

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи
освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИК ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ
ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГAI-4-24
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Касянов Владислав Леонідович

Керівник: _____ Мельянцов Петро Тимофійович

Рецензент: _____

Дніпро - 2025

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н, доц.

(вчене звання)

Дудін В. Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ »

_____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Касянову Владиславу Леонідовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Обґрунтування методик вхідного контролю технічного стану гідравлічних агрегатів»

керівник роботи Мельянцов Петро Тимофійович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«24» жовтня 2025 року № 3182

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Характеристика показників якості продукції як основа вхідного контролю. Аналіз експлуатаційної надійності агрегатів гідравлічних приводів мобільних машин. Дослідження показників, що характеризують працездатність вузлів гідроприводів. Прогресивні методи та засоби контролю гідравлічних агрегатів.

4. Зміст розрахунково – пояснювальної записки: 1. Основи вхідного контролю та аналіз технічного стану гідроприводів. 2. Теоретичні основи побудови процесу вхідного контролю гідравлічних агрегатів. 3. Методологія експериментального дослідження. 4. Результати випробувань гідравлічних агрегатів та їх оцінка. 5. Праця та безпека під час надзвичайних подій.

6. Оцінювання економічної ефективності. Основні висновки та рекомендації.

Бібліографічні посилання

5. Склад матеріалу для демонстрації

1. Мета та задачі роботи (1 аркуш, А4.) 2. Аналітичні дослідження (1 арк., А4). 3. Методика експерименту (2 аркуш, А4). 4. Експериментальні дослідження (4 аркушів, А4) 5. Економічна ефективність (1 аркуш, А4). 6. Основні висновки (3 арк., А4)

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 – 6.	Мельянцов П.Т., доцент		
нормо контроль	Івлєв, В. В., доцент		

7. Дата видання завдання : _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН.

№ з/п	Етапи	Термін виконання	Примітка.
1	Сучасний стан питання	до 30.09.2025 р.	Викон.
2	Теоретичні дослідження	до 15.10.2025 р.	Викон.
3	Методологічні принципи виконання роботи	до 02.11.2025 р.	Викон.
4	Забезпечення охорони праці	до 15.11.2025 р.	Викон.
5	Підсумки роботи	до 25.11.2025 р.	Викон.
6	Презентація роботи	до 09.12.2025 р.	Викон.

Студент

_____ (підпис)

Касянов В. Л.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Мельянцов П. Т.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Касянов В. Л. «Обґрунтування методик вхідного контролю технічного стану гідравлічних агрегатів».

/Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Технічний сервіс»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2025./

У роботі розроблено методичні основи діагностування працездатного стану гідравлічних агрегатів мобільних машин (гідронасоси, гідророзподільники, клапанні коробки, гідроциліндри), яка поєднує перед ремонтне діагностування та стендові випробування окремих вузлів. Запропоновано математичну модель двоетапного визначення технічного стану, що мінімізує річні витрати на ремонт агрегатів, з урахуванням усіх дефектів і комплексів ремонтних робіт. Встановлено, що градієнт тиску насоса та об'ємний коефіцієнт гідророзподільника є ключовими діагностичними параметрами для оцінки технічного стану без повного розбирання агрегатів. Розроблена диференційна методика контролю аксіально-поршневих гідромашин забезпечує точне визначення джерела несправності, дозволяє скоротити обсяг розбирання та трудомісткість ремонту. Впровадження системи вхідного контролю підвищує надійність гідравлічних систем та забезпечує економічний ефект 126655 грн на рік при терміні окупності 1,2 року.

Ключові слова: вхідний контроль, діагностування гідравлічних агрегатів, технічний стан, градієнт тиску, об'ємний коефіцієнт, аксіально-поршневі гідромашини, стендові випробування, контрольно-діагностична система, економічна ефективність.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ОСНОВИ ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ТА АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ	10
1.1 Характеристика показників якості продукції як основа вхідного контролю	10
1.2 Аналіз експлуатаційної надійності агрегатів гідравлічних приводів мобільних машин	12
1.3 Дослідження показників, що характеризують працездатність вузлів гідроприводів	15
1.4 Мета і задачі роботи.....	19
2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОБУДОВИ ПРОЦЕСУ ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ	20
2.1 Модель побудови контрольно-діагностичної системи для ремонту гідравлічних агрегатів	20
2.2 Теоретичне обґрунтування параметрів контролю технічного стану гідравлічних агрегатів	23
2.2.1 Визначення контрольних параметрів для вхідного контролю шестеренних насосів	23
2.2.2 Обґрунтування контролюючих параметрів для вхідного контролю гідророзподільників.....	26
2.2.3 Обґрунтування вибору параметрів контролю для проведення вхідної перевірки технічного стану гідроциліндрів	27
3. МЕТОДОЛОГІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	32
3.1 Програма досліджень.....	32
3.2. Методика проведення вхідного стендового контролю технічного стану гідравлічних агрегатів	32
3.2.1 Методика оцінки технічного стану насоса за динамікою наростання тиску в нагнітаючій магістралі	34

3.2.2	Методика виявлення технічного стану гідорозподільників при вхідному контролю.....	37
3.2.3	Методика визначення технічного стану гідроциліндрів при вхідному контролю	37
3.3	Методика оцінки технічного стану об'ємних гідромашин.....	38
4.	РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ ТА ЇХ ОЦІНКА.....	41
4.1	Оцінка працездатності насоса за динамікою тиску в напірній магістралі.....	41
4.2	Оцінка технічного стану гідравлічного розподільника	44
4.3	Оцінка визначення технічного стану гідроциліндра.....	46
4.4	Результати вхідного контролю об'ємних гідромашин.....	50
5.	ПРАЦЯ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС НАДЗВИЧАЙНИХ ПОДІЙ	58
5.1	Оцінка виробничого середовища та протипожежного захисту у сервісному підрозділі.....	58
5.2	Організаційно-технічні заходи для підвищення безпеки та комфорту праці.....	60
5.3	Дії при надзвичайних ситуаціях у виробничому приміщенні	62
6.	ОЦІНЮВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	64
	ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	69
	ЛІТЕРАТУРА	72
	ДОДАТКИ	74

ВСТУП

Сучасні сільськогосподарські машини інтенсивно використовують гідравлічні системи для виконання широкого спектра технологічних операцій - від приводу робочих органів до точного керування агрегатами. Підвищення енергонасиченості техніки, ускладнення конструкцій та зростання вимог до надійності обумовлюють необхідність забезпечення високої якості гідравлічних агрегатів, що надходять на підприємства матеріально-технічного забезпечення та технічного сервісу.

Відомо, що значна частка відмов гідравлічних систем виникає саме через приховані дефекти або знижену якість агрегатів під час постачання. Тому удосконалення технології вхідного контролю є важливим напрямом підвищення ефективності експлуатації сільськогосподарської техніки та зменшення витрат на ремонт [1].

