметрами качаючого вузла і коефіцієнтом подачі насоса;
- 6) запропонувати удосконалений технологічний процес ремонту шестеренного гідронасоса НШ-К та оцінити економічну ефективність впровадження розроблених рекомендацій.

2 НАУКОВО-ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ТА РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ ШЕСТЕРЕННИХ ГІДРОНАСОСІВ

2.1 Експлуатаційно-технологічні чинники зниження ресурсу шестеренних гідроагрегатів

Під час експлуатації гідравлічні насоси зазнають різноманітних відмов через складні умови роботи та динамічні впливи навколишнього середовища. Експлуатаційні спостереження за тракторами, оснащеними насосами НШ-К, свідчать, що гідронасос є причиною приблизно третини всіх машинних поломок.

Дослідження факторів, що спричиняють втрату функціональності, вказує на технологічні відхилення під час виробництва, помилки при збиранні, недостатнє і неадекватне технічне обслуговування та невідповідність до експлуатаційних регламентів. [10]

Систематизація даних експлуатаційного моніторингу та аналіз відмов показують, що конструкційні, виробничі та експлуатаційні чинники розподіляються у пропорції 10%, 30% та 60% відповідно (рис. 2.1).

Ресурс гідронасосів залежить також від інтенсивності та характеру навантаження, режиму функціонування та реологічних характеристик робочої рідини.

У гідросистемах робочий флюїд піддається впливу перепадів тиску, варіацій швидкості потоку та температурних коливань. При втраті герметичності система засмічується піддю та атмосферною бруддю, при заправленні потрапляють мікрочастинки, механічні домішки та волога. Типологія та масовий внесок забруднюючих факторів наведені на рисунку 2.2.

Забруднення гідравлічних рідин походить з різноманітних джерел. Виробничі забруднення накопичуються під час складання та ремонтних операцій агрегатів. При логістиці, зберіганні та введенні робочої рідини в систему потрапляють частинки бруду та мікрозабруднення. Матеріальні

втрати від абразивного зносу деталей накопичуються протягом роботи. Порошкоподібні та грубі домішки потрапляють через щілини конструкції та верхній люк. Ігнорування термінів заміни фільтрувальних матеріалів призводить до накопичення забруднень. [11]

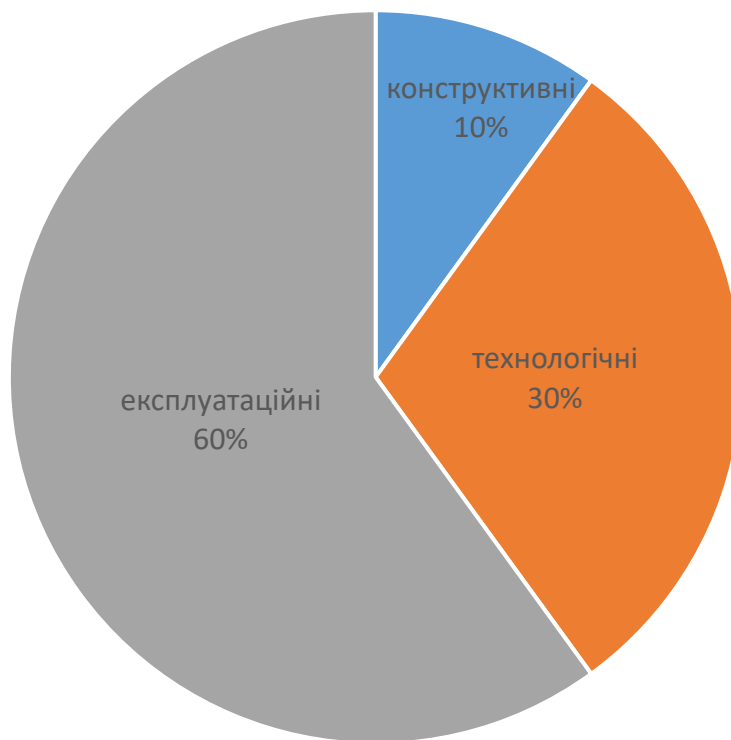


Рисунок 2.1 - Розподіл відмов по характеру:

10 % - конструктивні; 30 % - технологічні; 60 % - експлуатаційні

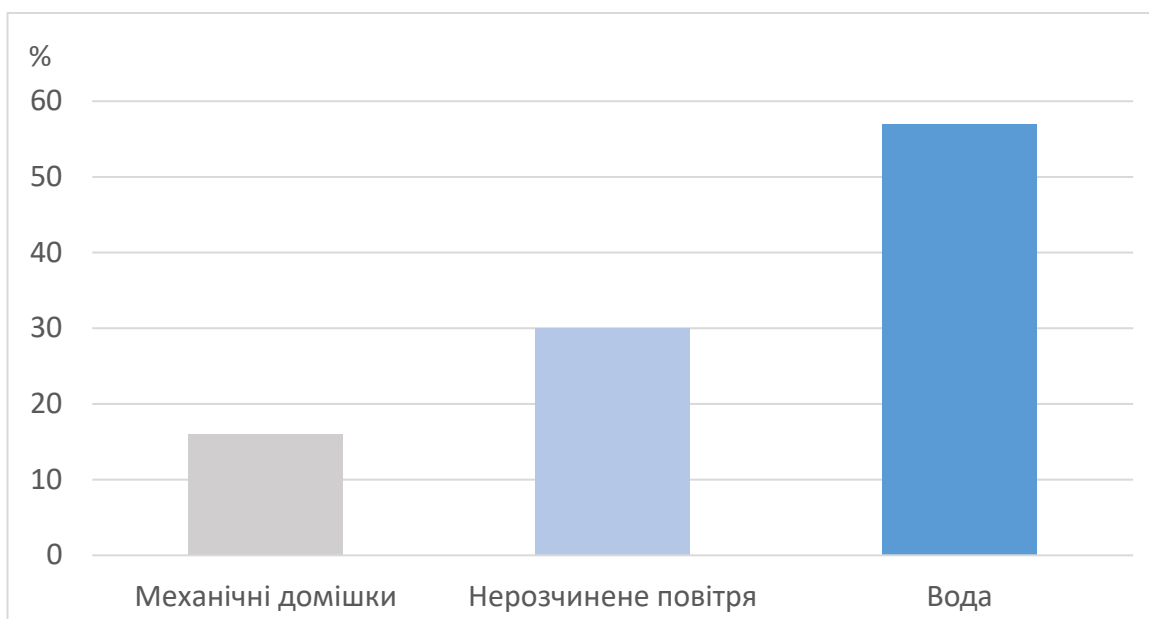


Рисунок 2.2 - Види забруднення робочої рідини

Дослідження якісних показників робочих середовищ в експлуатаційних режимах демонструє, що переважна більшість забруднювачів мають механічне походження – вони потрапляють як на стадії виробництва, так і під час обслуговування та ремонту агрегатів. [11]

Механізми та типи зносу деталей. Взаємодія робочої рідини із матеріалами деталей гідронасосів призводить до різних форм деградації поверхонь. Гідравлічні агрегати зазнають як традиційних видів зносу, так і специфічних для цього класу обладнання. До найпоширеніших механізмів деградації належать: абразивний, адгезійний, втомлювальний, ерозійно-кавітаційний, корозійний та інші (рис. 2.3).

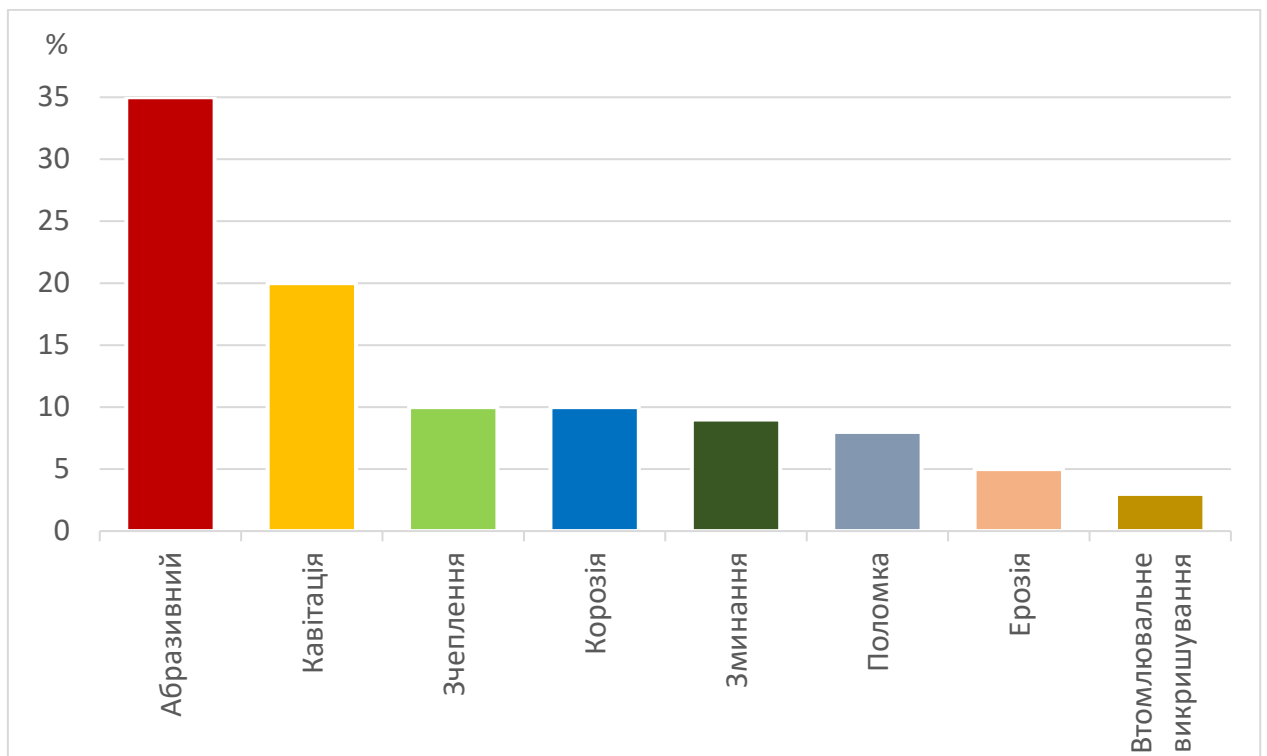


Рисунок 2.3 - Види зносу та їх вплив на довговічність та робото здатність насосів

Абразивний знос домінує у розподілі за вагомістю і особливо впливає на корпуси, направляючі втулки, цапфи шестерень, елементи ущільнення та розподільні пластини.

Кавітація виникає при утворенні парогазових бульбашок у робочій рідині під впливом зниження тиску. Окрім механічного ударного впливу, цей процес активізує хімічну деградацію матеріалу. Інтенсивність кавітації зростає з концентрацією повітря та твердих включень у флюїді.

Адгезійний знос розвивається в умовах граничної або сухого контакту поверхонь, що виникає через грубу обробку деталей та конструктивні недоліки під час складання та виробництва гідронасосів.

Корозійні процеси ініціюються проникненням вологи, кислотних середовищ та вуглеводневих сполук до конструкції агрегата разом з робочою рідиною.

Механічне деформування (зминання) характерне для контактних поверхонь, особливо розподільних пластин, де відбувається локальне пластичне деформування матеріалу.

Втомлювальні пошкодження виникають унаслідок циклічних напружень від змінних механічних навантажень, перевантажень, адгезійних явищ та гідравлічних ударів, які призводять до мікротріщинування та послідовного руйнування деталей.

Гідроабразивне зношення є домінуючим механізмом деградації для гідравлічних насосів. Процес полягає у транспортуванні абразивних матеріалів – кварцових зерен, продуктів поверхневої деградації, залишків механічної обробки та інших твердих включень – потоком робочого середовища до контактних зон качаючого механізму насоса. [12]

Ефективність абразивного впливу залежить від розмірів твердих частинок. Мікрочастинки, менші за конструктивні зазори, мають незначний вплив на деградацію поверхонь. На противагу цьому, частинки, розміри яких перевищують допустимі зазори, викликають інтенсивне руйнування матеріалу. Такі великі абразиви часто втискаються у металічну матрицю деталей та неодноразово беруть участь у процесі зношення, прискорюючи його.

2.2 Аналітичне обґрунтування впливу відхилень розмірів шестерень на коефіцієнт подачі та ресурс

Дослідження характеристик надійності насосів серії НШ-К, проведене у першому розділі, виявило, що втрата функціональності пов'язана із деградацією компонентів качаючого механізму, зокрема контактних пар: «опорна втулка-цапфа», «розвантажувальна обойма-цапфа», «ущільнювач-торцева поверхня зуба» та подібних. Для відновлення експлуатаційних характеристик на спеціалізованих сервісних центрах застосовуються різноманітні технологічні схеми, спрямовані на відновлення розмірних параметрів спряжень качаючого вузла.

Аналіз технологічних процедур демонструє застосування багатьох методологій при ремонті деталей механізму, що підтверджується дослідженням наявних способів. Характерною особливістю реалізованих методик є використання метода ремонтних допусків для шестерень. Зношені поверхні шестерень (цапфи, торцева частина, зовнішній діаметр) шліфуються до встановленого ремонтного розміру, тоді як спряжені деталі відновлюються металічним наплавленням або виготовленням нових компонентів.

Можна припустити, що якість та довговічність відремонтованих насосів залежатиме від точності механічної обробки деталей, оброблених за методом ремонтних допусків, а також від якості та точності нанесених покриттів. Загальна якість ремонту насоса визначається комплексом факторів: точність механічної обробки, якість зборки, проведення обкатки та стендових випробувань. Останні залежать від людських факторів (дотримання режимів, контрольні операції) та наявності відповідного обладнання на робочих місцях.

Довговічність відремонтованих насосів насамперед залежить від якості механічної обробки деталей, які оброблюються за методом ремонтних допусків без наплавлення – передусім шестерень. Неточна обробка шестерень знижує коефіцієнт об'ємної подачі насоса та може призвести до браку, якщо розміри однієї зі спряжених шестерень виходять за допуски. [13, 14]

З огляду на це, необхідно встановити залежність між геометричними параметрами шестерень при механічній обробці та залишковим ресурсом відремонтованого насоса. Таке дослідження дозволить прогнозувати довговічність насоса на основі отриманих розмірів шестерень.

Для встановлення кореляції між геометричними параметрами шестерень та технічним ресурсом необхідно прийняти: відновлені поверхні забезпечують розмірну координацію спряжень згідно конструкторської документації; характеристики зносостійкості еквівалентні параметрам нового насоса. Механічна обробка шестерень за методом ремонтних допусків передбачає зменшення діаметра вершин зубів та ширини шестерні, що призводить до зниження теоретичної подачі відремонтованого насоса. [13]

Залежно від конструкції тракторної гідросистеми існує мінімальне порогове значення об'ємної подачі, нижче якого подальша експлуатація гідронасоса стає неефективною. Для нових та відремонтованих агрегатів встановлюються гранично допустимі значення, які можна представити таким чином:

$$q_{t_{гран.}} = q_t \cdot K_{Q_{гран}} = q_{tp} \cdot K_{Qp_{гран}} \quad (2.1)$$

де $q_{t_{гран.}}$ - порогова подача нового насоса за один оберт, $см^3/об$;

q_t - теоретична подача нового насоса, $см^3/об$;

q_{tp} - теоретична подача відремонтованого насоса, $см^3/об$.

$K_{Q_{гран}}$ - граничний коефіцієнт подачі нового насоса, при досягненні

$K_{Q_{гран}} = 0,7$ спрямовується на ремонт;

$K_{Qp_{гран}}$ - граничний коефіцієнт подачі відремонтованого насоса (при досягненні – потребує ремонту).

Теоретична об'ємна подача обох типів насосів розраховується за формулою:

$$q_{tp} = 2 \cdot \pi \cdot B_p \left(R_{c.p}^2 - r^2 - K \frac{t_0^2}{12} \right) \quad (2.2)$$

де B_p – ширина шестерні ремонтного розміру, см;

$R_{c.p.}$ – радіус вершин зубів ремонтного розміру, см;

r – базовий радіус кола, см;

K – коефіцієнт перекриття;

t_0 – крок зубів, см.

Виходячи із виразу (2.1) знайдемо значення $K_{Qp_{гран}}$:

$$K_{Qp_{гран}} = \frac{q_t}{q_{t.p}} \cdot K_{Qгран} \quad (2.3)$$

З аналізу залежностей $K_{Qp_{гран}} > K_{Qгран}$ випливає, що технічний ресурс відремонтованого насоса буде меншим порівняно з новим за умови рівномірного споживання коефіцієнта подачі на одиницю ресурсу.

$$\frac{K_Q - K_{Qгран}}{T} = \frac{K_Q - K_{Qгран}}{T_p} \quad (2.4)$$

Враховуючи це, технічний ресурс можна визначити:

$$T_p = \frac{K_{Qp} - K_{Qp_{гран}}}{K_Q - K_{Qгран}} \cdot T \quad (2.5)$$

де T , T_p – технічний ресурс нового та відремонтованого насосів відповідно;

K_{Qp} – коефіцієнт подачі відремонтованого насоса (мінімально допустимий: 0,92).

Підставляючи числові значення коефіцієнтів та вираз для теоретичної подачі, отримуємо залежність ресурсу відремонтованого насоса від ресурсу нового:

$$T_p = \left(4,18 - 3,18 \frac{q_t}{q_{t.p}} \right) \cdot T \quad (2.6)$$

Аналіз останнього виразу демонструє, що технічний ресурс відремонтованого насоса суттєво залежить від коефіцієнта подачі, який, у свою чергу, визначається геометричними параметрами шестерень. [15]

Якщо встановлено функціональний зв'язок між геометричними параметрами шестерень (ширина, радіус вершин, базовий радіус) та теоретичною подачею за оберт, то можна розрахувати технічний ресурс (довговічність) відремонтованого насоса, застосувавши отримані залежності.