Вхідний контроль гідравлічних агрегатів є одним із ключових етапів забезпечення їх технічної справності та відповідності нормативним вимогам. Проте існуючі методики часто не враховують специфіки умов експлуатації, особливостей роботи вітчизняних сервісних підприємств, а також не спираються на обґрунтовану систему діагностичних параметрів. Відсутність чітко визначених критеріїв оцінювання якості призводить до зниження достовірності контролю та збільшення ймовірності виходу з ладу гідросистем у період гарантійної або післягарантійної експлуатації.

У цьому контексті актуальною є розробка науково обґрунтованих підходів до вхідного контролю гідравлічних агрегатів, які б включали аналітичне визначення ефективних діагностичних параметрів та удосконалену технологію стендових випробувань. Це дозволить підвищити рівень технічного сервісу, забезпечити стабільну якість постачання та зменшити ризики експлуатаційних відмов.

Метою роботи є вдосконалення технології вхідного контролю гідравлічних агрегатів шляхом обґрунтування ефективних діагностичних параметрів для контролю якості їх технічного стану.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розглянути методику теоретичного дослідження вхідного контролю гідравлічних агрегатів сільськогосподарських машин;
- провести аналітичне обґрунтування основних параметрів процесу вхідного контролю якості гідравлічних агрегатів;
- на основі теоретичних досліджень обґрунтувати параметри контролю технічного стану гідравлічних агрегатів;
- розробити методики проведення вхідного стендового контролю якості гідравлічних агрегатів;
- виконати стендові дослідження для визначення ефективних діагностичних параметрів контролю технічного стану гідроагрегатів у умовах сервісних підприємств.

Об'єкт дослідження - технологія вхідного контролю якості гідравлічних агрегатів на підприємствах матеріально-технічного забезпечення і технічного сервісу.

Предмет дослідження - показники якості гідравлічних агрегатів, що постачаються для сільськогосподарської техніки.

Представлене дослідження має практичну значущість, оскільки дає змогу сформуванню науково обґрунтовану систему параметрів та методик контролю, що сприятиме підвищенню надійності гідросистем і ефективності технічного сервісу в аграрному секторі.

Наукова новизна роботи.

1. Розроблена математична модель двоетапного вхідного контролю технічного стану гідроагрегатів, що інтегрує передремонтне діагностування та операційний контроль.
2. Встановлено критичні діагностичні параметри (градієнт тиску та об'ємний коефіцієнт), що дозволяють оцінювати технічний стан агрегатів без повного розбирання.

Практична цінність роботи.

1. Запропоновані методики вхідного контролю дозволяють чітко визначати технічний стан гідравлічних агрегатів без повного розбирання, що

мінімізує ризик помилкового визначення несправності та підвищує достовірність діагностики.

2. Використання градієнта тиску насоса та об'ємного коефіцієнта гідророзподільника, як ключових контрольних параметрів дає можливість виявляти дефекти на ранньому етапі, скорочуючи обсяг операцій з розбирання і складання агрегатів. Це зменшує трудовитрати та скорочує час ремонту.

Висвітлення результатів. Виступ на міжнародній конференції:

Касянов В. Л. Оцінювання технічного стану аксіально-поршневих гідромашин при входному контролі. *Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference «Theory and Practice of Science: Key Aspects»* (19–20 листопада 2025 р., Рим, Італія). *Scientific Collection «InterConf+»*. 2025. № 63(272). Rome: Dana, 2025. С. 273–284. DOI: 10.51582/interconf.19-20.11.2024.026.

Публікація. Касянов В. Л. Оцінювання технічного стану аксіально-поршневих гідромашин при входному контролі. / В. Л. Касянов, П. Т. Мельянцов // *Scientific Collection «InterConf+»*. 2025. № 63(272). *Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference «Theory and Practice of Science: Key Aspects»* (19–20 листопада 2025 р., Рим, Італія). Rome: Dana, 2025. С. 273–284. DOI: 10.51582/interconf.19-20.11.2024.026.

1. ОСНОВИ ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ТА АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ

1.1 Характеристика показників якості продукції як основа вхідного контролю

Вхідний контроль якості продукції є однією з ключових форм технічного контролю. Питання розвитку цього напрямку, зокрема створення універсальної методики проведення вхідного контролю та інтеграції його в загальну систему управління якістю, детально розглянуто у праці [2].

На сучасних ремонтних підприємствах і базах матеріально-технічного забезпечення вхідний контроль запасних частин, у зв'язку з прагненням мінімізувати витрати, часто обмежується лише прийманням продукції з її візуальним оглядом на відповідність зовнішньому вигляду. Через таке спрощення процедур виникає потреба у створенні ефективних технологій вхідного контролю, які б дозволили забезпечити високий рівень якості запасних частин при мінімальних трудових та фінансових витратах.

Таким чином, вхідний контроль виступає базовим елементом системи технічного контролю продукції. Для оцінювання якості виробів використовуються основні групи показників: показники призначення та показники надійності [3].

Як основні показники надійності виробу зазвичай використовують: середній ресурс до проведення першого капітального ремонту t_{cp} , середній строк експлуатації до моменту списання $T_{сл.ср}$, середній напрацьований час до відмови T та коефіцієнт готовності K_g .

До показників технологічності належать такі характеристики, як:

$$\text{- питому масу: } q_m = \frac{M}{P}, \quad (1.1)$$

де M - маса виробу, P - основний параметр призначення (продуктивність, вантажопідємність, зусилля і т.д.);

$$\text{- питому трудомісткість виготовлення: } q_m = \frac{T_e}{M}, \quad (1.2)$$

де T_e - трудомісткість виготовлення;

$$\text{- коефіцієнт збираємості: } K_{зб} = \frac{Q_{зд}}{Q_{сд}}, \quad (1.3)$$

де $Q_{сзб}$ - кількість деталей виробу, що належать до стандартизованих;

$Q_{зд}$ - загальна кількість деталей виробу.

Показники стандартизації та уніфікації. До основних показників, що характеризують рівень стандартизації та уніфікації виробів, належать:

$$K_3 = \frac{\sum n_{зс} - \sum n_{ор}}{\sum n_{зс}}, \quad (1.4)$$

$\sum n_{зс}$ - загальна кількість елементів, включно зі стандартизованими та уніфікованими складальними частинами, які входять до конструкції виробу;

$\sum n_{ор}$ - кількість оригінальних складових частин;

- вартісний коефіцієнт застосовності:

$$K_6 = \frac{\sum C_{вир} - \sum C_{в.ор}}{\sum C_{вир}}, \quad (1.5)$$

де $\sum C_{вир}$ - кошторис виробу в цілому, $\sum C_{в.ор}$ - кошторис оригінальних складових.