Оскільки шестерні під час ремонту проходять шліфування до конкретного ремонтного допуску, доцільно дослідити зміну технічного ресурсу відремонтованого насоса залежно від обраного ремонтного розміру шестерень качаючого механізму. Конструктивні параметри шестерень наведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Геометричні параметри шестерень качаючого вузла

	Радіус кола головок зуба ($R_{c.p}$), мм	Радіус початкового кола (r), мм	Ширина зуба (B_p), мм
Насос НШ-50-3А			
Номінальний	29,9	24,7	31,0
Ремонтний Р1	29,85	24,7	30,82
Ремонтний Р2	29,8	24,7	30,62
Насос НШ-32-3А			
Номінальний	29,9	24,7	19,85
Ремонтний Р1	29,85	24,7	19,62
Ремонтний Р2	29,8	24,7	19,42

На основі наведених геометричних параметрів шестерень виконуються розрахункові операції для визначення теоретичної об'ємної подачі та залишкового ресурсу відремонтованих насосів. Обчислені результати наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Розраховані значення кореляції між геометричними параметрами шестерень, теоретичною подачею та технічним ресурсом

Тип насосу	Геометричні параметри		Теоретична подача насоса (q_T), см ³	Технічний ресурс, год
	Ширина шестерні, мм	Діаметр шестерні, мм		
НШ-32-3А				
Новий насос	19,85	59,8	32,0	3500
Ремонтний насос (ремонт Р1)	19,62	59,7	31,35	3260
Ремонтний насос (ремонт Р2)	19,42	59,6	30,72	3030
НШ-50-3А				
Новий насос	31	59,8	50,0	3500
Ремонтний насос (ремонт Р1)	30,82	59,7	49,24	3325
Ремонтний насос (ремонт Р2)	30,62	59,6	48,45	3140

Розрахункова функціональна залежність між структурними параметрами деталей качаючого вузла, які представлені теоретичною подачею q_T графічно представлена на (рис. 2.4., 2.5).

Детальне дослідження отриманих теоретичних результатів свідчить про те, що при механічній обробці шестерень до другого ремонтного допуску, який відповідає теоретичній подачі насосу НШ-32, технічний ресурс зменшується на 10-12% порівняно з новим насосом. Для модифікації НШ-50 спостерігається зниження ресурсу на 9-10%.

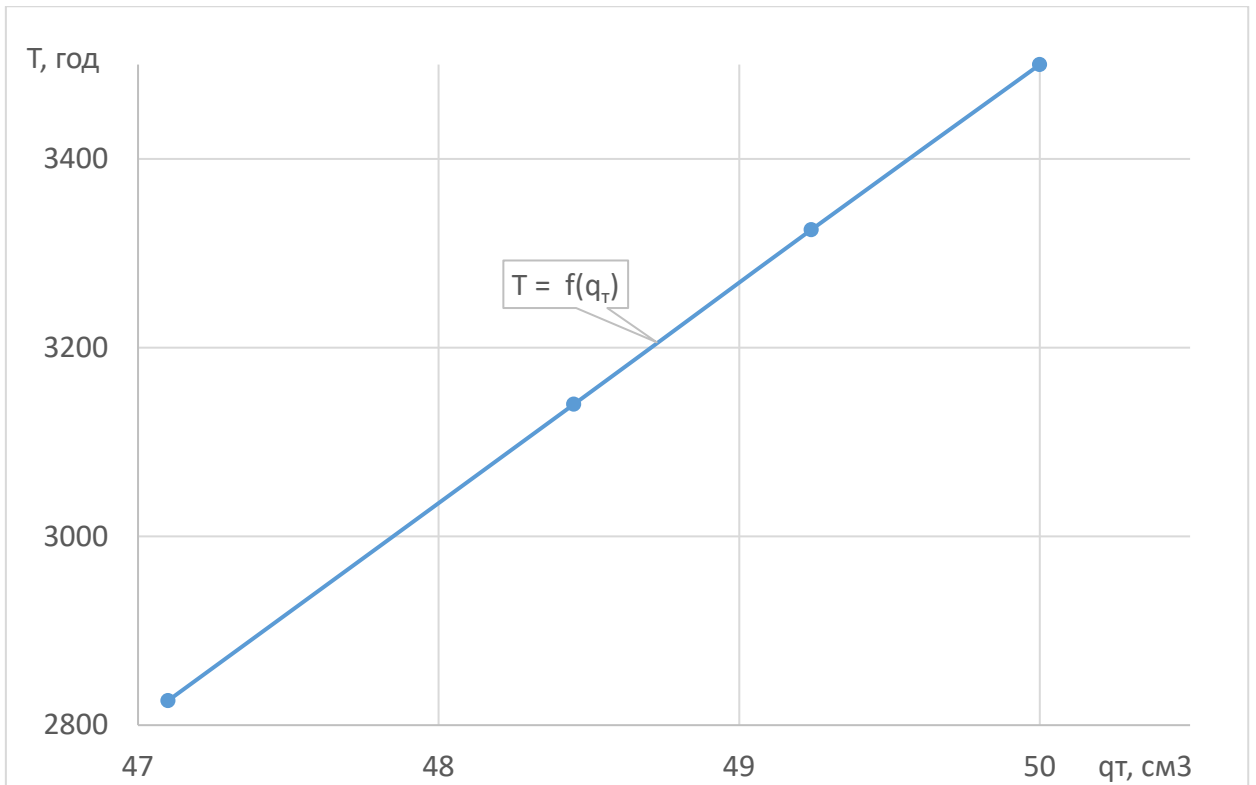


Рисунок 2.4 - Функціональна залежність технічного ресурсу насоса марки НШ-50 в залежності від його теоретичної подачі

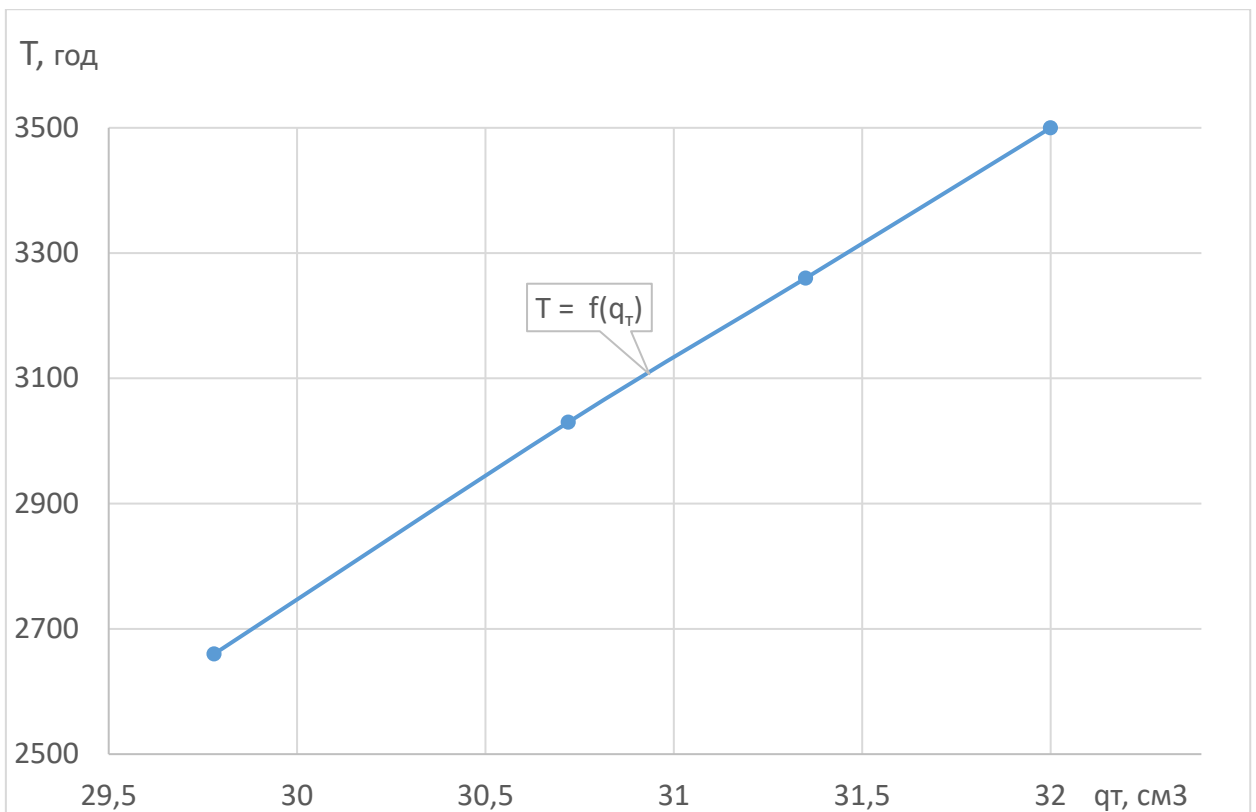


Рисунок 2.5 - Функціональна залежність технічного ресурсу насоса марки НШ-32 в залежності від його теоретичної подачі

Результати теоретичного аналізу виявляють, що варіації геометричних параметрів шестерень від конструкторських величин, спричинені механічною обробкою, призводять до погіршення основних експлуатаційних характеристик насоса та зниження його ресурсу.

Проведене теоретичне дослідження встановлює функціональну залежність між геометричними параметрами компонентів качаючого механізму та залишковим ресурсом агрегата. Такий аналіз дозволяє прогнозувати залишковий ресурс насоса, планувати своєчасну заміну та оптимізувати запасні частини на складі з урахуванням технічного стану агрегатів.

2.3 Вплив компоновки елементів насоса на умови відновлення його роботоздатності

Однією з пріоритетних цілей роботи є підвищення технічної доступності насосів під час ремонту. Цей показник встановлюється на проектному етапі на основі структури збірного вузла.

Розроблено структурну схему послідовності розбирання агрегата (дод. Б) та розраховується коефіцієнт доступності компонентів, який визначається співвідношенням:

$$K_{Дj} = 1 - \frac{x_j^1 - 1}{x_j^1} \quad (2.7)$$

де x_j^1 - загальна кількість демонтованих компонентів;

Досвід показує, що ремонтні роботи насосів сконцентровані на компонентах качаючого механізму (опорні та розвантажувальні втулки, ущільнювачі, приводна та напрацьована шестерні), як свідчить аналіз першого розділу.

Для досягнення розвантажувальної втулки потрібно демонтувати чотири елементи (кріпильний болт, верхня кришка, ущільнювальна прокладка, качаючий механізм у складі).

Коефіцієнт доступності для задньої кришки розраховується як:

$$K_D = 1 - \frac{4 - 1}{4} = 0,25$$

Оскільки коефіцієнт доступності перебуває в діапазоні $0 < K_D \leq 1$, розвантажувальна втулка класифікується як важкодоступний компонент. Для доступу до шестерень необхідно демонтувати шість елементів (кріпильний болт, верхня кришка, ущільнювальна прокладка, качаючий механізм у складі, розвантажувальна втулка, ущільнювач). Розраховане значення $K_D=0,17$ свідчить про осереднену доступність шестерень. Для якорного механізму коефіцієнт доступності становить 0,33. [14]

Структурна оцінка насоса вказує, що коефіцієнти доступності компонентів під час ремонту розташовуються в діапазоні 0,1-0,33, що демонструє конструктивні обмеження при відновленні функціональності агрегата.

Висновки до другого розділу

Детальний аналіз експлуатаційної надійності насосів типу НШ-К встановив, що близько 30% всіх відмов машин припадає на вихід з ладу гідронасосів, при цьому експлуатаційні фактори становлять 60% причин відказів, технологічні – 30%, конструктивні – 10%. Основні види зносу (абразивний, гідроабразивний, кавітаційний, корозійний, втомлювальний) обумовлюються взаємодією забруднень робочої рідини з поверхнями деталей качаючого вузла, що визначає критичність розроблення ефективних методів їх відновлення та підвищення життєвого циклу відремонтованих агрегатів.

Розроблена теоретична модель функціональної залежності технічного ресурсу відремонтованого насоса від геометричних розмірів деталей качаючого вузла доводить, що при механічній обробці шестерень під другий ремонтний розмір технічний ресурс насосу НШ-32 зменшується на 10–12%, а НШ-50 – на 9–10% порівняно з новим агрегатом. Ця залежність обґрунтовує можливість прогнозування залишкового ресурсу насоса і планування своєчасної заміни обладнання на складах підприємств.

Структурний аналіз конструкції насоса виявив, що коефіцієнт доступності до деталей качаючого вузла при ремонті знаходиться в інтервалі 0,1–0,33, що вказує на конструктивну складність та обґрунтовує необхідність розроблення спеціальних пристроїв для механізації розбирально-складальних операцій задля підвищення показників ремонтпридатності агрегатів на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

3 МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОНАСОСІВ

3.1 Алгоритм проведення комплексного дослідження ремонтпридатності

Експериментальна дослідницька робота організована у кілька послідовних етапів.

На початковому етапі здійснено систематизацію причин функціональних збоїв, а також аналіз експлуатаційних режимів та умов роботи гідронасосів. Наступним кроком було комплексне дослідження деградації ущільнювачів, шестерень, опорних втулок та корпусних елементів. Основною метою було встановлення залежностей між змінами точносних характеристик компонентів та їхніх сполучень протягом експлуатаційного періоду насоса. На другому етапі виявити основні закономірності продуктивності агрегату від величин зазорів у сполученнях. [16]

На третьому етапі проводилася розробка технологічного процесу відновлення круглого шестеренного насоса. Згідно з розробленою технологією проведені лабораторні випробування агрегатів.

На четвертому етапі проведені розрахунки техніко-економічної ефективності розробленої технології.

3.2 Технологія діагностичних випробувань насосів перед ремонтом

Вхідний стендовий контроль проходили всі агрегати, що потрапляли на ремонт, перед розбиранням. Метою даного дослідження було встановлення причини вибракування агрегату (падіння тиску, зниження подачі і т.д.).

Кількість (n) об'єктів, яка дає необхідну точність досліджень, при заданій α = довірчій імовірності 0,95 і відносній похибці $\varepsilon = 0,15$, визначали за виразом:

$$\varepsilon = t_{\alpha} \cdot \frac{\nu}{\sqrt{n}} \quad (3.1)$$

де t_{α} - коефіцієнт Стюдента;

ν - коефіцієнт варіації (очікуване значення коефіцієнта варіації 0,3).

При $\alpha = 0,95$ та $\frac{t_{\alpha}}{\sqrt{n}} = \frac{\varepsilon}{\nu} = \frac{0,15}{0,3} = 0,5$, знаходимо, що $n = 57$. Таким чином, для досліджень необхідно взяти не менше 57 агрегатів.

Вхідний контроль проводився на обкаточно-випробувальному стенді КИ-4200. Загальний вид стенда представлений на рис. 3.1. [17]

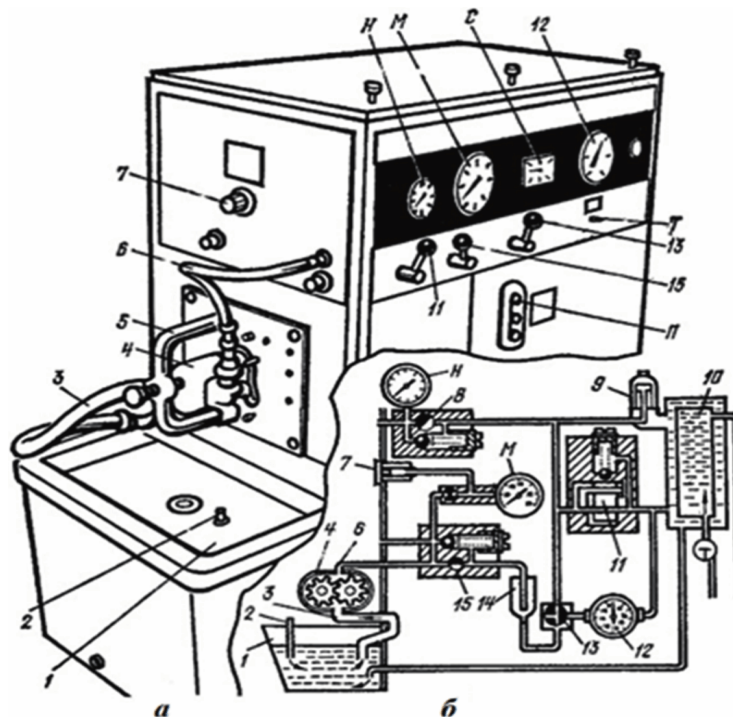


Рисунок 3.1 – Стенд КИ-4200 (а) та його гідросистема (б) для проведення експериментальних досліджень:

- 1 - розхідний бак; 2 - зливальний штуцер; 3 - шланг всмоктуючої порожнини;
 4 - насос, що випробовується; 5 - пристосування для кріплення насоса;
 6 - нагнітальний шланг; 7 - основа для регулювання; 8 - дросель магістралі низького тиску; 9 - центрифуга; 10 - охолоджуючий пристрій;
 11 - переливний золотник; 12 - лічильник рідини; 13 - триходовий кран;
 14 - фільтр; 15 - дросель високого тиску; П - кнопка запуску; Н - манометр низького тиску; М - манометр високого тиску; С - лічильник імпульсів;
 Т - вимикач лічильника імпульсів.

Випробувальний комплекс складається зі зварної конструкції, захисного облицювання, приводної системи, гідравлічного контуру, електричного обладнання та допоміжних пристроїв та інструментів. На конструкції закріплені привідна система та гідравлічний контур. Привідна система містить електромотор та клиноременеву трансмісію з передаточним коефіцієнтом 1,21, яка забезпечує частоту обертання приводного вала 1200 хв^{-1} через кулачкову муфту.

Метрологічні характеристики стенда: точність вимірювання подачі $\pm 2\%$, максимальний робочий тиск (обмежений запобіжним клапаном) – 17,5 МПа, об'єм гідробака – 90 л.

Підготовка об'єктів та умови випробування. Перед стендовим випробуванням всі гідронасоси піддавалися зовнішньому очищенню та оглядові. Агрегати з видимими дефектами корпусу або пошкодженнями ущільнювальних елементів відбраковувалися. [18]

Випробування проводилися на мінеральному маслі МГ-10 (кінематична в'язкість при $50 \text{ }^\circ\text{C}$: $60\text{--}70 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$). Робочу рідину підтримували в температурному діапазоні $50 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Методика вхідного контролю. Процедура базового тестування реалізована у наступному порядку:

1. Гідронасос установлювався на стенд з використанням відповідної оснастки залежно від конструкційної моделі. Всмоктувальний шланг з'єднувався з гідробаком, нагнітальний шланг – із дроселем.

2. Шляхом регулювання дроселя створювалось високотискове навантаження для вимірювання максимального розвиненого тиску.

3. При встановленому номінальному тиску (НШ-32А: 10 МПа; НШ-50А: 14 МПа) проводилась перевірка об'ємної продуктивності. На лічильнику рідини обирались два позначення, що відповідають початку та завершенню вимірювального циклу. Електронний лічильник активувався та деактивувався при проходженні стрілки через позначення. На основі кількості обертів

(імпульсів) та виміряного об'єму рідини розраховувалися фактична подача та об'ємний коефіцієнт корисної дії.

Під час випробування постійно контролювалася герметичність конструкції та відсутність повітряних витоків у насосі. Спостерігалися такі показники: витікання робочої рідини крізь ущільнювальні елементи, емульгування рідини та утворення піни в гідробаку. За результатами вхідного контролю, якщо насос не задовольняв експлуатаційні критерії, він спрямовувався на детальні мікрометричні дослідження.

3.3 Метрологічний аналіз геометрії поверхонь та обробка результатів вимірів

При створенні технології реставрації шестеренчастих насосів та аналізу технологічних аспектів потрібно прагнути забезпечити залишковий ресурс відремонтованого агрегата максимально близьким до характеристик новоіснуючого насоса. Для досягнення цієї мети необхідно комплексно проаналізувати умови функціонування, визначити масштаби деградації ключових компонентів. Найповнішу інформацію про закономірності деградації можна отримати методом детальних мікрометричних вимірювань. Крім того, цей метод дозволяє виявити вплив геометричних відхилень розмірних ланцюгів на деградацію та пошкодження основних компонентів у виробничих умовах.

Для проведення мікрометричних вимірювань організовано спеціалізоване робоче місце, оснащене допоміжними пристосуваннями та прецизійним вимірювальним інструментарієм.

При виборі вимірювальних засобів враховувалися їхні метрологічні та економічні характеристики. Головним критерієм при підборі інструменту була допустима похибка вимірювання. Як правило, повинна виконуватися умова:

$$\Delta Lim \leq J_2 \quad (3.2)$$

де ΔLim - сумарна погрішність засобу виміру (по таблицях відповідного ДСТУ), мкм;

J_2 - допустима погрішність виміру, мкм.

Для складових частин, виготовлених по 9...14 квалітетах J_2 визначається по формулі:

$$J_2 = (0,45 - 0,004 \cdot a) \cdot \sqrt{J_3 - (T_{дет} + J_3)} \quad (3.3)$$

де a - коефіцієнт квалітету;

J_3 - допускаємий і регламентований стандартом перехід за границю допуску деталі, мкм;

$T_{дет}$ - поле допуску параметра деталі, мкм.

Детальному вимірюванню піддавалися шестерні, ущільнювачі та опорні втулки гідравлічних шестеренчастих насосів.

Після завершення базового стендового контролю гідронасоси розбиралися, промивалися в автоматичній мийній машині та просушувалися. Фіксувалося взаємне розташування шестерень у зачепленні, верхніх та нижніх ущільнювачів відповідно до їхніх позицій, що забезпечувало збереження оригінальних з'єднань та підвищувало точність визначення фактичної деградації та люфтів. Корпус насоса позначався з боку всмоктуючого отвору по верхній опорній поверхні. [19]

З урахуванням розрахункових залежностей та нормативних вимог капітального ремонту застосовувалися наступні прецизійні інструменти:

– для цапф та торцевої ширини шестерень НШ-50А: важільний мікрометр МРП-25-50 (похибка $\pm 0,001$ мм);

– для ущільнювачів та торцевої ширини зубців НШ-32А: важільний мікрометр МРП-0-25 (похибка $\pm 0,001$ мм);

– для виточок під ущільнювачі: індикаторний нутромір 10-18 (похибка індикаторної головки $\pm 0,002$ мм);

- для радіусів посадкових місць під зуби: спеціалізований пристосування (похибка $\pm 0,001$ мм);
- для зовнішнього діаметра шестерень: індикаторний столик з вимірювальною головкою (похибка $\pm 0,001$ мм) (рис. 3.2).

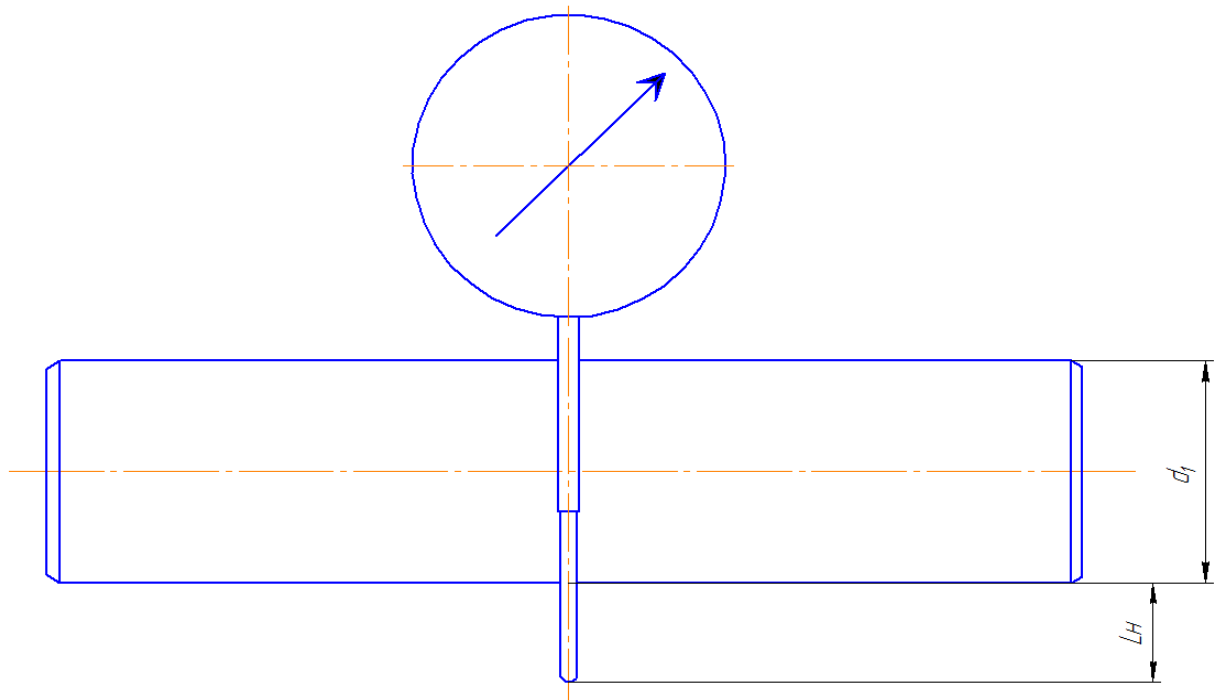


Рисунок 3.2 – Пристосування для вимірювання радіусів посадкових місць опорної втулки

Використання індикаторного столика для визначення зовнішнього діаметра шестерень (рис. 3.3) обґрунтовується конструктивною особливістю – непарною кількістю зубців ($Z = 9$), що унеможливорює застосування традиційного мікрометра з паралельними вимірювальними поверхнями.

При використанні мікрометражного столика, через те, що площа прилягання шестерні є прямолінійною поверхнею, потрібно знайти величину зсуву Δ при визначенні зовнішнього діаметра. З рисунку 3.3 дане значення можна визначити в такий спосіб:

$$\Delta = D_a - \left(r_1 + h_1 + \frac{h_2}{2} \right) \quad (3.4)$$

де D_a - зовнішній діаметр шестерні (згідно ТК), мм;

h_1 - відстань від центру обертання шестерні до середини ширини зуба по зовнішньому діаметру.

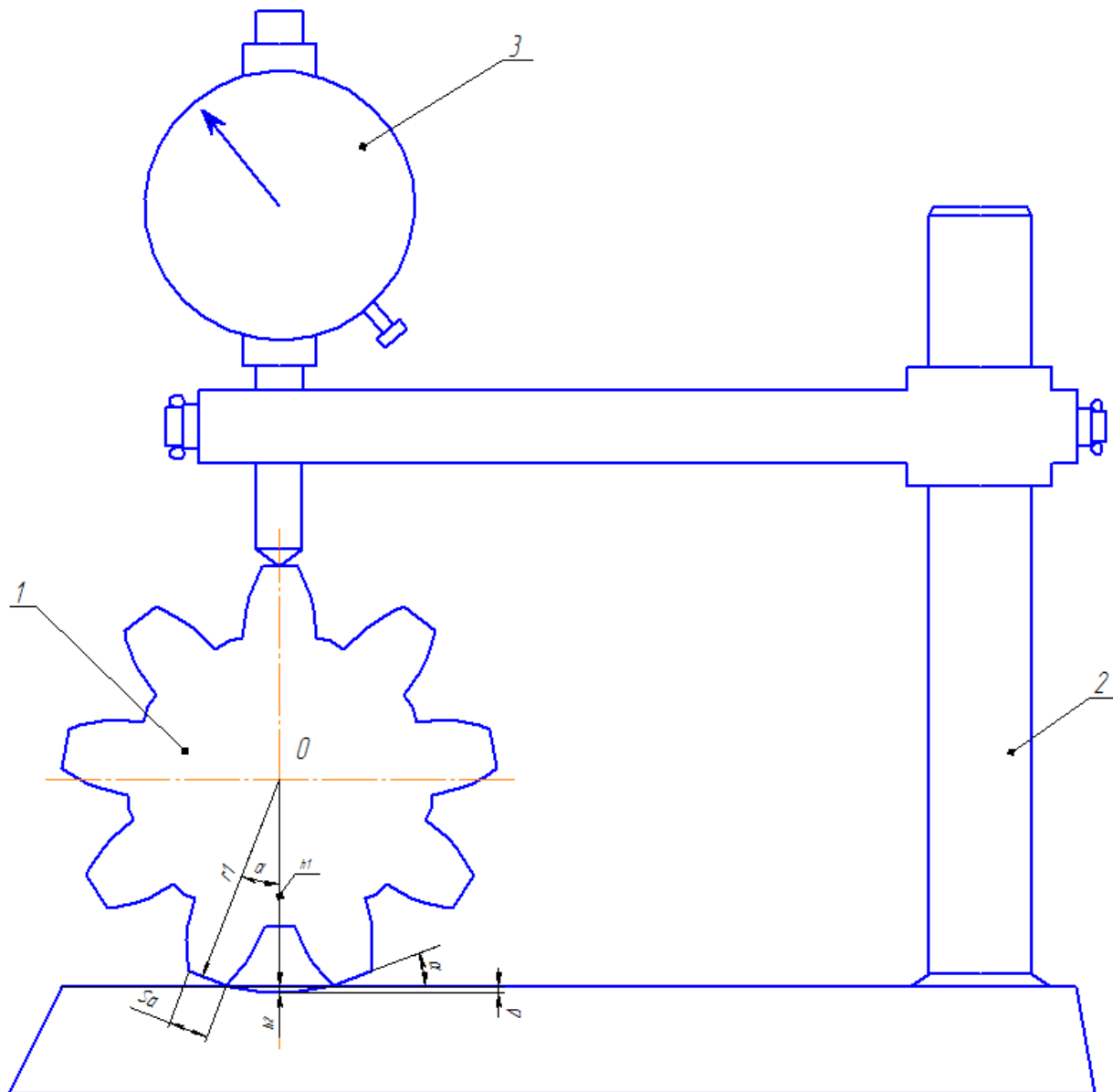


Рисунок 3.3 – Схема виміру шестерні

Визначається з рис. 3.3 як:

$$h_1 = r_1 \cos \alpha \quad (3.5)$$

де α - половина кута між зубами (при числі зубів $z=9$ $\alpha =20^\circ$);

r_1 - радіус зовнішньої окружності шестерні, мм;

h_2 - величина відстані від площини зіткнення зубів (точки К і К' на рис 3.3) до дуги окружності вершин, визначається як:

$$h_2 = S_a \cos \alpha \quad (3.6)$$

де S_a - ширина вершини зуба, мм. Визначається:

$$S_a = D_a \left\{ \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + (\operatorname{tg} \alpha_0 - \alpha_0) - \left[\operatorname{tg} \left(\arccos \frac{D_0}{D_a} \right) - \arccos \frac{D_0}{D_a} \right] \right\} \quad (3.7)$$

де z - число зубів,

α_0 - кут зачеплення, при евольвентному зачепленні $\alpha_0 = 20^\circ$;

D_0 - діаметр ділильної окружності, мм.

Величина D_0 визначається по формулі:

$$D_0 = m \cdot Z \quad (3.8)$$

де m - модуль зачеплення шестерень, мм, який визначається з технічних вимог.

З врахуванням того, що $m = 5,43$ мм., тоді по (3.7) $S_a = 1,5$ мм., а з урахуванням формул (3.3) - (3.5) одержимо, що величина зсуву від площини до дуги складе $\Delta = 1,453$ мм.. Тобто при проведенні вимірів зовнішнього діаметра шестірні (рис. 3.3), додаючи до отриманого по індикатору значення величину Δ , знайдемо вихідне значення величини діаметра. [20]

Вимірювання цапф проводилися в двох взаємно ортогональних напрямках (0° та 90°) для оцінки еліптичності геометрії, а також у двох поздовжніх перетинах для виявлення конічності поверхні (рис. 3.4).

Конкретно вимірювалися внутрішні цапфи (перетин 1–1 та 2–2) та зовнішні цапфи (перетин 3–3 та 4–4). На кожній цапфі проводилось чотири окремих вимірювання. Торцева ширина шестерні визначалася вздовж окружності в дев'яти позиціях на кожному зубці з фіксацією максимального та мінімального значень. Зовнішній діаметр шестерні вимірювався аналогічно в

дев'яти позиціях по кожному зубцю у двох поздовжніх перетинах (перетин 5–5 та 6–6 на рис. 3.4) з визначенням екстремальних величин.

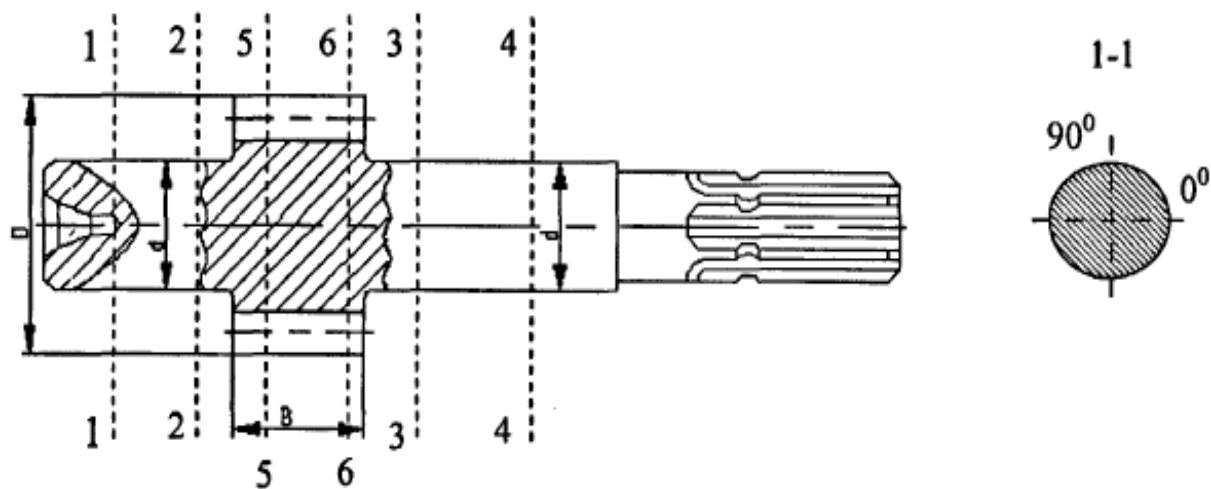


Рисунок 3.4 – Схема вимірювання приводного валу шестерні

Ущільнювачі досліджувалися у двох конфігураціях – вимірювалася товщина дегідрованої поверхні (перетин 1–1) та товщина неушкодженої поверхні (перетин 2–2) площини Л (рис. 3.5).