Ергономічні показники характеризують систему «Людина – виріб – середовище» та відображають умови роботи обслуговуючого персоналу з конкретним виробом. При визначенні цих показників враховуються елементи виробу, які впливають на ефективність, працездатність та продуктивність обслуговуючих працівників.

Естетичні показники визначаються рівнем художнього та конструктивного оформлення виробу і відображають його функціональність (раціональність компоновки), виразність та гармонійність форми (пропорційність, колірні та фактурні співвідношення), а також його товарний

вигляд, що включає якість обробки зовнішніх поверхонь, чистоту виготовлення та монтажу, наочність та загальну естетичну привабливість.

Економічні показники, до яких відносяться:

$$\text{- питоми витрати на виготовлення виробу: } q_e = \frac{C}{M}, \quad (1.6)$$

де C - собівартість виготовлення виробу, грн; M - маса виробу, кг;

$$\text{- питоми витрати на його експлуатацію: } q_e = \frac{Z_e}{P}, \quad (1.7)$$

де Z_e - загальні витрати на експлуатацію;

$$\text{- інтегральний показник: } K_i = \frac{\Pi_1}{Z_o + Z_1}, \quad (1.8)$$

де Π_1 - річний ефект від експлуатації виробу; Z_o - сумарні витрати на створення виробу; Z_1 - річні експлуатаційні витрати

Перерахована номенклатура показників якості є основою для кількісної оцінки якості конкретного виду продукції. Отже, якісний рівень виробу - це оцінка, що ґрунтується на порівнянні, яка визначається шляхом зіставлення показників якості об'єктів контролю з аналогічними показниками виробу, обраного як базовий зразок для порівняння.

1.2 Аналіз експлуатаційної надійності агрегатів гідравлічних приводів мобільних машин

Одним із ключових факторів підвищення експлуатаційних та техніко-економічних показників сільськогосподарських мобільних машин є використання гідросистем. На сьогодні гідросистеми застосовуються практично у всіх сучасних моделях сільськогосподарської техніки.

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

Працездатний стан мобільних машин, оснащених гідравлічними системами, для забезпечення механізації роботи допоміжного обладнання, обумовлюється відмовами, що припадають на гідравлічні агрегати [4, 5].

Показники статистики щодо частки несправностей основних елементів гідроприводів тракторів наведено в роботі [6] і подано графічно на (рис. 1.1).

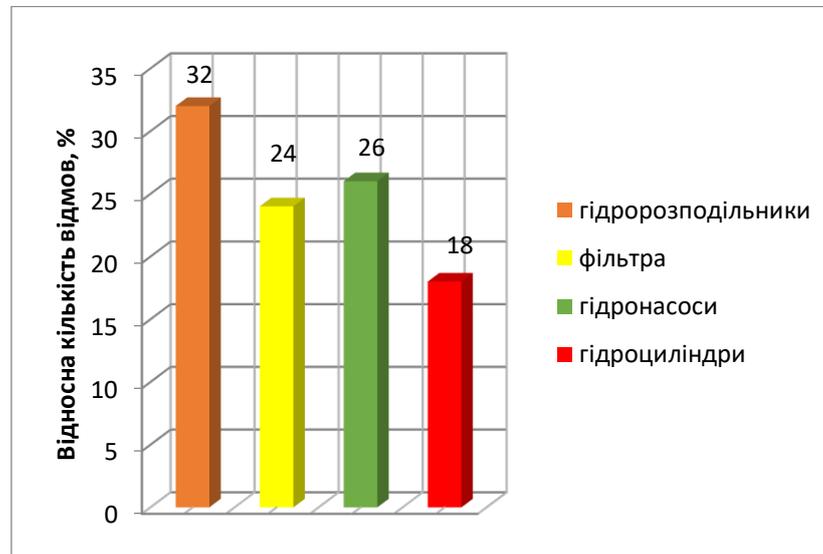


Рис. 1.1 – Частка відмов гідроагрегатів у відсотках від загальної кількості відмов [6]

Найбільша частка відмов гідроагрегатів (32%) відноситься до розподільників і пояснюється швидким зношуванням прецизійної пари «золотник – отвір корпусу» під впливом робочих рідин, забруднених механічними домішками, рівень яких перевищує допустимі норми. Це підтверджується й значною кількістю відмов фільтруючих елементів, на які припадає близько 24% загальних поломок, що обумовлено їх інтенсивним забрудненням.

Авторами робиться висновок, що інтенсивність зношення і вихід з ладу основних гідроагрегатів обумовлюється забрудненням робочих рідин.

При цьому необхідно відмітити, що агрегати вийшли з ладу не відпрацювавши свій гарантійний ресурс.

Потрапляння таких агрегатів до сервісного центру дуже часто супроводжується виникненням помилок I-го та II –го роду із відсутності якісного вхідного контролю технічного стану гідроагрегатів.

На низьку надійність аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин вказується в роботі [7]. Автори відзначають, що

стан дійсної надійності гідроагрегатів відрізняється від значень, відмічених в паспортних даних щодо експлуатаційних показників. На це також вказує і статистична оцінка по даним надійності, наведеною у ряді досліджень, яка свідчить, що приблизно 30% відмов припадає на випадки втрати працездатності гідравлічної трансмісії.

Детальний аналіз зміни технічної структури вузлів і з'єднань аксіально-поршневих гідромашин наводиться в роботі [8].

Автори показують диференціальну оцінку відмов, що припадають на складові об'ємних гідромашин: насосний блок (КН) – 41,93 %, моторний блок (КМ) – 24,98 %, блок живлення (СП) – 9,13 %, блок управління (СКРО) – 9,37 %, клапанна коробка (КК) – 8,35 %, які представлено в вигляді лінійчатої гістограми на (рис.1.2).



Рис. 1.2 – Розподіл структурних змін блоків та з'єднань ГСТ – 90 у вигляді лінійної гістограми [8]

З їх аналізу випливає, що в своїй більшості надійність об'ємних гідромашин суттєво залежить від технічного стану деталей спряжень качаючих вузлів, що висуває певні складності при вхідному контролі технічного стану відремонтованих об'ємних агрегатів для сервісних

підприємств, які застосовують агрегатно-вузливий метод при ремонті повнокомплектних мобільних машин.

Таким чином проведений аналіз надійності агрегатів гідравлічних систем трактора в умовах експлуатації, показав, що в першу чергу основна кількість відмов припадає на такі агрегати, як гідронасос, гідророзподільник, гідроциліндр. При цьому до основних причин, які обумовили втрату роботоздатного стану гідроагрегатів слід віднести експлуатаційні, які включають в себе заходи з підтримання та відновлення працездатного стану гідроагрегатів.