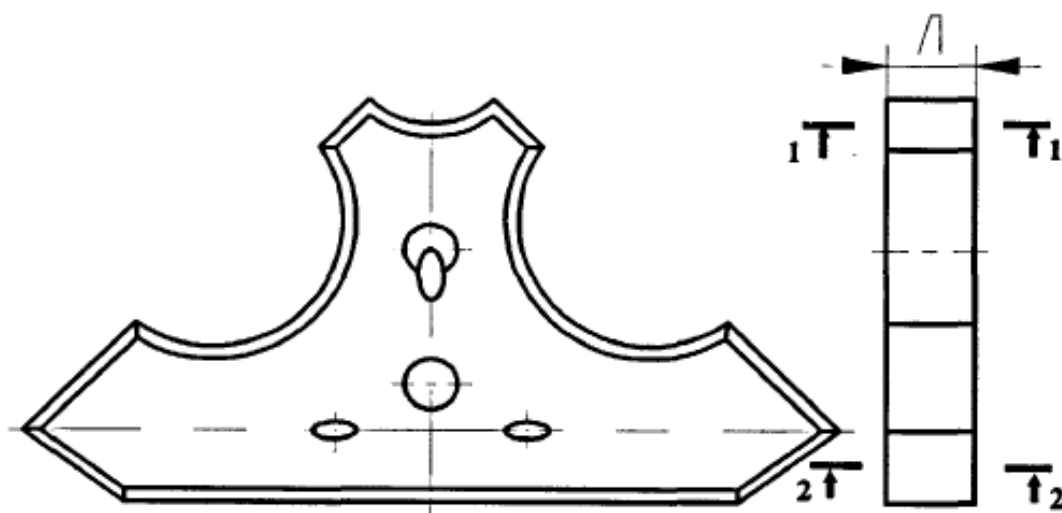


Рисунок 3.5 – Схема вимірювання ущільнювача

Опорна втулка досліджувалася шляхом вимірювання радіусів посадкових місць у двох поздовжніх площинах (1–1 та 2–2 на рис. 3.6) для оцінки кіничності геометрії.

Для визначення радіусу посадкового місця використовувався спеціалізований пристосування, розроблене В. Е. Черкуном та представлене на рис. 3.2. При калібруванні пристосування встановлювалось на два еталонні блоки розміром 14,9 мм на індикаторному столику та здійснювалась нульова установка вимірювальної головки.

Прилад установлювався на незношені (базові) поверхні 1 у напівотворах обойми (рис. 3.6). У процесі вимірів знімалися показання L по індикатору. Уявний радіус колодязя напівобойми розраховувався по формулі - $R^k = L + \frac{d_1}{2}$. Знаходили максимальний R_{max}^k і мінімальний R_{min}^k радіуси колодязя напівобойми.

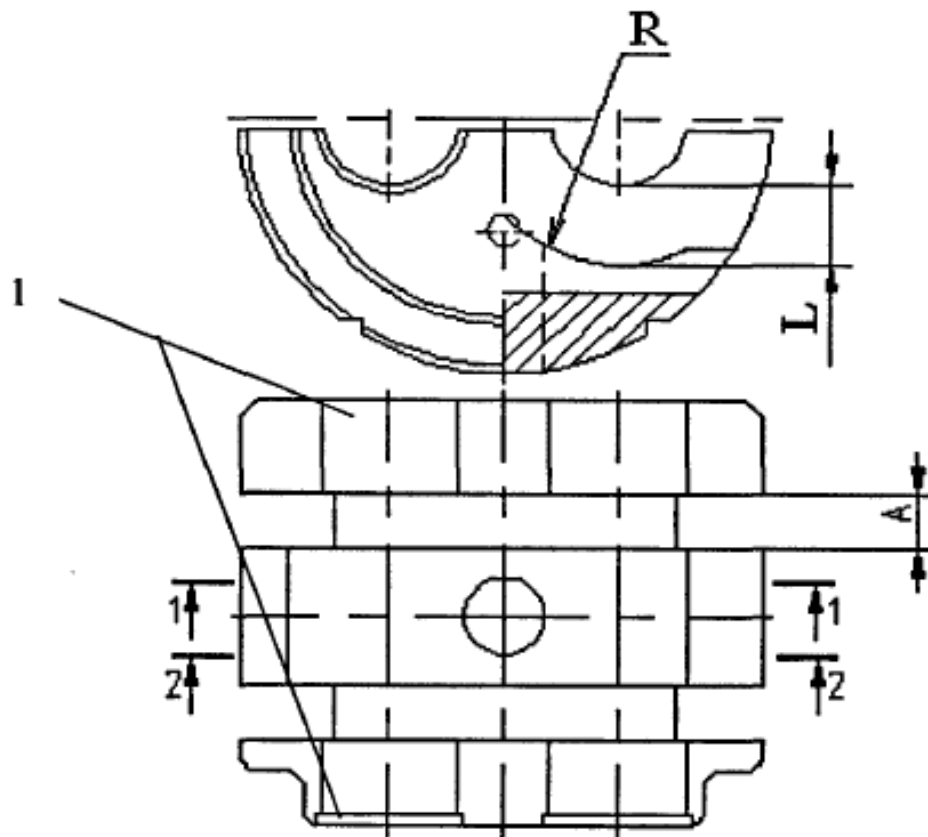


Рисунок 3.6 – Схема виміру обойми

Дефекти поверхневого шару (заокруглені краї корпусу, подряпини на цапфах та ущільнювачах) виявлялися методом візуального контролю.

Після завершення вимірювальних операцій здійснювалась первинна обробка накопичених даних. Розраховувалась величина деградації цапф,

торцевих поверхонь та зовнішніх діаметрів шестерень, ущільнювачів та втулок. Визначалися фактичні люфти та зазори в контактних парах.

Зношування цапф визначалося як:

$$U_{ц\max} = d_{ц\max} - d_{ц\min}, \quad (3.9)$$

Зношування по зовнішньому діаметру:

$$U_{ш\max} = D_{A\max} - D_{A\min}, \quad (3.10)$$

Зношування по ширині шестірні:

$$U_{\tau\max} = B_{\tau\max} - B_{\tau\min}, \quad (3.11)$$

Зношення радіусів обойм визначалися як різниця між найбільшим радіусом R_{max} і найменшим радіусом R_{min} по перетинах 1-1 і 2-2 (рис. 3.6).

Зношення паза під платики визначалося як різниця між найбільшим і найменшим розміром паза по перерізам. Зношування платика визначалося по формулі:

$$U_{п\max} = L_{п\max} - L_{п\min}, \quad (3.12)$$

Торцевий зазор визначається за результатами розрахунків розмірного ланцюга.

Радіальний зазор визначався виходячи з умови роботи круглого шестеренного гідронасоса. Основною умовою нормальної роботи гідроагрегату є те, що швидкість зношування напівотвору напівобойми більше швидкості зношування колодязя напівобойми, тому радіальний зазор, утворений у парі тертя «вершина зуба - колодязь» у точці відповідній до максимального значення зовнішнього радіуса шестірні й мінімальному

радіусу колодязя напівобойми дорівнює нулю (точка торкання) [13, 36]. Величина радіального зазору буде визначатися як різниця між мінімальним значенням зовнішнього радіуса шестірні й максимальним значенням радіуса колодязя напівобойми [21]. Тобто:

$$S_p = R_{max}^{\kappa} - \frac{D_{min}^u}{2} \quad (3.13)$$

Величина технологічного радіального зазору $S_p^{TEX} = -0,030 \dots 0,012 \text{ мм}$.

Визначення зношування напівотворів підтискної напівобойми визначалося також виходячи із принципу роботи насоса, описаного вище (рис. 3.7).

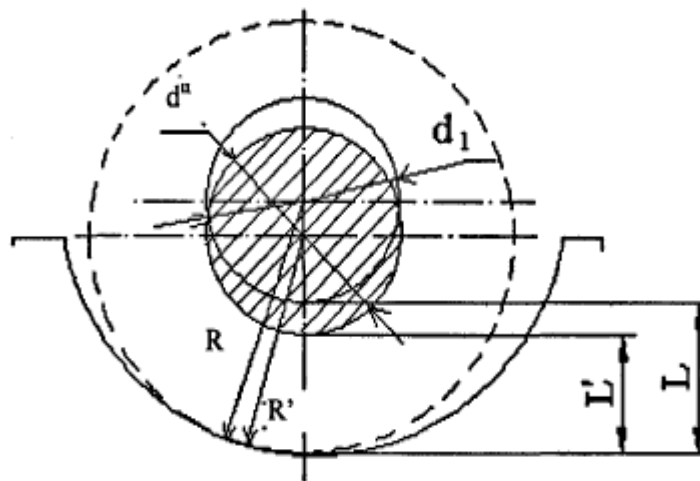


Рисунок 3.7 - Схема визначення зношування напівотворів підтискної напівобойми: де R - величина радіуса колодязя напівобойми, отримана по вимірах з використанням приладу (качалки з індикатором); R^* - радіус шестірні по вершинах зубів; $d^ц$ - діаметр цапфи шестірні; d_1 - діаметр оправки (качалки) для виміру радіуса колодязя напівобойми; L - відстань від поверхні качалки до колодязя (заміряна величина); L^* - відстань від поверхні цапфи до вершини зуба (розраховане значення).

При вимірах величини L качалка (рис. 3.2) опирається на базові (незношені) поверхні напівотворів напівобойми, що представляють собою

виступи, утворені в результаті того, що шестерня має меншу довжину, ніж посадкові місця напівотворів напівобойми. У процесі вимірів знімалися показання L по індикатору.

Величина зношування напівотворів підтискної напівобойми й цапфи шестірні визначиться як:

$$U_{ц-о} = L - L^{\bullet} \quad (3.14)$$

Величину L^{\bullet} визначали по різниці максимального радіуса шестірні й мінімального радіуса цапфи по формулі:

$$L^{\bullet} = R_{max}^{\bullet} - \frac{d_{min}^{\psi}}{2} \quad (3.15)$$

де R_{max}^{\bullet} - максимальне значення радіуса шестірні;

d_{min}^{ψ} - мінімальний діаметр цапфи шестірні.

Зношування антифрикційного вкладиша $U_{вкл.}$ визначалося по різниці товщини зношеної й незношеної частини вкладиша.

Зазор «цапфа - підтискна обойма» $S_{ц}$ визначається по формулі:

$$S_{ц} = U_{ц-о} + U_{вкл} \quad (3.16)$$

Зазор у сполученні «корпус - підтискна обойма» $S_{к-о}$ складається з наступних параметрів: товщина антифрикційного вкладиша, діаметр цапфи, діаметр отворів у підтискній обоймі (утворюють зазор «цапфа - підтискна обойма» $S_{ц}$), зовнішній діаметр підшипникової обойми, зовнішній діаметр підтискної обойми, внутрішній діаметр корпусу.

Технологічне (креслярське) значення зазору «корпус – підтискна обойма» становить $S_{к-о}^{ТЕХ.} = 0,375$ мм.. Граничне значення $S_{к-о}^{ТЕХ.}$ за даними В. Е. Черкуна - 0,550 мм. При цьому зазорі ККД насоса різко падає до 0,4.

Найбільший вплив на збільшення зазору S_{K-O} виявляє зношування деталей утворюючих зазор «цапфа - підтискна обойма» - зношування цапфи, зношування антифрикційного вкладиша, зношування напівотворів у підтискній обоймі. Інші деталі не піддані тертю ковзання і як наслідок зношуються менше. [21]

У ході досліджень визначали діаметр цапф шестерень, товщина антифрикційного вкладиша, діаметр напівотворів у підтискній обоймі.

Зазор «цапфа - підтискна обойма» S_{II} визначався по формулі (3.16). Технологічний зазор у даному з'єднанні рівний $S_{II}^{TEH} = 0,030$ мм. Найбільший вплив на збільшення зазору S_{K-O} виявляє зношування деталей утворюючих зазор «цапфа - підтискна обойма» - зношування цапфи, зношування антифрикційного вкладиша, зношування напівотворів у підтискній обоймі. Інші деталі не піддані тертю ковзання і як наслідок зношуються менше.

3.4 Оцінка впливу зносу елементів насоса на коефіцієнт подачі

Для проведення експериментальних досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними параметрами деталями качаючого вузла насосу та його працездатності, а саме визначення коефіцієнту подачі насосу, була використана вибірка насосів. Вибірка включала в себе насоси двох марок, які мають найбільше розповсюдження на автотракторній техніці НШ-32-3А та НШ-50-3А. В свою чергу для кожної марки були вибрані 2 нових насоси, 4 насоси після ремонту, та 4 насоси з змодельованим прослабленим розміром шестерень. Відремонтовані насоси мали відповідно перший та другий ремонтний розмір, причому кількість насосів складала по 2 для кожного ремонтного розміру.

Суть дослідження заключалася в визначенні для кожного насосу дійсної подачі та коефіцієнту подачі та виявлення його взаємозв'язку з технічним станом качаючого вузла.

Дослідження проводилися з використанням експериментальної установки та методики визначення коефіцієнта подачі, які розглянуті в підрозділі 3.2.

Висновки до третього розділу

Розробка комплексної методології проведення експериментальних досліджень, включаючи вхідний стендовий контроль, мікрометражні вимірювання деталей качаючого вузла та аналіз взаємозв'язку між структурними параметрами гідронасоса та його працездатністю, забезпечує науково обґрунтоване дослідження процесів зношування та технічного стану агрегатів. Розрахунок необхідної кількості об'єктів дослідження ($n = 57$ насосів) за методами математичної статистики гарантує репрезентативність результатів при довірчій імовірності 0,95 та допустимій відносній похибці 0,15.

Застосування спеціалізованого стенда КИ-4200 з точністю виміру подачі $\pm 2\%$ та максимальним тиском 17,5 МПа, а також розроблення приладів та пристосувань для визначення радіусів колодязів обойм, дозволяє проводити точні метрологічні вимірювання з похибками не більше допустимих значень. Детальні схеми вимірювання цапф, зубів, платиків та обойм у множині точок та площин забезпечує виявлення еліпсності, конусності та інших геометричних відхилень, критичних для оцінки технічного стану.

Методичний аналіз причин втрати роботоздатності гідронасосів на основі визначення торцевих, радіальних та осьових зазорів у спряженнях створює наукову базу для розроблення ефективних технологій відновлення. Кількісна оцінка зношування деталей та визначення залежності коефіцієнта подачі від геометричних параметрів качаючого вузла дозволяє прогнозувати залишковий ресурс насоса та обґрунтовувати раціональні способи ремонту на спеціалізованих підприємствах.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИВЧЕННЯ ДЕФЕКТІВ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ

4.1 Діагностична оцінка технічного стану агрегатів перед ремонтом

Технічний стан насосів типу НШ-32А і НШ-50А, що надходять на ремонт оцінюється за результатами стендових випробувань за методикою представленої в п.3.2. У процесі випробування вимірялися максимальні тиски, що розвиваються насосами без навантаження і з навантаженням, дійсна подача рідини, розраховувався об'ємний ККД (коефіцієнт подачі). [22]

Стендові випробування насосів НШ-32 показали, що 84,8 % не нагнітають номінальний тиск, а об'ємний ККД у них нижче 0,65.

Стендові випробування насосів НШ-50А показали, що 92,6 % не нагнітають номінальний тиск, а об'ємний ККД у них нижче 0,65.

Тільки один насос поступив на ремонт до досягнення граничного стану. Інші експлуатувалися досягнувши граничного стану, що приводило до порушення роботоздатності всієї гідросистеми і, як наслідок, до неякісного виконання робіт сільськогосподарською технікою.

4.2 Визначення критеріїв технологічності конструкції при відновленні працездатності

Для комплексної оцінки допоміжних характеристик ремонтпридатності гідронасосів серії НШ-К та обґрунтування методів їхнього покращення з метою оптимізації технологічних процесів необхідно вирішити кілька задач: провести аналіз додаткових показників технологічності з врахуванням варіантів стратегії реставрації; виконати кількісне оцінювання допоміжних показників ремонтпридатності.

Показники технологічності шестеренчастих гідронасосів під час ремонту поділяються на дві групи: операційні та економічні.

До операційних показників входять: середня тривалість окремих ремонтних операцій та ймовірність успішного виконання в установленій термін. До економічних показників належать: трудомісткість (середня, загальна, питома) та вартість ремонту (середня, загальна, питома).

При реставрації гідронасосів застосовуються дві основні методологічні схеми:

Перша стратегія – відновлення функціональності на первинних сервісних пунктах під контролем наладчика. Включає заміну несправного агрегата та усунення витоків робочої рідини.

Друга стратегія – капітальний ремонт на спеціалізованих ремонтних центрах третього рівня. Передбачає повне розбирання гідронасоса, проведення контрольно-налагоджувальних операцій, реставрацію компонентів, збирання, обкатку та випробування. Такі роботи виконуються висококваліфікованим персоналом з відповідною підготовкою. [23]

Технологічність ремонту гідронасоса залежить від доступності основних компонентів та їхньої збірності, що визначаються конструкційними рішеннями та розташуванням агрегата на машині.

Для першої стратегії більш інформативним є коефіцієнт збірності, тоді як для другої – коефіцієнт доступності, що враховує безпосередній доступ до критичних спряжень, відповідальних за втрату функціональності.

Коефіцієнт збірності розраховується за формулою:

$$K_{\text{Л}} = 1 - \frac{\Delta T_{\text{ом}}}{T_{\text{ом}}} \quad (4.1)$$

де $T_{\text{ом}}$ - трудовитрати на демонтажні та монтажні операції при реставрації функціональності насоса, люд.-год.;

$\Delta T_{\text{ом}}$ – відхилення трудовитрат від еталонних значень, люд.-год.

Для розрахунку коефіцієнта збірності при першій стратегії реставрації проведено експериментальне дослідження трудомісткості операцій відновлення функціональності гідронасоса. Результати вимірювань представлені у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Тривалість операцій при відновленні функціональності гідравлічного насоса

Найменування виду робіт	Тривалість робіт в хв.		Значення коефіцієнта легкоз'ємності, (K_L)
	$T_{\text{дм}}$	$\Delta T_{\text{дм}}$	
1. Від'єднання гідравлічних рукавів від насосу	11,5	3,2	0,72
2. Розбирання болтових з'єднань кріплення насоса	12,4	3,6	0,71
3. Демонтаж насоса	2,4	0,6	0,75
4. Усунення несправності насоса (заміна манжети)	18,2	5,3	0,71
4. Монтаж насоса	2,3	0,8	0,65
5. Болтове кріплення насоса	12,5	3,8	0,70
6. Приєднання гідравлічних рукавів	11,8	3,4	0,71

Дослідження табл. 4.1 свідчить, що усунення неполадок, пов'язаних із заміною агрегата або відновленням герметичності на машині, не потребує складних маніпуляцій, що підтверджується задовільно високими значеннями коефіцієнта збірності $K_L = 0,65 \dots 0,75$.

Для другої стратегії реставрації функціональності гідронасосів технологічність можна оцінити коефіцієнтом доступності, який враховує безпосередній доступ до критичних спряжень, ключових для збереження функціональності агрегата. Розрахунок проводиться за формулою:

$$K_D = 1 - \frac{x_j^1 - 1}{x_j^1} \quad (4.2)$$

де x_j^1 - загальна кількість демонтованих елементів.

Очевидно, що цей коефіцієнт залежить від природи функціональної неспроможності агрегата, яка визначає обсяг розбирально-складальних операцій.

Дослідження технічного стану гідронасосів, що надходять на ремонт, виявило, що приблизно 85% поломок стосуються якорного механізму.

Отже, для реставрації спряжень якорного механізму потрібно повне розбирання агрегата. При ремонті насосів серії НШ-К основні операції спрямовані на: шліфування робочих поверхонь шестерень до одного з ремонтних допусків, тонке шліфування та притирання ущільнювачів-замикачів, реставрацію робочих поверхонь розвантажувальних та опорних втулок. [24]

Підвищення показників технологічності при ремонті насосів серії НШ-К можливе через застосування спеціалізованих пристроїв для фіксації та позиціонування агрегата під час розбирально-складальних операцій, а також механізацію процесу розкручування різьбових з'єднань.

Для доступу до ущільнювача-замикача якорного вузла необхідно демонтувати вісім компонентів (стопорна втулка, кріпильні болти кришки, верхня кришка, ущільнювальна прокладка, якорний механізм у складі, розвантажувальна обойма, напрацьована шестерня, приводна шестерня) відповідно до розробленої схеми розбирання насоса НШ-К.

Коефіцієнт доступності ущільнювача-замикача розраховується як:

$$K_D = 1 - 8^{-1/8} = 0,13$$

Враховуючи діапазон коефіцієнта доступності $0 < K_D \leq 1$, ущільнювач-замикач класифікується як важкодоступний компонент.

Для досягнення напрацьованої та приводної шестерень якорного вузла необхідно демонтувати шість деталей. Розраховане значення коефіцієнта доступності $K_D = 0,17$ також свідчить про ускладнену доступність шестерень.

Коефіцієнт доступності якорного механізму становить відповідну величину $K_D = 0,25$.

Комплексна оцінка ремонтної технологічності шестеренчастого насоса НШ-К виявила, що коефіцієнти доступності компонентів під час ремонту розташовуються в діапазоні $K_D = 0,13...0,25$, що демонструє конструктивні обмеження при реставрації функціональності на спеціалізованих сервісних центрах.

Визначення коефіцієнтів доступності характеризує переважно конструктивні особливості агрегата. Для всебічної оцінки ремонтпридатності необхідно провести аналіз технологічності критичних деталей, враховуючи ймовірності їхніх станів: придатна без втручання, потребує ремонту, безповоротно непридатна.

Проведені дослідження показників технологічності при відновленні функціональності гідросистеми машини через усунення неполадок насоса обмежилися аналізом допоміжних характеристик ремонтпридатності (коефіцієнти доступності та збірності), які частково відображають адаптованість системи до реставрації, але не розкривають повною мірою всі аспекти ремонтпридатності.

Однак проведені дослідження дозволяють сформулювати ключові висновки:

1. Усунення несправностей, пов'язаних із заміною агрегата або відновленням герметичності на машині, не потребує складних операцій, що підтверджується задовільними значеннями коефіцієнта збірності $K_D = 0,65...0,75$, який відображає ремонтпридатність гідронасосів НШ-К на рівні польового обслуговування.

2. Аналіз капітального ремонту насоса НШ-К виявив, що коефіцієнти доступності компонентів розташовуються в діапазоні $K_D = 0,13...0,25$, що вказує на конструктивні складності при реставрації функціональності на спеціалізованих підприємствах.

3. Коефіцієнти доступності демонструють вплив конструкційних рішень на ремонтпридатність. Для комплексної оцінки необхідна детальна аналітика технологічності ресурсолімітуючих деталей на основі статистичного розподілу їхніх станів: придатність без ремонту, потреба у реставрації, непридатність до відновлення.

4.3 Результати інструментального контролю зносу та зазорів у спряженнях

Після проведення вхідних стендових випробувань, з метою дослідження дефектів і зношування деталей гідронасосів, усі агрегати зазнали первинної дефектації і мікрометражних досліджень, згідно з методикою, викладеною в п.3.3. Основні результати проведених досліджень з врахуванням коефіцієнта повторюваності представлені гідно у табл.4.2.

Аналіз дефектів виявив наступне розподіл поломок:

- деградація верхніх та нижніх ущільнювачів торцевого типу спостерігається у всіх досліджуваних насосів (100%)
 - зношення торцевих поверхонь приводної та напрацьованої шестерень зареєстровано в 94% агрегатів
 - 73% насосів мають деградацію або механічні пошкодження посадкових поверхонь опорних втулок
 - зовнішній діаметр шестерень піддається зношенню в 58% (напрацьована) та 55% (приводна) випадків
 - 48% агрегатів демонструють деградацію посадкових місць розвантажувальних втулок
 - цапфи шестерень мають видимі сліди деградації в 31% випадків
- Подальший аналіз було спрямовано на кількісне визначення масштабів деградації критичних деталей та розраховування люфтів у спряженнях.

Таблиця 4.2 – Типові пошкодження шестеренчастого гідронасоса

Дефект	Коефіцієнт повторюваності	Спосіб усунення
Зношування платиків	1,00	Перешліфовка й ЕІЗ
Зношування торців ведучої і веденої шестерень	0,94	Перешліфовка під ремонтний розмір
Зношування поверхонь обойми під цапфи шестерень	0,73	Установка компенсаційних втулок
Зношування веденої шестерні по зовнішньому діаметру	0,58	Шліфування до чергового ремонтного розміру
Зношування ведучої шестерні по зовнішньому діаметру	0,55	Шліфування до чергового ремонтного розміру
Зношування колодязів підтискної обойми під шестерні	0,48	Електроіскрове наплавлення + газодинамічне напилювання
Зношування цапф ведучої і веденої шестерень	0,31	Перешліфовка або нанесення ЕІН
Порушення герметичності гумових ущільнень	0,21	Заміна ремкомплектів
Зрив різьблення в місцях кріплення патрубків	0,15	Висвердлювання, нарізування ремонтного різьблення
Викрашування зубів шестерень	0,10	Бракувати
Тріщини й задири корпусу	0,05	Бракувати

Дослідження виявило, що деградація торцевих ущільнювачів розвивається нерівномірно, утворюючи ступінчасту конфігурацію поверхні (рис. 4.1).

Характер деградації ущільнювачів обумовлений конструкційними особливостями шестеренчастих насосів. Ущільнювачі закріплюються в пазах та притискаються до шестерень манжетами, що призводить до локалізованого зношення в місцях контакту з вершинами зубців. Розвиток характерної ступінчастої поверхні спричиняє різке збільшення торцевого люфту. Величина деградації варіює від 12 до 324 мкм. [25]



Рисунок 4.1 - Візуалізація деградації торцевої поверхні ушільнювача

Деградація посадкових місць полягає у збільшенні радіусу поверхонь, що взаємодіють з головками зубців. Зміна геометрії відбувається нерівномірно по довжині посадкового місця. Причинами є гідроабразивне зношення та механічне впливання вершин зубців. При роботі насоса розвантажувальна обойма притискається до шестерень манжетою під впливом гідротиску (рис. 1.1), що забезпечує компенсацію радіальних люфтів у спряженнях, але одночасно прискорює деградацію посадкових місць. Перекіс якорного механізму призводить до нерівномірної деградації по ширині. При використанні забруднених робочих середовищ абразивні частинки потрапляють між зубцями та втулкою, викликаючи подряпини та задири на посадкових місцях (рис. 4.2). Діапазон деградації: 1–51 мкм. [25]

Основна причина – потрапляння абразивних включень у зазор між торцем шестерні та ушільнювачем. Під час функціонування відбувається інтенсивне тертя бічних поверхонь шестерень об ушільнювач, спричиняючи поступову деградацію контактних поверхонь (рис. 4.3, 4.4). Характерною ознакою є кільцеподібна борозда глибиною до 52 мкм. Діапазон деградації: 4–52 мкм.

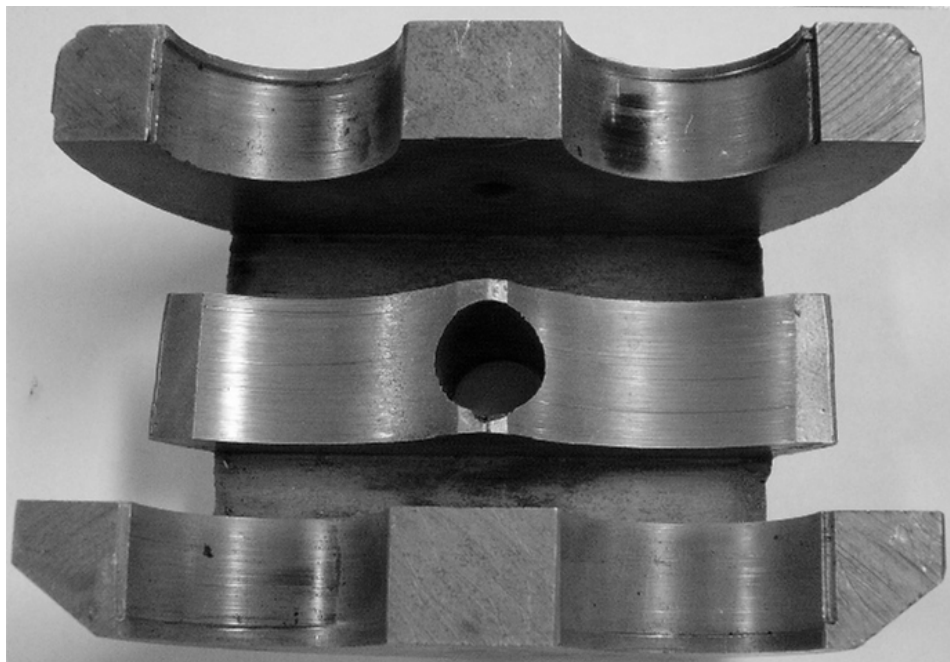


Рисунок 4.2 - Візуалізація деградації розвантажувальної втулки

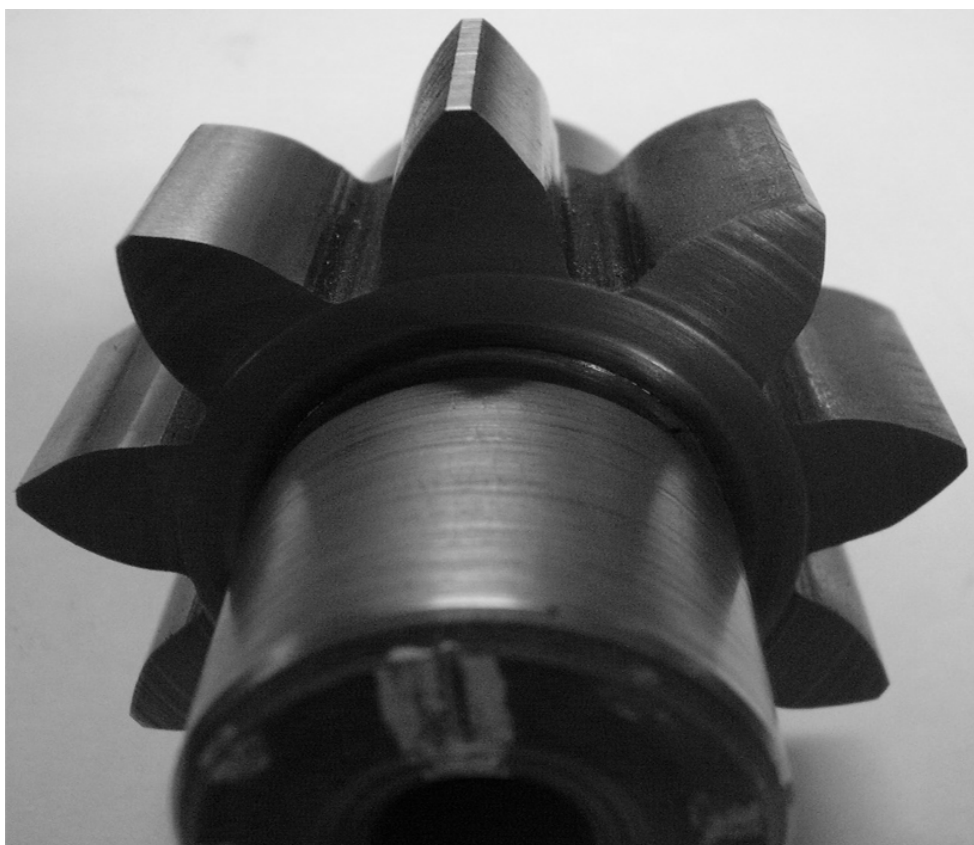


Рисунок 4.3 - Візуалізація деградації торцевої поверхні шестерні

Зношування шестерень по зовнішньому діаметру відбувається нерівномірно по довжині зуба (рис. 4.5.). Це відбувається по тій же причині,

що й зношування колодязів підтискної обойми. Інтервал величин зношування шестерень по зовнішньому діаметру становить 5...161 мкм.

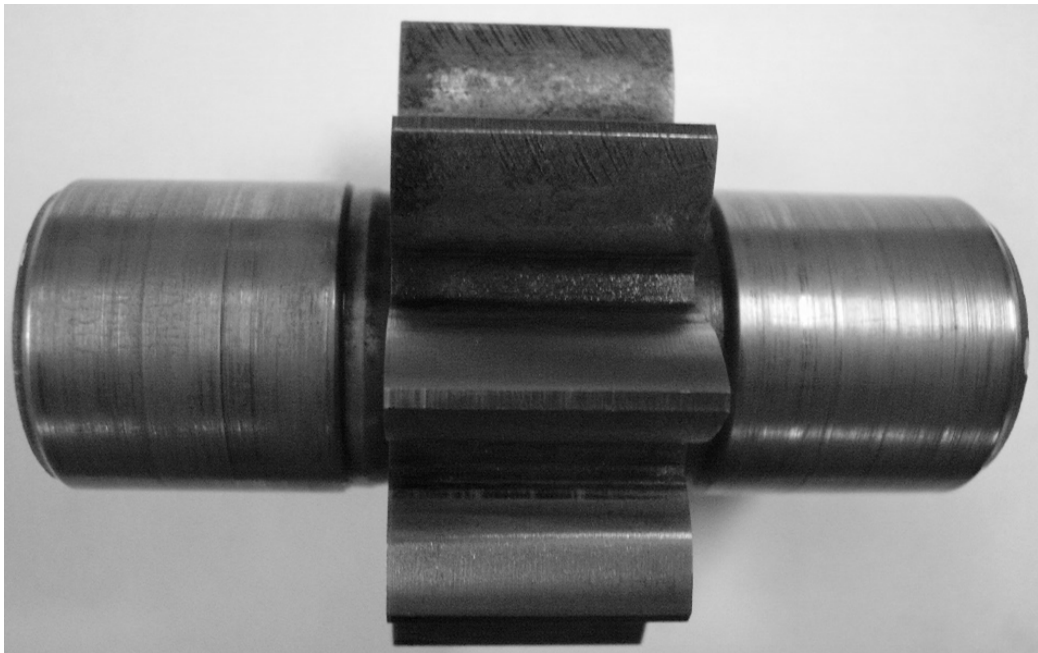


Рисунок 4.4 - Зовнішній вид зносу цапфи та зубів веденої шестерні

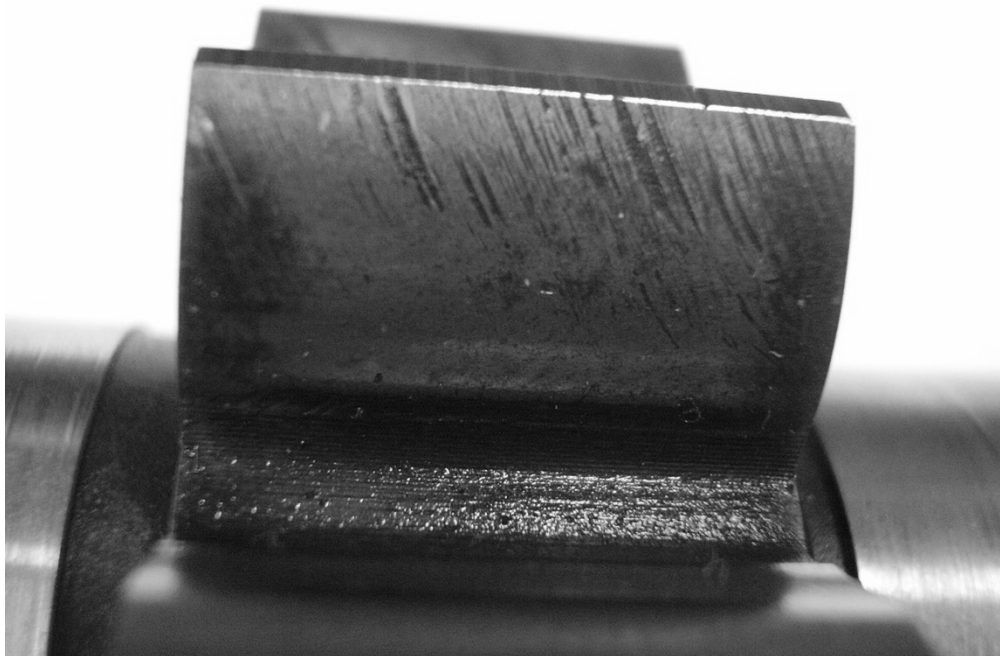


Рисунок 4.5 - Зовнішній вид зносу поверхні зубів ведучої шестерні

Зношування цапф по зовнішньому діаметру коливається в межах 2...17 мкм. При використанні робочих рідин, які проходять неякісну

фільтрацію (наявність домішок, у т.ч. води, агресивних компонентів і т.д.) може спостерігатися корозія деталей гідронасоса.