У аксіально-поршневих гідромашин основна кількість відмов припадає на качаючі вузли гідромашин, зміна структурних параметрів деталей у яких обумовлена в основному експлуатаційними факторами.

1.3 Дослідження показників, що характеризують працездатність вузлів гідроприводів

Із аналізу функціональної діяльності гідравлічних приводів слідує, що в якості базового і одночасного ресурсного параметру на основі якого будуть формуватися контрольні показники та способи оцінки технічного стану гідросистеми являються показники потужності.

Проте діагностування гідроприводу за показником потужності потребує застосування складної апаратури та різних датчиків, призначених для вимірювання потужності, що передається приводним двигуном, гідравлічної потужності насоса, а також для визначення її в різних перетинах гідроприводу та на виконавчих механізмах під навантаженням, що відповідає номінальному режиму роботи.

Це також створює певні труднощі при забезпеченні стабільних навантажень, так як їх величина змінюється згідно ваги мобільної машини, реакції ґрунтового середовища та інших експлуатаційних умов.

Енергетична здатність гідравлічної системи розраховується за витратою оливи (Q) через перетин приводу, що контролюється за одиницю часу та тиском (P):

$$N = Q \cdot P, \quad (1.9)$$

Таким чином, для визначення потужності гідроприводу необхідно вимірювати подачу Q та тиск P у контрольованому перетині. При вимірюванні потужності гідроприводів навантаження (тиск P) зазвичай створюють за допомогою дроселювання робочої рідини. За однакових умов навантаження визначення структурних змін у складових гідравлічного приводу формується на основі вимірювання подач (витрат) Q робочої рідини, які знаходяться в прямопропорціональній залежності з потужністю:

$$N = f(Q), \quad (1.10)$$

Оскільки тиск в гідравлічній системі протягом експлуатаційного терміну технічної системи залишається практично незмінним, зниження енергетичних показників гідравлічного приводу здійснюється здебільшого із-за зниження коефіцієнта подачі оливи, що спричиняється протіканням рідини через зношені проміжки деталей.

Подача оливи в гідравлічних приводах створюється насосами різноманітних типів, які енергетичну складову від двигунів внутрішнього згоряння перетворюють у гідравлічну.

Обсяг подачі гідроприводу визначається конструктивними розмірами складових насосного блоку, що формують робочий обсяг (q_m) за одне обертання вала. Отже, на продуктивність насоса впливає частота обертів приводного валу (n) та обчислюється за формулою:

$$Q = q_m \cdot n, \quad (1.11)$$

Проте сама величина подачі не дає достатнього уявлення щодо технічного стану агрегату. Її слід порівняти з номінальною подачею, вказаною в технічному паспорті, та визначити об'ємні витоки у агрегаті (ΔQ):

$$\Delta Q = Q_T - Q_D, \quad (1.12)$$

де Q_T та Q_D - аналітична та фактична подача.

Протікання робочих олив рідини в гідравлічному приводі відбувається через з'єднання насосного блоку (ΔQ_n), клапанні та золотникові механізми гідророзподільника (ΔQ_p), ущільнення між штоком та кришкою гідроциліндра (ΔQ_u). Відповідно, загальні витоки оливи в гідравлічному приводі можна розрахувати за формулою:

$$\sum \Delta Q = \Delta Q_n + \Delta Q_p + \Delta Q_u, \quad (1.13)$$

Протікання робочої оливи в агрегатах визначається геометричними розмірами деталей, які змінюються внаслідок зношення і формують збільшені зазори в спряженнях. Аналітичні та експериментальні дослідження виявили таку функціональну залежність:

$$\Delta Q = \frac{\pi \cdot d \cdot \Delta p \cdot \delta^3}{12 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l}, \quad (1.14)$$

де Δp - різниця тисків в каналі по довжині l та ширині b ;

δ, d - величина зазору в з'єднанні та середнє значення діаметра циліндричної поверхні;

ν, ρ - в'язкість та густина оливи.

З наведених аналітичних залежностей з'ясовується, що величина витоків робочої рідини в агрегатах гідроприводів в основному визначається розмірами зазорів у сполучених деталях, а також тиском (P), в'язкістю (ν) та щільністю (ρ) робочої оливи. Витоки робочої рідини у різних гідроагрегатах відрізняються за своєю величиною та співвідношенням до подачі на різних моделях тракторів. Для аналізу технічного стану гідроагрегатів особливо важливе врахування кількісних співвідношень внутрішніх втрат (витоків) у цих агрегатах.

Для порівняльної оцінки об'ємних втрат гідроприводу та його складових застосовують коефіцієнт подачі, який розраховують за формулою:

$$K_Q = \frac{Q_n}{Q_p} = \frac{Q_n - \sum \Delta Q}{Q_p}, \quad (1.15)$$

де Q_p і Q_n - розрахункова і дійсна подачі гідромашини.

Одним із параметрів, який має найбільше інформації, є коефіцієнт подачі, який показує технічний стан гідромашин різної конструкції та гідроприводу в цілому. Його контроль суттєво зменшує інформаційний обсяг при проведенні діагностування для визначення працездатного гідравлічних агрегатів.

В якості об'єкта дослідження обрано гідропривід робочого обладнання (навісного механізму) тракторів сільськогосподарського призначення з наступних причин: тракторами зазначених марок виконується 31,8% усіх орних робіт у країні, а їх чисельність становить близько 29% від загальної кількості сільськогосподарської техніки.

З проведеного аналізу випливає, що для вирішення технічних завдань, пов'язаних із надійністю гідроприводів, а також організацією їхнього технічного обслуговування та підвищенням якості входного контролю, необхідне обґрунтування діагностичних параметрів. Це стосується контролю об'ємних втрат у агрегатах гідроприводів під час експлуатації та їхнього впливу на працездатність машини.

1.4 Мета і задачі роботи

Проведений аналіз системи вхідного контролю якості гідравлічних агрегатів показав, що на пунктах вхідного контролю сервісних підприємств організація та технологія проведення діагностичних робіт щодо оцінки якості продукції не відповідають сучасним вимогам. Це зумовлено відсутністю ефективних діагностичних приладів для контролю технічного стану гідравлічних агрегатів, які могли б забезпечити інтегральну оцінку їхнього стану з мінімальними трудовими витратами на проведення контрольних робіт.