Основні статистичні характеристики й параметри закону розподілу Вейбулла зношування деталей, а також радіального й торцевого зазорів, представлені в додатку В та Г.

Після проведених стендових випробувань, первинної дефектації і мікрометражних досліджень, можна сказати, що в цілому основні причини виходу з ладу гідронасосів визначені. До них відносяться:

- перевищення торцевого люфту понад допустимі норми внаслідок деградації ущільнювачів та торцевих поверхонь шестерень;
- перевищення радіального зазору в зоні ведучої й веденої шестерень у результаті зношування шестерень по зовнішньому діаметру
- перевищення зазору в сполученні «корпус-обойма» у результаті зношування колодязів і напівотворів підтискної обойми.

Результати мікрометражних досліджень дозволили встановити діапазони товщини шару металопокриття h_n які потрібно нанести, щоб відновити параметри зношених поверхонь. З урахуванням припуску на механічну обробку діапазон товщини покриття для нанесення на поверхні пазів після фрезерування не менше 530 мкм, а для колодязів обойми 27-408 мкм. [26]

Дослідження виявило, що збільшення торцевого люфту в контактній парі «шестерня-ущільнювач» є наслідком переважної деградації ущільнювача, тоді як деградація цапф та опорної втулки частково компенсується дією радіальної манжети. Для підвищення ресурсу відремонтованих насосів необхідне зниження коефіцієнта тертя та інтенсивності деградації у критичному спряженні «шестерня–ущільнювач», а також наближення його зносостійкості до характеристик спряження «цапфа-вкладиш». Ці висновки узгоджуються з передбаченнями теоретичного аналізу.

4.4 Функціональна залежність експлуатаційного ресурсу від гідравлічних показників

Під час експериментальних досліджень, спрямованих на встановлення залежності між структурними параметрами компонентів якорного механізму за методикою, описаною у третьому розділі, отримано результати, представлені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 - Результати експериментальних досліджень

Марка насосу	Теоретичний об'єм, см ³	Дійсний об'єм, см ³	Коефіцієнт подачі	Дійсний технічний ресурс
НШ-32 (новий)	32	31,04	0,97	3156
НШ-32 (новий)	32	31,36	0,98	3273
НШ-32 (ремонт Р1)	31,35	30,08	0,94	2790
НШ-32 (ремонт Р1)	31,35	29,44	0,92	2532
НШ-32 (ремонт Р2)	30,72	29,76	0,93	2662
НШ-32 (ремонт Р2)	30,72	29,12	0,91	2399
НШ-32 (прослабл. розмір)	30,38	28,48	0,89	2124
НШ-32 (прослабл. розмір)	29,78	28,16	0,88	1982
НШ-50 (новий)	50	48,5	0,97	3156
НШ-50 (новий)	50	48,0	0,96	3036
НШ-50 (ремонт Р1)	49,24	46,5	0,93	2662
НШ-50 (ремонт Р1)	49,24	47,5	0,95	2914
НШ-50 (ремонт Р2)	48,45	46,5	0,93	2662
НШ-50 (ремонт Р2)	48,45	46,0	0,92	2532
НШ-50 (прослабл. розмір)	47,78	44,5	0,89	2124
НШ-50 (прослабл. розмір)	47,15	45	0,9	2263

Графічні залежності технічного ресурсу насосів від дійсного коефіцієнту подачі, що були отримані в результаті проведення експериментальних досліджень представлені на рис. 4.6, 4.7.

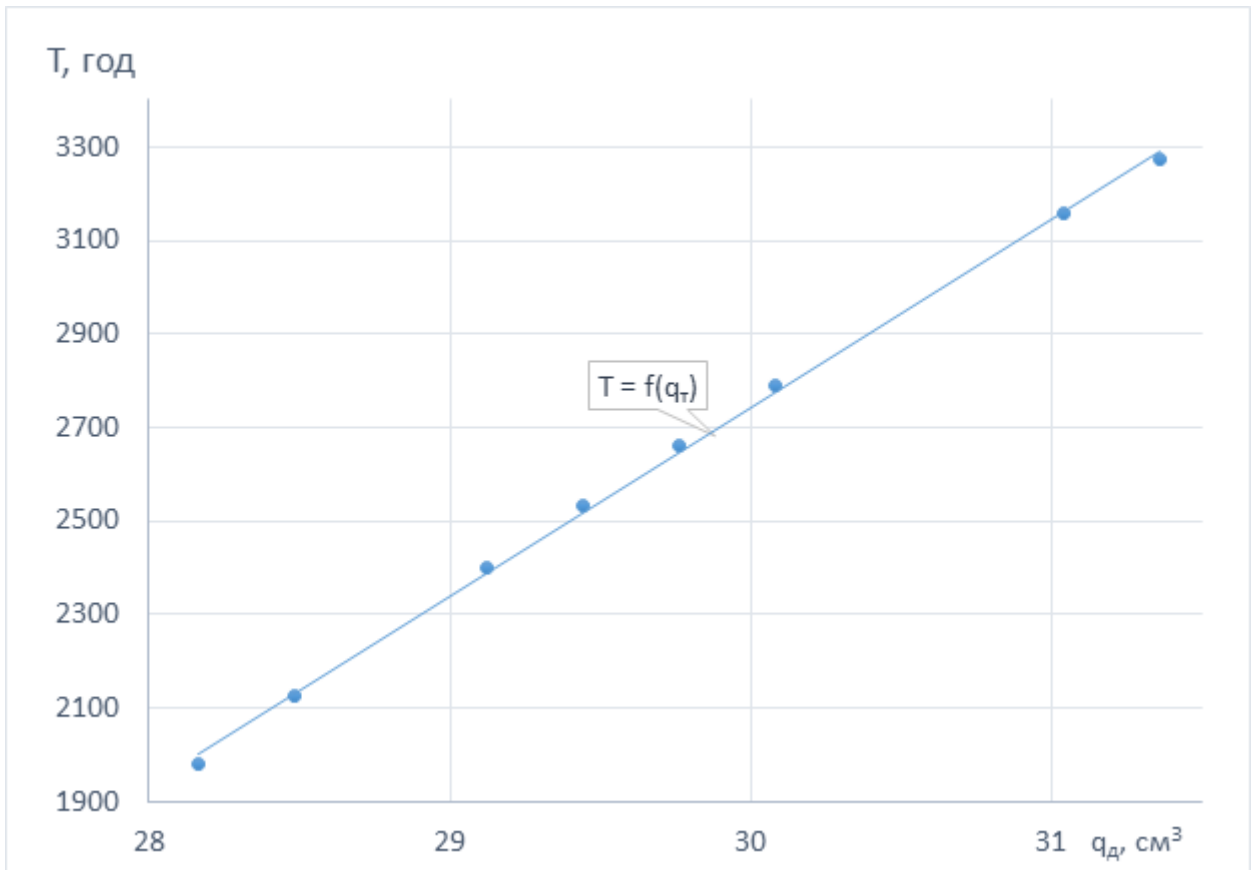


Рисунок 4.6 – Залежність технічного ресурсу насоса НШ-32 від дійсного коефіцієнта подачі

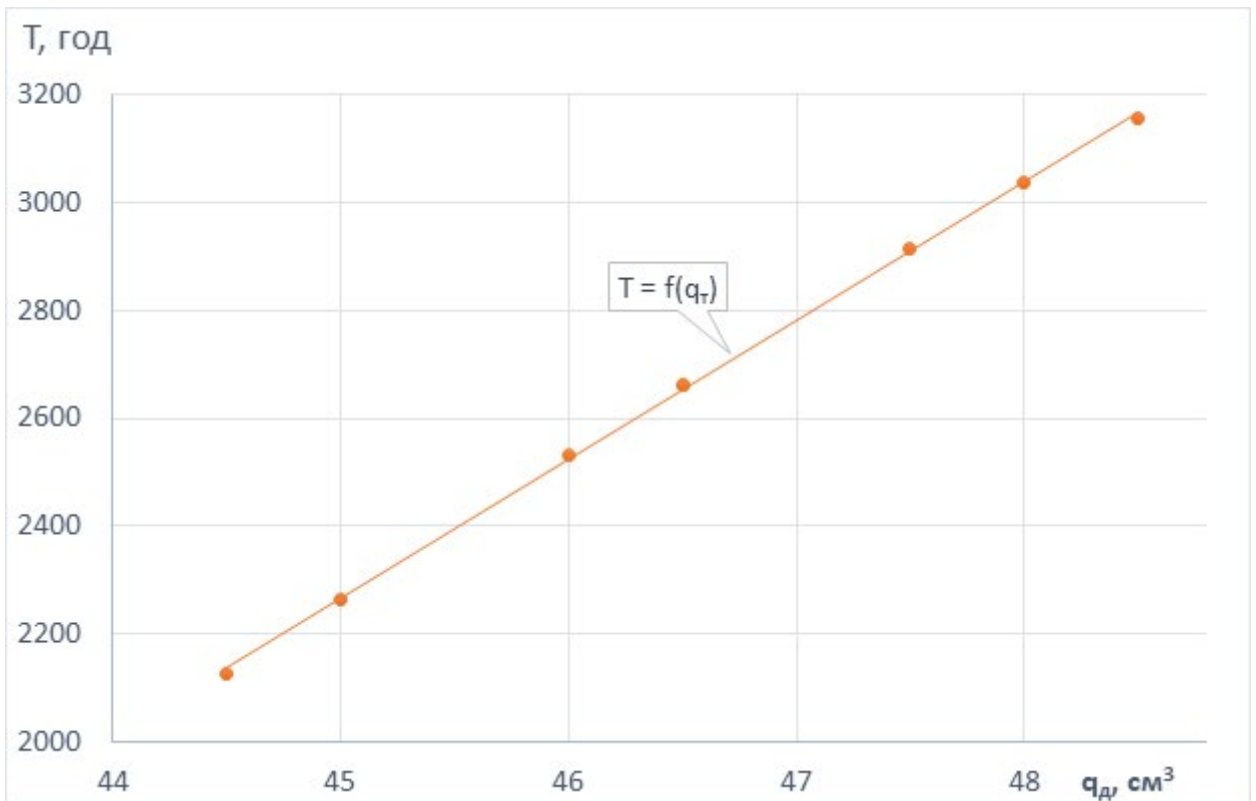


Рисунок 4.7 - Залежність технічного ресурсу насоса НШ-50 від дійсного коефіцієнту подачі

Детальний аналіз даних залежностей показує, що експериментально отримана функціональна залежність між технічним ресурсу насосу і його коефіцієнтом подачі відповідає теоретичним залежностям.

4.5 Обґрунтування послідовності та режимів відновлювальних операцій

Технологічні схеми розробляються з дотриманням вимог державних стандартів ЄСКД та ЄСТД, а також з урахуванням специфічних рекомендацій, уточнень та обмежень, наведених у технічній документації та галузевих нормативних документах.

При проектуванні ремонтних технологій розробляється відповідне нормативне забезпечення: маршрутні схеми, графічні матеріали, операційні інструкції, технологічні карти, типові схеми та переліки обладнання. [26]

Вихідні параметри для проектування технологічного процесу відновлення гідронасосів:

1. Каталог дефектів та програма реставрації деталей.

Проведені дослідження визначили основні причини функціональної неспроможності насосів:

– збільшення торцевого люфту внаслідок деградації торцевих поверхонь шестерень та ущільнювачів;

– розширення радіального люфту в спряженні «зовнішній діаметр–втулка»;

– деградація посадкових місць опорних втулок під цапфи;

– пошкодження поверхні корпусу в контактних зонах із шестернями.

2. Організаційна схема реставрації.

При розробці необхідно враховувати виробничу базу та матеріально-технічне оснащення ремонтних підприємств.

3. Вибір раціональної методики усунення кожного дефекту.

Найперспективнішим підходом є комплексний метод, що включає електроіскрову обробку (ЕІО).

4. Детальні схеми технологічних операцій.
5. Календарний план усіх операцій згідно маршруту.

4.5.1 Обґрунтування раціональних способів механізації та автоматизації ремонтних операцій

Основні принципи розроблення технологічної схеми включають наступне:

1. При реставрації обмежених партій гідронасосів рекомендується уникати повного розбирання агрегатів. Оптимальною є селективна методика, що передбачає ремонт без розділення комплектів.

2. Робочими матеріалами електродів для електроіскрової обробки поверхонь деталей насоса, за результатами експериментальних досліджень і досвіду відновлення в лабораторних умовах, обрані наступні матеріали:

- зміцнення платиків насоса: матеріал електрода - молібден, технологічні режими (електро-іскрової обробки) ЕІО - напруга, ($U = 100B$), частота вібрації електрода $f = 350Гц$, час обробки $t = 1хв / см^2$; ємкість накопичувальних конденсаторів $C = 10мкФ$;

- обробка поверхні підтискної обойми: матеріал електрода - сплав алюмінію АЛ-11, технологічні режими ЕІО - енергетичний режим установки: ($I = 3,8A$, $U = 96B$), частота вібрації електрода $f = 250Гц$, час обробки $t = 8хв / см^2$.

3. У якості наступної механічної обробки платиків застосовується плоське шліфування з використанням спеціально розробленого пристосування, що встановлюється на магнітному столі плоскошліфувального верстата.

4. Завал торцевої поверхні шестерні повинен бути не менш 0,02 мм у глиб від вінця до цапфи.

5. При зношуваннях поверхонь обойм менше 200 мкм доцільніше використовувати для нанесення покриттів метод ЕІО.

4.5.2 Розроблення маршрутної карти технологічного процесу

При практичному застосуванні розробленої технологічної схеми допускається заміна специфічного обладнання та допоміжних засобів альтернативним устаткуванням, за умови збереження параметрів обробки та вимірювання відновлюваних елементів.

005. Слюсарна

Розібрати НШ-50-2 згідно РТ 70.0001.25-86.

010. Мийна

Промити деталі в розчині мийного засобу «Лабомід-315» або МС-15 ТУ 38-10738-73 концентрацією 20г/л, температура розчину 70-75°C.

015. Дефектувальна

1. Дефектувати деталь згідно з технічними вимогами на капітальний ремонт ТК 70.0001.018-81.

2. Визначити найбільший радіус колодязів підтискної обойми - R_{\max} .

3. Визначити остаточний зовнішній діаметр шестерень після виведення слідів зношування - розмір D .

4. Визначити найбільший зазор у сполученні - $S_p = R_{\max} - \frac{D}{2}$. При $S_p > 0,012\text{мм}$. і відхиленні геометричної форми радіуса колодязів обойми більш 0,010 мм проводити обробку колодязя (операція 020).

5. Визначити найменший діаметр цапфи шестерні - $d_{y.\min}$. При $d_{y.\min} < d_n (d_n = 30_{-0,060}^{-0,045})$ і відхиленні геометричної форми цапфи більше 0,010мм, проводити наплавлення на цапфу (операція 060).

6. Визначити найменшу ширину зуба шестерень - В; найменшу товщину платиків - Л.

7. Дефектувати корпус. При наявності глибоких рисок виконати операцію 080. [25]

020. Електроіскрова

Обробити колодязі, поверхні пазів підтискної обойми ЕІО електроодом з алюмінію марки АЛ-11, режим установки 5, частота 250, тривалість імпульсу 2,5, $I = 3,8A$, $U = 96B$, $t = 6xв / см^2$.

025. Газодинамічна

1. Нанести на оброблені колодязі підтискної обойми шар алюмінію товщиною не менш 408 мкм, режим установки 3, продуктивність 1,2-1,3 см³/хв.

2. Нанести на торцеву поверхню пазів під платики підтискної обойми шар алюмінію товщиною не менш 530 мкм, режим установки 4, продуктивність 1,5-1,6 см³/хв.

030. Фрезерна

Фрезерувати пази під платики, витримуючи розміри: ширину паза $A = L + 0,02мм.$, відстань між пазами $N = 6 + 0,07мм.$. Подача на зуб $S_z = 0,80мм.$, частота обертання різального інструменту $n = 500xв.^{-1}$.

035. Фрезерна

Обробити колодязі корпуса, витримуючи радіус колодязя $R = D/2 - 0,03мм.$. Подача на зуб $S_z = 0,80мм.$, частота обертання різального інструменту $n = 1600xв.^{-1}$.

040. Притирочна

Вивести сліди зношування й виправити геометричну форму шестерень, витримуючи зазор у сполученні $S_p = -0,030 + 0,012мм.$; $n_o = 150 - 200об / хв.$, питомий тиск - 8 кгс/см., число подвійних ходів притирання - 50...60 ход/хв., вихід, рух притирання - зворотно-поступальне.

045. Шліфувальна

Шліфувати торці зуба шестерень до виведення слідів зношування, витримуючи ремонтний розмір. У випадку не збігу розміру У веденої і ведучої шестерень вивести в один розмір з відхиленням 0,010 мкм.

050. Шліфувальна

Шліфувати торцеву поверхню платиків до виведення слідів зношування, витримуючи ремонтний розмір .

055. Електроіскрова

Зміцнити торцеву поверхню платиків молибденовим електродом, режими установки $U = 100V$, $C = 10_{мкФ}$; $f = 350Гц$, $t = 1хв/см^2$.

060. Електроіскрова

Нанести на цапфи шар металопокриття електродом зі сталі 85, режим установки: $I = 3,8A$, $Vn_{эл} = 3500 об./хв.$, $n_{эл} = 3500 об./хв.$, $n_{и.ш.} = 11,2об/хв.$, $m = 1$, $S_{и.ш.} = 0,11мм/об.$

065. Поверхнево-пластична деформація

Обробити цапфи шестерень кульковим накатником; $n_{об.} = 150...200об/хв.$, питомий тиск $D = 8 \dot{I} / \dot{m}$, $S_{ноп.} = 0,08мм/об.$

070. Доводочна

Притирати цапфи шестерень до досягнення розміру d_n і відхилення геометричної форми не більш 0,010 мм.

075. Доводочна

Виводити сліди зношування на напівотворах підтискної обойми.

080. Газодинамічна

Нанести шар алюмінію на поверхню корпуса в місцях контакту з вінцями шестерень. Товщина металопокриття вибирається залежно від глибини задиру, продуктивність 1,5-1,6 см³/хв.

085. Шліфувальна

Шліфувати оброблену поверхню корпуса.

090. Слюсарна

Зібрати НШ-50-2 згідно РТ 70.0001.25-86.

095. Контрольна

Контролювати роботоздатність насоса.

При тиску $P = 14,0МПа.$ і контрольному обсязі 100 літрів, об'ємний ККД не менш 0,9.

4.5.3 Визначення необхідного технологічного оснащення

005. Слюсарна

Пристосування й інструмент. Верстат слюсарний, лещата, набір гайкових ключів.

010. Мийна

Устаткування. Мийна машина ОМ 9313.

Матеріал. Мийний засіб МС-15 ТУ 38-10738-73.

015. Дефектувальна

Пристосування й інструмент. Контрольний стіл ОРГ 1468-01-060А, лещата. Мікрометр важільний (Німеччина) 0-25, індикаторний мікрометр МК 25-50, індикаторний нутромір 18-50, індикаторний нутромір 10-18; головка індикаторна типу МІГ, плоска підставка, стійка С111.

020. Електроіскрова обробка

Устаткування. Установа Елітрон-22БМ.

Пристосування й інструмент. Ручний вібратор, лещата.

Матеріал. Електрод АЛ-11 діаметр 5 мм.

025. Газодинамічна

Устаткування. Установа для напилювання ДИМЕТ 403,

Пристосування й інструмент. Верстат ОРГ 1468-01-060 А, обладнаний приточно-витяжною вентиляцією, лещата.

Матеріал. Алюмінієвий порошок із цинком марки А-80-13.

030. Фрезерна

Устаткування. Верстат консольно-фрезерний 6Р82Г.

Пристосування й інструмент. Дисковий різцеутримувач, різець із напайкою ВК-6. Спеціально розроблене пристосування для кріплення напівобойм.

Вимірювальний інструмент. Індикаторний нутромір 10-18.

035. Фрезерна

Устаткування. Верстат консольно-фрезерний 6Р82Г.

Пристосування і інструмент. Різцева головка, різець із напайкою ВК-6.
Спеціально розроблене пристосування для кріплення напівобойм.

040. Притирочная

Устаткування. Токарний верстат 1А62.

Пристосування й інструмент. Притир чавунний гладкий НВ 100-200,
Стійка С1 із індикаторною головкою.

Матеріал. Паста эльборовая ЛП МЗ-М2.

045. Шліфувальна

Устаткування. Верстат 1К62.

Пристосування й інструмент. Розроблене пристосування ПД-20.
Важільний мікрометр МРП 0-25. Тарілчасте алмазне коло.

050. Шліфувальна

Устаткування. Плоскошліфувальний верстат моделі ЗГ71.

Пристосування й інструмент. Розроблене пристосування для кріплення
платиків до магнітного стола.

055. Електроіскрова

Устаткування. Установка «Элитрон -21» з ручним вібратором.

Матеріал. Електрод Мо, діаметр 2 мм.

060. Електроіскрова

Устаткування. Установка Элитрон-22БМ, верстат 1А616.

Пристосування й інструмент. Механізований комплекс КПМ-20.

Матеріал. Електрод сталь 85 діаметр 5 мм.

065. Поверхнево-пластична деформація

Устаткування. Верстат 1А616, кульковий укатник.

070. Доводочна

Устаткування. Верстат 1А616.

Пристосування й інструмент. Притир чавунний гладкий НВ 100-200.
Мікрометр МК 25-50.

Матеріал. Паста эльборовая ЛП МЗ-М2.

075 Доводочна

Пристосування й інструмент. Верстат слюсарний, лещата, притирання чавунне НВ 100-200.

Матеріал. Паста эльборовая ЛП МЗ-М2.

080. Газодинамічна

Устаткування. Установка для напилювання ДИМЕТ 403.

Пристосування й інструмент. Верстат ОРГ 1468-01-060А, обладнаний приточно-витяжною вентиляцією, лещата.

Матеріал. Алюмінієвий порошок із цинком марки А-80-13.

085. Шліфувальна

Устаткування. Фрезерний верстат 6Е463.

090. Слюсарна

Пристосування й інструмент. Верстат ОРГ 1468-01-060А, лещата, набір головок.

095. Контрольна

Устаткування: Стенд випробувальний КИ - 4200.

Висновки до четвертого розділу

Проведені в розділі вхідні стендові контролю, первинна дефектація та мікрометражні дослідження гідравлічних насосів типу НШ-32 та НШ-50 дозволили виявити основні причини втрати роботоздатності агрегатів, які полягають у перевищенні торцевих та радіальних зазорів унаслідок інтенсивного зношування платиків, торців шестерень та колодязів підтискної обойми. Результати мікрометрування встановили діапазони товщини металопокриття (27–530 мкм), необхідні для відновлення зношених поверхонь деталей, що забезпечує наукове обґрунтування вибору методів ремонтно-технологічної обробки.

Експериментально встановлена функціональна залежність між технічним ресурсом насосу та коефіцієнтом подачі підтверджує теоретичні

припущення і дозволяє прогнозувати залишковий ресурс обладнання, планувати своєчасну заміну та оптимізувати матеріально-технічне забезпечення. Розроблений комплексний технологічний процес відновлення насосів НШ-К з застосуванням електроіскрових, газодинамічних та механічних методів обробки визначає перспективні шляхи підвищення показників ремонтпридатності агрегатів на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

Запропоновані рекомендації щодо зниження коефіцієнта тертя та інтенсивності зношування в спряженні «шестерня-платик» через механізацію ремонтно-складальних операцій та використання сучасних матеріалів, створюють наукову базу для подальшого удосконалення методів, що сприяють суттєвому збільшенню ресурсу відремонтованих гідронасосів та забезпеченню надійної роботи мобільної сільськогосподарської техніки.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Нормативно-правова база та вимоги безпеки для лабораторного тестування гідроагрегатів

Питання охорони праці являються важливими і потребують їх розгляду та дотримання також при проведенні науково-дослідних робіт. При обґрунтуванні показників довговічності, безвідказності та ремонтпридатності шестеренчастих насосів модифікації НШ-К гідроприводу роздільно-агрегатної системи трактора до практичних робіт, які передбачаються програмою досліджень, слід віднести роботи по розбиранню та складанню гідронасоса для виявлення технічного стану деталей качаючого вузла, які обумовлюють технічний стан насоса в першу чергу, а також роботи пов'язані з випробуванням насосів для виявлення функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану та функціональними. [27]

Розбирання та складання гідравлічного насоса повинне проводитися на спеціальних робочих місцях з застосуванням спеціальних знімачів або пристроїв. Стопорна пружинне кільце насоса НШ-К знімають і надівають за допомогою спеціальних щипців, а втулки ви присовують із корпусу за допомогою цангового спеціального знімача.

При застосуванні пневматичного або електричного ручного інструменту необхідно перед початком роботи перевірити його справність, та роботу на холостому ході.

Робочу частину встановлюють в шпindel при відключеному інструменту від джерела. Шланги та електричні провода не повинні натягнуті та пересікати робочі проходи.

Заходи з охорони праці, які розроблюються для спеціалізованих підприємств та їх підрозділів з ремонту гідравлічних агрегатів, повинні орієнтуватися на специфіку виробництва, яка обумовлює основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Ремонт гідравлічних насосів пов'язаний із дією комплексу небезпечних та шкідливих факторів виробничого середовища: функціонування обертових механізмів, підвищена акустична та вібраційна активність робочих зон, коливання напруги електромережі, теплові навантаження у виробничих приміщеннях, гострі краї деталей та мікронерівності поверхонь, випарювання ароматичних вуглеводнів з мінеральних олив, фізична та розумова перевтома операторів. Ці чинники вимагають дотримання режимів праці з регулярними перервами на відновлення працездатності та впровадження додаткових заходів охорони здоров'я.

Освітлювальна апаратура і арматура повинні знаходитися в закритому виконанні, а величина і характер освітленості мають відповідати нормативним вимогам на робочих постах з розбирання і обкатки і випробування гідронасосів.

Основне обладнання необхідно розміщувати від стін не менше 0,5 м на міцних основах, що запобігає підвищенню рівня шуму і вібрації. Стенди з електричними приборами занулюють, заземляють, а рубильники закривають кожухами.

Гідронасоси, що надходять на стендове тестування або знімаються з установок, розташовуються на спеціалізованих опорних конструкціях, що запобігає їхньому падінню. Під час процесу тестування агрегати повинні бути надійно зафіксовані, аналогічно до високотискових шлангів, підключених до вузлів. Арматури високого тиску захищаються екранами під час операцій. [28]

Робочі зони випробувального комплексу мають забезпечуватися місцевою витяжною вентиляцією для видалення масляних випарів, що виникають під час тестування, та компенсації теплових навантажень від робочої рідини, температура якої досягає 50 °С. Контроль справності вимірювальних приладів стенда проводиться постійно. Куток з охорони праці має працювати в відповідності з розробленими планами, з застосуванням сучасних наглядних посібників.

При проведенні діагностувальних робіт в першу чергу необхідно перевірити надійність кріплення діагностичних пристроїв. Їх застосування повинне відповідати спеціальним вимогам безпеки, які вказуються в технічних умовах на експлуатацію. Для приєднання діагностичних пристроїв необхідно застосовувати спеціальні технологічні отвори, які передбачені конструкцією і запобігають витратам мастила.

При проведенні монтажних-демонтажних робіт при діагностуванні необхідно використовувати тільки справний інструмент і застосовувати його за призначенням.

Реалізація запропонованих заходів з охорони праці для спеціалізованих підрозділів з дослідження гідравлічних агрегатів дасть можливість значно покращити умови праці та знизити травматизм на робочих місцях при проведенні лабораторних досліджень гідравлічних агрегатів.

5.2 Прикладні методи удосконалення виробничого середовища

5.2.1 Розрахунково-аналітичне обґрунтування параметрів систем вентиляції та природного освітлення

Спеціалізовані приміщення для дослідження технічного стану гідравлічних агрегатів потребують посилених стандартів щодо вентиляції та природного освітлення. Ці вимоги обґрунтовані значною концентрацією масляних випарів від тестування та необхідністю проведення детальних контрольних операцій при оцінюванні технічного стану компонентів. [29]

З огляду на це проведено перевірки розрахунки параметрів вентиляційної системи та освітленості робочих зон.

Величину загального повітрообміну для системи вентиляції розраховуємо за формулою:

$$W_{\Pi} = V \cdot k \quad (5.1)$$

де W_{Π} – повітрообмін для загально обмінної вентиляції, $\text{м}^3/\text{год.}$;

V – об'єм приміщення м^3 , ($V=800\text{м}^3$);

κ – кратність повітрообміну ($\kappa=2..3$).

Тоді

$$W_{\Pi} = 800 \cdot 2 = 1600\text{м}^3/\text{год.}$$

Величина повітрообміну для місцевих витяжних вентиляційних установок розраховується за виразом:

$$W_3 = V_3 \cdot F \cdot 3600 \quad (5.2)$$

де W_3 – повітрообмін для місцевої вентиляції типу «Зонт» $\text{м}^3/\text{г.}$;

V_3 – середня швидкість в приймальній частині «Зонта» $\frac{\text{м}}{\text{с}}$,

($V_3 = 0,15..0,25$);

F – площа прийальної частини «Зонта».($F = 2,5\text{м}^2$)

А повітрообмін для місцевої вентиляції:

$$W_3 = 0,2 \cdot 2,5 \cdot 3600 = 1800 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$$

Визначимо потужність електродвигуна для приводу вентилятора за формулою:

$$N_e = 1,2..1,5 \cdot \frac{W_3 \cdot H_n}{3600 \cdot 10^2 \cdot \zeta_B \cdot \zeta_H} \quad (5.3)$$

де H_n - тиск повітряного потоку, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2 (H_n=68)}$;

ζ_B – коефіцієнт корисної дії вентилятора, $\zeta_B = 0,55$;

ζ_H – коефіцієнт корисної дії передач, $\zeta_H = 0,4$;

1,2..1,5 - коефіцієнт, враховуючий втрати напору повітряного потоку.

Тоді

$$N_e = \frac{1800 \cdot 68}{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,4 \cdot 102} = 1,5 \text{ кВт}$$

Таким чином для місцевих витяжних установок типу „Зонт” застосуємо електродвигун потужністю 1,5 кВт.

Дані розрахунків представимо в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Дані розрахунків

Найменування відділення, робочого місця	Вид вентиляції	Продуктивність	Марка вентилятора	Потужність ел. двигуна, кВт	Норма часової кратності повітря
Відділення по дослідженню гідроагрегатів	Загальн. обмін	1000	-	-	2...3
Стенд для випробування гідроагрегатів	Місцева „Зонт”	1800	44-70	1,3	3...5

Загальна кількість світильників для відділення розраховується за виразом:

$$N = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot \kappa_3}{\Phi \cdot \zeta} \quad (5.4)$$

де E_H – нормативна освітленість, ($E_H = 200..500$);

Φ – світловий потік одного світильника, ($\Phi = 20000$);

S – площа приміщення, m^2 ($S = 190m^2$);

z – коефіцієнт, враховуючий відношення середньої освітленості до мінімальної, ($z = 1,1..1,15$);

ζ – коефіцієнт використання світлового потоку, ($\zeta = 0,5$);

κ_3 – коефіцієнт запасу, враховуючий забруднення повітря приміщення, ($\kappa_3 = 1$).

Тоді

$$N = \frac{500 \cdot 190 \cdot 1,1 \cdot 1}{20000 \cdot 0,5} = 10,45 \approx 11 \text{од.}$$

Приймаємо одинадцять світильників ПУ-200, загальна потужність яких складає 2800 Вт, що відповідає вимогам.

5.2.2 Конструктивно-технологічне рішення для механізації операцій розбирання насосних агрегатів

Для поліпшення умов праці при проведенні досліджень з впливу якості складання шестеренних насосів на показники їх надійності, які застосовуються в роздільно агрегатній гідравлічній системі трактора, нами рекомендується застосувати розроблене обладнання (стенд для видалення втулок із корпусу насоса модифікації НШ-У та випресування стопорної втулки із корпусу насоса НШ-К). Необхідність застосування даної конструкції стенда обумовлюється тим, що при розбиранні насоса виникають складності при видаленні нижніх втулок, які розміщуються в колодязі корпусу. Дана конструкція стенда може застосовуватись на спеціалізованих ремонтних підприємствах та дільницях, які займаються ремонтом гідравлічних насосів.

В додатках роботи наведено небезпечні зони стенду і заходи до їх усунення. Стенд включає в себе основу, на який змонтовано кронштейн. На кронштейні кріпиться гідроциліндр з насадкою, яка накручується на різьбовий кінець штока гідроциліндра для випресовки втулок. В середині основи стенда розміщена насосна станція, яка призначена для забезпечення роботи гідроциліндра. На столі основи стенда розміщуються стулкові лещата, які застосовуються для розбирання та складання насосів. [27]

Стенд працює наступним чином. Робоча рідина подається гідравлічним насосом до гідророзподільника, а через нього до гідроциліндру, що забезпечує

хід штока, який переміщує цангові оправки до отвору стопорної втулки, розводять цангову оправку і переміщують шток в верх забезпечуючи вилучення втулки із корпусу насоса.

Впровадження даної конструкції стенда значно підвищує продуктивність праці при розбиранні насоса, а також покращує умови праці робочого.

На стенді передбачається установка захисного екрану в зоні переміщення штока гідроциліндра та спеціальних прорезинених опор для гасіння вібрацій.

5.3 Рекомендації по поліпшенню умов праці

Проведений аналіз стану охорони праці в виробничому підрозділі показує, що для покращення техніки безпеки при дослідженні агрегатів гідроприводу необхідне проведення наступних заходів з охорони праці:

1. Робочі місця та пости забезпечити організаційно-технологічною документацією з охорони праці,
2. Робочі місця з значним об'ємом розбирально-складальних робіт забезпечити необхідними засобами механізації;
3. Відновити роботу кутків з охорони праці та забезпечити їх нормативно-технічною документацією;
4. Обладнати пожежні щити згідно вимог охорони праці.

Висновки до п'ятого розділу

У п'ятому розділі розглянуто основні вимоги охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при виконанні досліджень гідроагрегатів, зокрема шестеренчастих насосів модифікації НШ-К. Обґрунтовано необхідність організації спеціалізованих робочих місць, застосування справного інструменту та технологічного оснащення, а також дотримання вимог до

вентиляції, освітлення, заземлення та захисту від шуму і вібрацій. Проведені перевірочні розрахунки загальнообмінної та місцевої вентиляції, а також нормованої освітленості підтвердили відповідність запропонованих параметрів чинним вимогам охорони праці та створення безпечних умов роботи в лабораторії з дослідження гідравлічних агрегатів.

Додатково запропоновано конструкцію спеціального станда для видалення втулок із корпуса насосів НШ-У та НШ-К, що забезпечує механізацію найбільш трудомістких і небезпечних операцій розбирання. Впровадження даного станда, а також реалізація організаційно-технічних заходів (оснащення робочих місць документацією, кутки з охорони праці, пожежні щити, засоби механізації) дозволяють підвищити рівень безпеки, знизити травматизм, покращити умови праці та створити необхідні передумови для ефективного і безпечного виконання досліджень, спрямованих на підвищення ремонтпридатності гідравлічних насосів модифікації НШ-К.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Оцінювання техніко-економічних параметрів проведених досліджень та інженерних розрахунків повинно враховувати не тільки прямий економічний результат від впровадження нового устаткування чи методики, але й показники ремонтпридатності. Останні дозволяють виявити можливості оптимізації виробничого циклу ремонту насосів серії НШ-К через зменшення трудовитрат та виробничої собівартості.