Таким чином **метою роботи є** - вдосконалення технології вхідного контролю гідравлічних агрегатів обґрунтуванням ефективних діагностичних параметрів для контролю якості їх технічного стану.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розглянути методику теоретичного дослідження вхідного контролю гідравлічних агрегатів сільськогосподарських машин;
- провести аналітичне обґрунтування основних параметрів процесу вхідного контролю якості гідравлічних агрегатів;
- на основі теоретичних досліджень обґрунтувати параметри контролю технічного стану гідравлічних агрегатів;
- розробити методики проведення вхідного стендового контролю якості гідравлічних агрегатів;
- провести стендові дослідження з обґрунтування ефективних діагностичних параметрів контролю технічного стану гідроагрегатів для умов сервісних підприємств.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОБУДОВИ ПРОЦЕСУ ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ

2.1 Модель побудови контрольно-діагностичної системи для ремонту гідравлічних агрегатів

Виникнення того чи іншого виду втрат у процесі ремонту гідромашин залежить від прийнятих рішень щодо проведення ремонтних робіт із усунення дефектів, наявність яких визначається за результатами контролю технічного стану об'єктів ремонту. Зазвичай такі рішення мають альтернативний характер.

Призначення ремонтних дій у випадку появи взаємовиключних результатів на різних етапах контролю здійснюється за наступним принципом: якщо при передремонтному діагностуванні виявлено дефект, а під час операційного контролю - його відсутність, або навпаки, рішення приймається з урахуванням того, що виробничі втрати при пропуску дефекту (помилка другого роду) значно перевищують втрати, що виникають при помилковому виявленні дефекту (помилка першого роду). Крім того, при прийнятті остаточних рішень враховується вища достовірність операційного контролю порівняно з передремонтним діагностуванням.

Внаслідок подальшого аналізу витрат за різними варіантами рішень була розроблена математична модель двоетапного визначення технічного стану гідроагрегату, в якій реальні виробничі ситуації, що виникають при прийнятті конкретних рішень, враховуються за допомогою наступних цілісних змінних:

$$\delta_{ih} = \begin{cases} 1, & \text{якщо дефект } i\text{-го спряження визначається } h\text{-ю операцією} \\ & \text{передремонтного діагностування;} \\ 0 & \text{в протилежному випадку,} \end{cases}$$

$$\delta_{iq} = \begin{cases} 1, & \text{якщо дефект } i\text{-госпряження визначається } q\text{-ю операцією} \\ & \text{при операційному контролі;} \\ 0 & \text{в протилежному випадку,} \end{cases}$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{якщо агрегат з } j\text{-м технічним станом містить } i\text{-й дефект;} \\ 0 & \text{в протилежному випадку,} \end{cases}$$

$$\delta_{jk} = \begin{cases} 1, & \text{якщо агрегат з } j\text{-м технічним станом відновлюється} \\ & \text{в } k\text{-му комплексі ремонтних робіт;} \\ 0 & \text{в протилежному випадку,} \end{cases}$$

$$\delta_{ik} = \begin{cases} 1, & \text{якщо } i\text{-й дефект усувається в } k\text{-му комплексі ремонтних робіт;} \\ 0 & \text{в протилежному випадку.} \end{cases}$$

При побудові математичної моделі в якості цільової функції, що підлягає мінімізації, обрано річні приведені витрати на ремонт об'ємних гідроагрегатів гідравлічних трансмісій. Ці витрати розподіляються між підрозділами передремонтного діагностування та розбирання і складання з операційним контролем і визначаються сумарно для всіх дефектів, технічних станів та комплексів ремонтних робіт, що виконуються на підприємстві.

$$Q_{pz} = \sum_{k=1}^K \left\{ \sum_{j=1}^M N_j \left[\sum_{i=1}^R (C_i^{nom} + E_n K_i) \right] \right\} \rightarrow \min, \quad (2.1)$$

де C_i^{nom} - поточні річні затрати на контроль технічного стану і усунення дефекту i - спряження; E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень; K_i - капіталовкладення в створення виробничої бази підрозділів з перед ремонтного діагностування і розбирання та складання з операційним контролем; N_j - кількість агрегатів з j - м технічним станом в річній програмі ремонту підприємства; K - множина комплексів ремонтних робіт, які виконуються на підприємстві, $K = \{K : K = \overline{1, K}\}$; M - множина технічних станів агрегатів, які ремонтуються на даному підприємстві, $M = \{j : j = \overline{1, M}\}$; R - множина дефектів агрегату, які усуваються на підприємстві, $R = \{i : i = \overline{1, R}\}$.

У формулі (2.1) складові (C_i^{nom}, K_i) являють собою складні функціональні залежності поточних та одноразових виробничих витрат на виявлення й усунення дефекту (і)-го спряження, що визначаються великою кількістю організаційно-технологічних і техніко-економічних факторів.

В спрощеному варіанті залежності C_i^{nom} і K_i від враховуваних в моделі факторів можна представити наступними виразами:

$$\begin{cases} C_i^{nom} = \theta_i^{(x)} \left[\delta_{ih}; \delta_{iq}; \delta_{ij}; \delta_{ik}; \alpha_{ih}; \alpha_{iq}; \beta_{ih}; \beta_{iq}; C_h; C_q; C_i; C_i^h; C_i^n; C_i^d \right], \\ K_i = \Phi_i^{(x)} \left[\delta_{ih}; \delta_{iq}; K_{ih}; K_{iq} \right] \end{cases}, \quad (2.2)$$

де $\theta_i^{(x)}$, $\Phi_i^{(x)}$ - функціонали, що формують залежності відповідно C_i^{nom} і K_i від факторів і їх поєднань, що враховуються в моделі і обумовлюються прийняттям конкретного рішення; x - номер варіанта прийнятого рішення, сукупність яких складає кінцеву множину, $X = \{x: x = \overline{1, X}\}$.

Процес формування раціональної структури контрольно-діагностичної системи для ремонту гідромашин за технічним станом із використанням розробленої математичної моделі є ітераційним та потребує значної кількості ітерацій, ефективне виконання яких можливе за допомогою ЕОМ.

Алгоритм побудови раціональної структури контрольно-діагностичної системи включає два основні етапи: формування масивів вихідних даних та розрахунок цільової функції з подальшим поетапним виключенням однієї контрольно-діагностичної операції на кожній ітерації.

Вихідними даними для розрахунків є: інформація про структурний і кількісний склад найбільш ймовірних станів об'єктів ремонту, склад і характеристика комплексів ремонтних робіт на спеціалізованих робочих місцях та перелік контрольно-діагностичних операцій, що застосовуються на підприємстві; значення ймовірностей помилок першого і другого роду для кожної контрольно-діагностичної операції, отримані на основі статистичних

даних або спеціальних експериментів; склад і обсяги витрат на виявлення та усунення окремих дефектів, визначені експериментально або за нормативно-технічною документацією.

На нульовому кроку ітераційного процесу проводиться розрахунок цільової функції з включенням параметрів всіх контрольно-діагностичних операцій, які реалізуються на даному ремонтному підприємстві $Q_{pz}^{(0)}$. Після цього одна із операцій (по i -му спряженню) виключається і заново проводиться розрахунок цільової функції $Q_{pz}^{(1)}$ (1 – номер ітерації). Отримане значення $Q_{pz}^{(1)}$ порівнюється з $Q_{pz}^{(0)}$ і за умови, що $Q_{pz}^{(1)} < Q_{pz}^{(0)}$, із розрахунків знову виключається одна із контрольно-діагностичних операцій і проводиться розрахунок цільової функції $Q_{pz}^{(2)}$ і т.д. Процес розрахунків закінчується при появі співвідношення $Q_{pz}^{(n+1)} \geq Q_{pz}^{(n)}$. Склад контрольно-діагностичних операцій, отриманий за допомогою моделі, можна вважати оптимальним за критерієм мінімізації річних приведених витрат на виявлення та усунення дефектів агрегатів гідравлічних приводів, що ремонтуються на даному підприємстві.

Впровадження такої моделі потребує обґрунтування ефективних методів і засобів для проведення як прямого, так і косвенного діагностування технічного стану об'єктів ремонту.

2.2 Теоретичне обґрунтування параметрів контролю технічного стану гідравлічних агрегатів

2.2.1 Визначення контрольних параметрів для вхідного контролю шестеренних насосів

В гідравлічних приводах мобільних сільськогосподарських машин широко застосовуються шестеренні насоси модифікацій НШ-У і НШ-К.

Аналітично діагностичну модель можна описати такими

Для насоса математична (діагностична) модель описується такими співвідношеннями [9, 10]:

$$\begin{cases} M_H = q_H \cdot f(q) \cdot (P_1 - P_2) + a_\omega \cdot \frac{\omega_H}{U_D} + a_p \cdot [P_2 - P_1] + a \\ Q_1 = q_H \cdot \omega_H - K_{BT} \cdot P_1 \\ Q_2 = q_H \cdot \omega_H - K_{BT} \cdot P_2 \end{cases}, \quad (2.3)$$

де M_H - прикладений момент до вал-шестерні гідронасоса, $H / м$; q_H - геометричний обсяг гідронасоса, $м^3$; P_1 - вихідний тиск у гідронасоса, $МПа$; P_2 - вхідний тиск у гідронасоса, $МПа$; a_ω - гідромеханічні втрати; ω_H - швидкість обертів вал-шестерні гідронасоса, $с^{-1}$; U_D - показник передачі редуктора приводу валу агрегату; a_p - гідромеханічні втрати від тиску оливи; K_{BT} - показник втрати робочого об'єму; Q_1 - витрата робочої рідини на виході з насоса, $м^3 / с$; Q_2 - витрата оливи в забірній магістралі гідронасоса, $м^3 / с$; $f(q)$ - параметр регулювання (частота обертання вала), $с^{-1}$; a - постійна гідродинамічних втрат.

Детальний аналіз виразів (2.3) показує, що об'ємні втрати насоса пропорційні перепаду тиску робочої рідини. Контроль технічного стану насоса за об'ємними втратами (визначення коефіцієнту подачі) є трудомістким.

У зв'язку з цим доцільніше контролювати технічний стан насоса через вимірювання градієнту тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі від моменту запуску до виходу на робочий режим, при якому встановлюється номінальний тиск $P_H = 10,0 МПа$ у магістралі.

Графічне пояснення способу представлено на (рис. 2.1), де відображено динаміку зміни тиску оливи в напірному контурі гідронасоса за часом під час діагностування запропонованим методом.

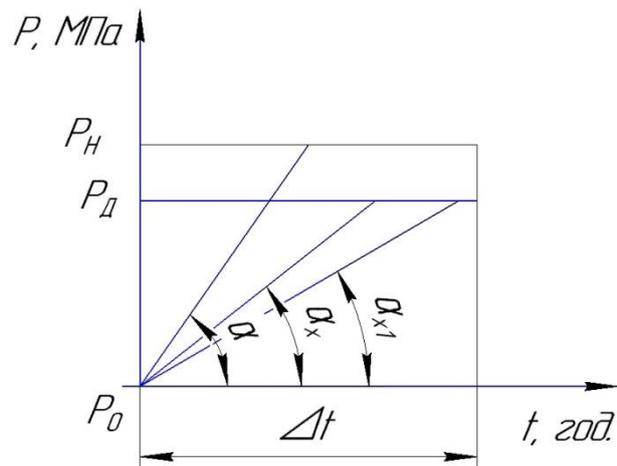


Рисунок 2.1 – Динаміка зміни тиску оливи в напірному контурі гідравлічного насоса в часі

Суть способу полягає у використанні двох еталонних насосів гідравлічної системи: нового, що не експлуатувався, та раніше використаного, у якого об'ємні витрати ще не досягли граничного значення. Вимірюється зміна тиску ΔP_H оливи в напірному контурі гідронасоса від його пуску і виходу на номінальний режим $P_H = 10,0 \text{ МПа}$.

Для нового насоса за час Δt тиск змінюється від P_0 до P_H , що характеризує функціональну залежність структурних параметрів технічного стану качаючого вузла. У використаного насоса за той самий інтервал Δt тиск змінюється від P_0 до $(P_D < P_H)$, і градієнт зміни тиску $(\frac{\Delta P_H}{\Delta t})$ відображає стан його вузла.

Градієнт тиску $\frac{\Delta P_H}{\Delta t}$ робочої оливи стає основним критерієм оцінки технічного стану насоса: за його величиною визначають зношення деталей качаючого вузла, об'ємні витрати робочої рідини та прогнозують залишковий ресурс агрегату.

Для перевірки способу обрала шестеренні насоси НШ-32К гідравлічної системи тракторів (вибірка – 8 агрегатів). Після діагностування насоси розбирали для визначення причин втрати працездатності та оцінки стану деталей качаючого вузла.

2.2.2 Обґрунтування контролюючих параметрів для вхідного контролю гідророзподільників

Технічний стан гідравлічних розподільників (Р-80, Р-160) визначають за допомогою спеціалізованих випробувальних стендів (КИ-4815М, КИ-4200). Згідно з вимогами нормативно-технічної документації, під час контролю перевіряють тиск спрацювання запобіжного, перепускного та бустерного клапанів, а також герметичність спряження «золотник – отвір корпусу» [10].

Очевидно, що зазначені параметри застосовуються також під час проведення вхідного контролю технічного стану гідророзподільників у сервісних центрах. Їх використання забезпечує всебічну оцінку працездатності нових агрегатів, однак недоліком такого підходу є висока трудомісткість діагностичних операцій.

Аналіз контрольних параметрів свідчить, що перевірка клапанів гідророзподільника фактично зводиться до визначення тиску їх спрацювання та, за потреби, виконання регулювальних робіт.