Економічна оцінка проектних рішень базується на показниках ремонтпридатності, що забезпечують удосконалення технологічної схеми та організацію виробничого процесу. Розрахунки проводяться на основі фактичних показників діяльності спеціалізованого центру капітального ремонту. [30]

На основі отриманих результатів рекомендується провести технологічну реструктуризацію спеціалізованого центру. Впровадження додаткового обладнання внесло суттєві зміни в загальну технологічну схему ремонтних операцій.

Базові дані для розрахунку економічної ефективності наведені у табл. 6.1.

Таблиця 6.1 - Вихідні показники для обґрунтування економічної доцільності

Показники	Значення показників	
	базові	проектні
Річна програма ремонту, шт.	110	180
Кількість слюсарів -ремонтників, осіб	1	2
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	18000	18000
Вартість діючого обладнання для проведення ремонту , грн.	680000	-
Вартість придбаного обладнання, грн.	-	205000
Річні витрати електроенергії, кВт/год	34000	41000
Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.	5,7	5,7
Вартість од. ремонту, грн.	8000	8000

Для здійснення комплексної економічної оцінки необхідно розрахувати наступні показники [31]:

1. Витрати на проведення поточного обслуговування.

Витрати на профілактичне обслуговування розраховуються на основі річного плану обслуговування та одиничної вартості виконаних робіт за формулою:

$$V_P = \eta \cdot V_{OP}, \quad (6.1)$$

де $\eta^B, \eta^П$ - відповідно базова та проектна річна програма профілактичного обслуговування ($\eta^B = 110_{рем.}$, $\eta^П = 180_{рем.}$);

V_{OP} - вартість одиничної операції обслуговування, грн.;

$$V_P^B = 110 \cdot 8000 = 880000_{грн.}$$

$$V_P^П = 180 \cdot 8000 = 1440000_{грн.}$$

2. Експлуатаційні видатки (ЕВ) визначаються за формулою:

$$EB = ЗП + A + V_{EЛ} + V_{PEM} + IB, \quad (6.2)$$

де $ЗП$ – заробітна плата з усіма обов'язковими внесками, грн.;

A – амортизаційні відрахування, грн.;

$V_{EЛ}$ – вартість електроенергетичних послуг, грн.;

V_{PEM} - витрати на поточне обслуговування та ремонт інфраструктури та устаткування, грн.;

IB - інші витрати (3% від загальної суми експлуатаційних видатків), грн.

Заробітна плата основного виробничого персоналу з усіма внесками та утриманнями для базового та проектного варіантів розраховується за формулою:

$$ЗП = ЗП_{СР} \cdot K_{ПР} \cdot 12 + ЗП_{Н}, \quad (6.3)$$

де $ЗП_{СР}$ - середньомісячна оплата одного працівника, грн.

$$ЗП_{СР}^Б = ЗП_{СР}^П = 18000 \text{ грн.};$$

$K_{ПР}$ - чисельність основного виробничого персоналу, чол., для базового варіанту $K_{ПР}^Б = 1 \text{ чол.}$, для проектного варіанту $K_{ПР}^П = 2 \text{ чол.}$;

$ЗП_{Н}$ - величина обов'язкових внесків та утримань від заробітної плати, грн. ($ЗП_{Н} = 0,22 \cdot ЗП$).

$$ЗП_{бН}^Б = 18000 \cdot 1 \cdot 12 = 216000 \text{ грн.}$$

$$ЗП_{бН}^П = 18000 \cdot 2 \cdot 12 = 432000 \text{ грн.}$$

Обов'язкові внески та утримання від фонду оплати праці розраховуються як:

$$ЗП_{Н}^Б = 0,22 \cdot 216000 = 47520 \text{ грн.}$$

$$ЗП_{Н}^П = 0,22 \cdot 432000 = 95040 \text{ грн.}$$

Загальний фонд оплати праці з усіма обов'язковими внесками розраховується як:

$$ЗП^Б = 216000 + 47520 = 263520 \text{ грн.}$$

$$ЗП^П = 432000 + 95040 = 527040 \text{ грн.}$$

Амортизаційні видатки включають витрати на амортизацію устаткування та будівельних конструкцій. [32]

Амортизаційні видатки для устаткування розраховуються за формулою:

$$A_{OB} = B_{OB} \cdot H_A \quad (6.4)$$

де B_{OB} – балансова (первісна) вартість устаткування, грн., для базового варіанта $B_{OB} = 680 \text{ тис. грн.}$; проектного $B_{OB}^{\Pi} = B_{OB}^{\Pi} + B_{OB}^{\square} = 205 + 680 = 885 \text{ тис. грн.}$;

H_A – норма амортизації, %, $H_A = 15\%$.

$$A_{OB}^B = 680000 \cdot 0,15 = 102000 \text{ грн.}$$

$$A_{OB}^{\Pi} = 885000 \cdot 0,15 = 132750 \text{ грн.}$$

Амортизаційні видатки для будівельних конструкцій розраховуються за формулою:

$$A_B = B_B \cdot H_B, \quad (6.5)$$

де B_B – балансова вартість будівельної інфраструктури, грн., $B_B = 950 \text{ тис. грн.}$, як для базового так і для проектного варіанту;

H_B – нормативний коефіцієнт амортизаційних видатків для будівельних конструкцій, $H_B = 6\%$.

Тоді

$$A_B = 950000 \cdot 0,06 = 57000 \text{ грн.}$$

Загальна сума амортизаційних відрахувань визначається як:

$$A = A_{OB} + A_B, \quad (6.6)$$

Тоді

- для базового варіанту:

$$A^B = 102000 + 57000 = 159000 \text{грн.},$$

- проектного:

$$A^P = 132750 + 57000 = 189750 \text{грн.},$$

Видатки на електроенергетичні послуги розраховуються на основі сумарної потужності устаткування та тривалості його річного функціонування, а також потужності освітлювального обладнання, яке працює протягом повної робочого дня, за формулою:

$$V_{EL} = Q_{EL} \cdot C_{EL} \quad (6.7)$$

де Q_{EL} - річні видатки на електроенергію, кВт/год., для базового варіанту $Q_{EL}^B = 34000$ кВт/год., для проектного варіанту $Q_{EL}^P = 41000$ кВт/год.;

C_{EL} - ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн., $C_{EL} = 5,7$ грн.

$$V_{EL}^B = 34000 \cdot 5,7 = 193800 \text{грн.}$$

$$V_{EL}^P = 41000 \cdot 5,7 = 233700 \text{грн.}$$

Видатки на поточне обслуговування та технічне утримання устаткування становлять 30% від суми амортизаційних відрахувань і розраховуються за формулою:

$$V_{рем} = A \cdot 0,3 \quad (6.8)$$

Тоді:

$$B_{рем}^B = 159000 \cdot 0,3 = 47700 \text{грн}$$

$$B_{рем}^П = 189750 \cdot 0,3 = 56925 \text{грн}$$

Інші видатки охоплюють витрати на спеціальний робочий одяг, інструментарій, охоронні та превентивні протипожежні заходи, що становлять 3% від загальної суми експлуатаційних видатків [30]:

$$IB = (3П + A + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ}) \cdot 0,03 \quad (6.9)$$

$$IB^B = (263520 + 159000 + 193800 + 47700) \cdot 0,03 = 19921 \text{грн.}$$

$$IB^П = (527040 + 189750 + 233700 + 56925) \cdot 0,03 = 30223 \text{грн.}$$

Загальні експлуатаційні видатки відповідно до формули (6.2) розраховуються як:

$$EB^B = 3П + A + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ} + IB,$$

$$EB^B = 263520 + 159000 + 193800 + 47700 + 19921 = 683941 \text{грн.}$$

$$EB^П = 527040 + 189750 + 233700 + 56925 + 30223 = 1037638 \text{грн.}$$

3. Повна виробнича собівартість проведених операцій визначається за формулою:

$$ПС = EB \cdot 1,02 \quad (6.10)$$

$$ПС^B = 683941 \cdot 1,02 = 697620 \text{грн.}$$

$$ПС^П = 1037638 \cdot 1,02 = 1058390 \text{грн.}$$

4. Чистий прибуток від операцій визначається за формулою:

$$П = (B_{ПР} - ПДВ) - ПС \quad (6.11)$$

де ПДВ - податок на додану вартість, %, ПДВ = 20%.

$$П^B = (880000 - 20\%) - 697620 = 35714 \text{грн.}$$

$$П^П = (1440000 - 20\%) - 1058390 = 141610 \text{грн.}$$

5. Коефіцієнт рентабельності (Р) розраховується як:

$$P = \frac{П}{ПС} \cdot 100\% \quad (6.12)$$

$$P^B = \frac{35714}{697620} \cdot 100\% = 5,1\%$$

$$P^П = \frac{141610}{1058390} \cdot 100\% = 13,4\%$$

6. Річний економічний результат розраховується за формулою:

$$E_P = П^П - П^B, \quad (6.14)$$

$$E_P = 141610 - 35714 = 105896 \text{грн.}$$

8. Період повної окупності додаткових капітальних інвестицій розраховується як:

$$T_o = \frac{B}{E_p} \quad (6.15)$$

$$T_o = \frac{205000}{105896} = 1,9 \text{ року}$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 - Техніко-економічні показники впроваджуваного проєкту

Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
Вид робіт	Поточн. ремонт	Поточн. ремонт
Обсяг робіт, од.	110	180
Кількість основних робітників, осіб	1	2
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.	-	205000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	683941	1037638
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	263520	527040
- амортизаційні відрахування, грн.	159000	189750
- вартість електроенергії, грн.	193800	233700
- витрати на ПР та ТО, грн.	47700	56925
- інші витрати, грн.	19921	30223
Повна собівартість продукції, грн.	697620	1058390
Чистий прибуток, грн.	35714	141610
Річний економічний ефект, грн.	-	105896
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	1,9

Висновки до шостого розділу

У шостому розділі обґрунтовано, що впровадження удосконаленої технології ремонту насосів модифікації НШ-К та модернізація

спеціалізованого відділення із додатковим оснащенням дозволяють істотно підвищити ефективність роботи підприємства. За рахунок збільшення річної програми ремонту з 110 до 180 агрегатів, оптимізації структури експлуатаційних витрат та урахування показників ремонтпридатності забезпечується зростання обсягів послуг без підвищення вартості одиничного ремонту.

Результати техніко-економічних розрахунків показали, що рівень рентабельності зростає з 5,1% до 13,4%, річний економічний ефект від впровадження проєкту становить 105 896 грн., а термін окупності додаткових капіталовкладень у розмірі 205 тис.грн. не перевищує 1,9 року. Це підтверджує економічну доцільність запропонованих організаційно-технологічних заходів та їх практичну придатність для спеціалізованих ремонтних підприємств.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Аналіз причин відмов насосів НШ-К показав, що експлуатаційні фактори (60%), технологічні (30%) та конструктивні (10%) причини визначають втрату роботоздатності, при цьому основні дефекти виявлено у спряженнях «торець шестерні-платик», «цапфа шестерні-обойма», що обґрунтовує актуальність розроблення удосконалених ремонтно-технологічних методів.

2. Розроблена теоретична модель функціональної залежності технічного ресурсу від геометричних розмірів деталей качаючого вузла доводить, що при механічній обробці шестерень під другий ремонтний розмір технічний ресурс насосу НШ-32 зменшується на 10-12%, а НШ-50 – на 9-10%, що створює наукову основу для прогнозування залишкового ресурсу; структурний аналіз конструкції виявив низькі коефіцієнти доступності деталей (0,1-0,33), що обґрунтовує необхідність розроблення спеціальних пристроїв для механізації розбирально-складальних операцій.

3. Розроблена комплексна методологія проведення експериментальних досліджень, включаючи вхідний стендовий контроль на установці КИ-4200 з точністю $\pm 2\%$, мікрометражні вимірювання деталей у множині точок та площин, забезпечує науково обґрунтоване вивчення процесів зношування та технічного стану агрегатів при довірчій імовірності 0,95 та допустимій похибці 0,15.

4. Стендові випробування виявили критичний стан 84,8% насосів НШ-32 та 92,6% насосів НШ-50 (об'ємний ККД нижче 0,65), що підтверджує необхідність ефективних ремонтних технологій та запропонованої методики оцінки ремонтпридатності насосів на основі додаткових показників технологічності конструкції.

5. Запропонована раціональна технологія ремонту насосів НШ-К, заснована на комплексному підході до відновлення деталей качаючого вузла, забезпечує досягнення контрольних параметрів виробів та відновлення не

менш 92% ресурсу нового насоса, що практично обґрунтовує застосування розроблених рекомендацій на спеціалізованих підприємствах.

6. Впровадження удосконаленої технології та модернізація ремонтного відділення дозволяють збільшити річну програму ремонту з 110 до 180 агрегатів, підвищити рентабельність з 5,1% до 13,4%, досягти річного економічного ефекту 105 896 грн. з терміном окупності 1,9 року, що підтверджує економічну доцільність та практичну придатність розроблених заходів для спеціалізованих ремонтних підприємств.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні рекомендації для виконання та оформлення дипломної роботи здобувачами другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності Н7 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, Комарніцький С.П. За ред. В.І. Дуганця. Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2025. 52 с.
2. Войтюк В. Д. Технічний сервіс машин та обладнання в агропромисловому комплексі. Київ : Аграрна освіта, 2021. 456 с.
3. Струтинський В. Б. Гідроприводи та засоби гідроавтоматики : підручник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 392 с.
4. Totten G. E. Handbook of Hydraulic Fluid Technology. 3rd ed. Boca Raton : CRC Press, 2021. 1048 p.
5. Сучасні тенденції розвитку галузевого машинобудування : колективна монографія / під ред. В. І. Кравченка. Київ : НУБіП України, 2022. 280 с.
6. Manring N. D., Fales R. C. Hydraulic Control Systems. 2nd ed. Hoboken : Wiley, 2020. 416 p.
7. Бурлака О. А. Відновлення та удосконалення елементів гідравлічних насосів типу «НШ» за допомогою пластичного деформування. Вісник Приазовського державного технічного університету. 2025. Вип. 51. С. 12–18.
8. Олексин О. Я. Удосконалення процесу ремонту шестеренчастих насосів гідросистем тракторів. Вісник аграрної науки. 2024. № 5. С. 45–52.
9. Deptuła A., Osiński P. Optimization of gear pump operating parameters using innovative design solutions. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2025. Vol. 25. Article 12.
10. Гевко Б. М., Ліник А. Ю. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : навч. посібник. 2-ге вид. Тернопіль : ТНТУ, 2021. 384 с.

11. Стрельченко А. М. Теорія надійності технічних систем. Харків : ХНАДУ, 2020. 215 с.
12. Xing K. Reliability Analysis and Asset Management of Engineering Systems. London : Elsevier, 2021. 450 p.
13. Хобот Т. В. Математичне моделювання зношування поверхонь тертя гідронасосів. Вісник ДДАЕУ. 2025. № 1. С. 15–22.
14. Дідур В. А. Гідравліка та гідропривод : практикум. Мелітополь : ТДАТУ, 2020. 180 с.
15. Yao J., Zhang X. Structural design and performance analysis of external gear pump for high-viscosity polymer. Scientific Reports. 2025. Vol. 15. Article 27890.
16. Кузьмінський Р. Д. Технічна діагностика та експертиза машин. Львів : ЛНУП, 2022. 185 с.
17. Метрологія та стандартизація : підручник / за ред. О. М. Величка. Одеса : ОДАУ, 2020. 340 с.
18. Бойко С. М., Касаткіна І. В. Силкові перетворювачі та методи їх випробування. Варшава : RS Global Media, 2024. 230 с.
19. Жук М. І. Вдосконалення методики стендових випробувань гідроагрегатів після ремонту. Техніка і технології АПК. 2025. № 1. С. 18–24.
20. Higgins L. R., Mobley R. K. Maintenance Engineering Handbook. 9th ed. New York : McGraw-Hill, 2021. 1000 p.
21. Neto I. R. Methodology for performance evaluation of hydraulic components in agricultural machinery. Journal of Terramechanics. 2024. Vol. 108. P. 15–25.
22. Марченко Д. Д. Технології відновлення зношених деталей : монографія. Миколаїв : МНАУ, 2021. 240 с.
23. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів / за ред. В. О. Поповича. Львів : Світ, 2020. 350 с.
24. Coatings for Tribological Applications / ed. by J. Paulo Davim. Berlin : Springer, 2022. 210 p.

25. Deptuła A. Impact of profile modifications on the vibration and noise generated by gear pumps. Archives of Acoustics. 2025. Vol. 50, No. 1. P. 112–125.
26. Сідашенко О. І. Технологія ремонту машин. Харків : Міськдрук, 2021. 410 с.
27. Курепін В. М., Марченко Д. Д. Охорона праці в галузі : навч. посібник. Миколаїв : МНАУ, 2023. 586 с.
28. Безпека життєдіяльності та охорона праці : посібник для студентів / уклад. І. В. Гогіташвілі. Львів : Львівська політехніка, 2020. 280 с.
29. Пасічник В. В. Охорона праці в галузі. Львів : Магнолія 2006, 2024. 544 с.
30. Нельга С. В. Економіка ремонтного підприємства : підручник. Дніпро : ДДАЕУ, 2024. 280 с.
31. Герасимчук В. Г., Войтко С. В. Економіка та організація виробництва. Київ : Політехніка, 2024. 532 с.
32. Шпилько А. В. Ефективність технічного сервісу машин. Вінниця : ВНАУ, 2022. 190 с.