Контроль герметичності спряження «золотник–корпус» дозволяє визначити об'ємний коефіцієнт гідророзподільника, значення якого обчислюється за таким виразом:

$$\eta_V = (Q_{ном} - Q_{вит.}) / Q_{ном}, \quad (2.4)$$

де $Q_{ном}$ - номінальна витрата робочої рідини, яку пропускає гідророзподільник за умов номінального тиску, л/хв ;

$Q_{вит.}$ - величина витрат робочої оливи, л/хв.

Величина показника ($Q_{вит.}$) визначається експериментальним шляхом. Для цього від'єднують зливний шланг гідророзподільника, переводять один із золотників у позицію «Підйом», після чого дроселем підвищують тиск у нагнітальній магістралі та вимірюють об'єм витоків робочої рідини через зливний отвір розподільника. Для нових гідророзподільників допустимі витoki не повинні перевищувати 10% від номінальної подачі масла.

Отже, інтегральну оцінку технічного стану гідророзподільника доцільно виконувати за об'ємним коефіцієнтом, тобто за величиною внутрішніх витоків робочої рідини $Q_{вит.}$, що визначаються під час контролю її протікань через спряження «золотник–корпус».

2.2.3 Обґрунтування вибору параметрів контролю для проведення вхідної перевірки технічного стану гідроциліндрів

Під час вхідного контролю технічного стану циліндрів оцінюють як їхню внутрішню, так і зовнішню герметичність.

Зовнішня герметичність визначається за відсутністю підтікань робочої оливи, тоді як внутрішня герметичність відображає стан спряження «корпус–поршень–штока».

Порушення внутрішньої герметичності, спричинене зношенням елементів спряження «корпус–поршень», призводить до перетікання робочої рідини з області високого тиску в область низького, що, у свою чергу, викликає зменшення швидкості руху штока.

Порушення внутрішньої герметичності, обумовлене зношенням елементів спряження «корпус–поршень», призводить до перетікання робочої рідини з області високого тиску в область низького, що, у свою чергу, викликає зменшення швидкості руху штока.

Силу, що розвивається на штоку гідроциліндра під час його переміщення, обчислюють за формулою:

$$T = F_{\Pi} \cdot \Delta P_{\Pi} \cdot (R_{\text{Ш}} + R_{\Pi} + R_{\Gamma}), \quad (2.5)$$

де F_{Π} - площа поверхні поршня гідроциліндра, на яку впливає тиск робочої рідини, м ; ΔP_{Π} - різниця тисків робочої оливи в порожнинах гідроциліндра, Па ; $R_{\text{Ш}}$ - сила тертя на ущільненні штока, Н ; R_{Π} - сила тертя на ущільненні поршня, Н ; R_{Γ} - сила опору від робочої оливи зі зливної порожнини циліндра, Н .

Швидкість переміщення поршня циліндра розраховується за виразом:

$$v_{\Pi} = \frac{Q_E}{F_{\Pi}} \quad (2.6)$$

де v_{Π} - швидкість зміни положення поршня циліндра, м/с ;

F_{Π} - площа поперечного перерізу поршня, м^2 .

Статичні характеристики розкривають залежність механічних параметрів гідроприводу від параметрів регулювання в разі сталих режимів функціонування. Для сталого режиму переміщення поршня гідроциліндра, в разі дросельного регулювання, його швидкість визначається за формулою [10]:

$$v_{\Pi} = \frac{\mu \cdot S_{\text{Д}}}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_{\text{Н}} - \frac{F_{\text{Н}}}{F} - P_3 \right)}, \quad (2.7)$$

де v_{Π} - швидкість зміни положення поршня, м/с ; μ - показник витрат дроселя; $S_{\text{Д}}$ - переріз дроселя, м^2 ; ρ - густина оливи, кг/м^3 ; P_3 - тиск оливи на зливні циліндра, МПа ; $P_{\text{Н}}$ - загрузка штоку, кг .

Час проведення операцій підйому навіски визначається за виразом:

$$t = \frac{H_{\text{Ш}}}{v_{\Pi}}, \quad (2.8)$$

де $H_{\text{Ш}}$ - хід штока, м ; t - час тривання операцій, с .

Статичні характеристики складових елементів гідроприводу аналізувалися за наступних умов: положення органів керування зафіксоване; тиск, витрата, швидкість обертання двигуна, переміщення, момент і кутова швидкість привода залишаються постійними; швидкості рухомих частин клапанів дорівнюють нулю.

Динамічні характеристики гідроприводу визначаються технологічними умовами виконання динамічних операцій. Під дією робочої рідини поршень гідроциліндра переміщується, а його швидкість, перетікання рідини, тиск у гідросистемі та зусилля на штоку залежать від технічних характеристик гідроагрегатів, режимів внутрішнього та зовнішнього навантаження, дій оператора та умов експлуатації. На початковому етапі поршень рухається з початковою швидкістю (2.14) до моменту упирання в кришку гідроциліндра та зупинки.

На даному режимі перехідного процесу, через різке зменшення швидкості потоку робочої рідини та поршня, кінетична енергія рухомих частин гідрофікованого механізму та самої рідини перетворюється на потенціальну енергію пружної деформації робочої рідини та елементів гідроприводу, що призводить до утворення піку тиску в системі.

Таке явище аналогічне ефекту, що виникає при різкому перекриванні потоку робочої рідини засувом або краном у трубопроводі, і відоме як гідравлічний удар [9].

Динамічні процеси, що відбуваються під час цього перехідного режиму, можна описати за допомогою системи диференціальних рівнянь [10]:

$$\begin{cases} -\frac{dP}{dx} = p \left(\frac{d\vartheta}{dt} + 2\alpha\vartheta \right) \\ -\frac{dP}{dx} = c^2 p \frac{d\omega}{dx} = K \frac{d\omega}{dx} \end{cases} \quad (2.9)$$

де p - середній тиск оливи, МПа; ω - середня швидкість оливи, м/с;

t - час, с; ϑ - швидкість оливи в заданому перерізі;

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho_o}}, \quad (2.10)$$

де c - швидкість звуку в оливі, $м / с$;

$$\rho = \rho_o \left(1 + \frac{P - P_o}{K_{PC}} \right), \quad (2.11)$$

де ρ – густина оливи, $кг / м^3$; ρ_o - густина оливи за тиском P_o , $кг / м^3$;

P_o - тиск оливи до його зростання, $МПа$; K_{PC} - модуль об'ємного стиску оливи, $кг / м^2$;

$$K = \frac{K_p}{1 + \alpha \frac{K_p}{E}}, \quad (2.12)$$

де K - приведений модуль пружності, який враховує пружність складових приводу, $кг/см^2$;

E - модуль пружності 1-го роду матеріалу труби (для сталі $E = 2 \cdot 10^6 кг / см^2$).

Для тонких труб [10]:

$$\alpha = \frac{d}{\delta_o}, \quad (2.13)$$

де d - діаметр труби внутрішній, $м$;

δ_o - товщина стінок труби, $м$.

Наростання тиску оливи в порожнинах циліндра внаслідок різкого зупинення поршня визначається за виразом [10]:

$$\Delta P = 2\alpha\rho l\omega_o + c\omega_o e^{at} \sum \frac{\sin(\xi_s - 2\theta_s)}{(2S - 1)\cos\theta_s}, \quad (2.14)$$

де ΔP - зростання тиску оливи, $МПа$; l - довжина гідроприводу (сумісно з довжиною порожнини циліндра), $м$;

ω_0 - швидкість потоку оливи в порожнинах циліндра до його зупинки поршня, $м / с$;

$e = 2,71828$ - основа натурального логарифму;

У коротких трубопроводів і не дуже в'язких олив, що є характерним для гідравлічних приводів тракторів, можливо прийняти:

$$\xi_s \approx \frac{2S-1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot c}{l}, \quad (2.15)$$

Провівши аналіз формули (2.22) можна зробити висновок, що наростання тиску, за умови швидкої зупинки поршня циліндра може бути застосоване в якості параметра діагностичного контролю.

Висновок по розділу.

1. На основі варіантів прийнятих рішень була побудована математична модель процесу двоетапного визначення технічного стану гідроагрегату. В якості мінімізованої цільової функції обрано річні приведені витрати на ремонт гідроагрегатів мобільних машин, що припадають на підрозділи передремонтного діагностування та розбирання/складання з операційним контролем. Ці витрати визначаються сумарно для всіх дефектів, технічних станів та комплексів ремонтних робіт, що виконуються на підприємстві.

2. Градієнт тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі, вимірний від моменту запуску насоса до виходу на номінальний режим при заданому тиску, виступає ключовим критерієм для оцінки технічного стану насоса гідравлічної системи.

3. Для оцінки технічного стану гідророзподільника в цілому застосовують об'ємний коефіцієнт, що характеризує величину внутрішніх витоків $Q_{внт.}$ і визначається шляхом контролю протікання робочої рідини через спряження «золотник-корпус».

3. МЕТОДОЛОГІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Програма досліджень

Обсяг експериментальних досліджень умовно поділяється на два основні етапи.

Перший етап був присвячений аналізу методики проведення вхідного контролю технічного стану машин та їхніх агрегатів, а також оцінці надійності гідравлічних агрегатів сільськогосподарських машин.

На другому етапі, відповідно до поставленої мети та завдань, проводилися теоретичні дослідження. Було розглянуто фактори, що впливають на якість проведення вхідного контролю гідравлічних агрегатів, та обґрунтовано методи і параметри контролю технічного стану основних агрегатів гідравлічних систем сільськогосподарських машин.

На третьому етапі здійснювалась розробка методик та експериментальної установки для проведення лабораторних досліджень, спрямованих на обґрунтування контрольних-діагностичних параметрів гідравлічних агрегатів.

Четвертий етап передбачав безпосереднє проведення стендових випробувань та обробку отриманих результатів для визначення ефективних параметрів контролю технічного стану гідравлічних агрегатів.

3.2. Методика проведення вхідного стендового контролю технічного стану гідравлічних агрегатів

Для проведення лабораторних досліджень використовувався стенд КИ-4815М, призначений для обкатки, регулювання та контрольованого випробування агрегатів гідравлічної системи трактора: гідронасосів, гідравлічних розподільників і гідроциліндрів [10].

Зовнішній вид установки наведено на (рис. 3.1.), а технічні характеристики його контрольно-вимірювальних приладів представлені в (табл. 3.1).

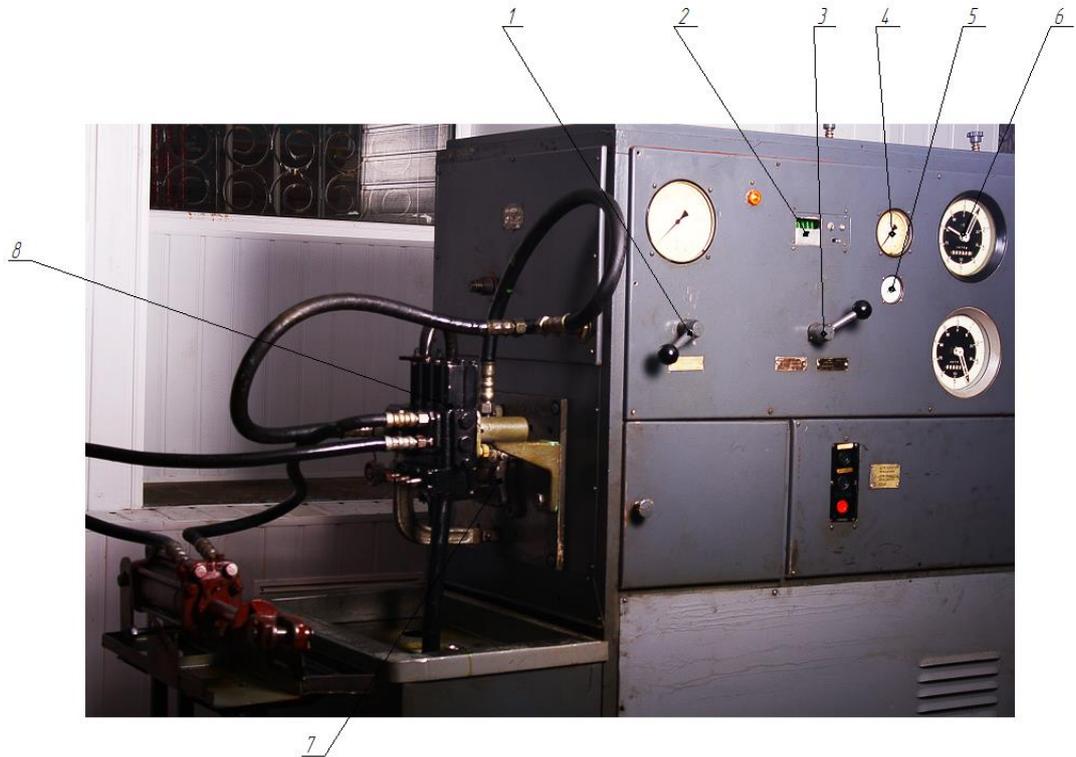


Рисунок 3.1. – Зовнішній вид установки КИ-4815М для виконання лабораторних досліджень: 1-ричаг дроселя; 2-показник обертів; 3- ричаг вмикання лічильника оливи; 4-манометр контуру очистки оливи; 5- термометр; 6-лічильники оливи; 7- насос; 8- гідравлічний розподільник

Табл. 3.1 – Контрольні та вимірювальні прилади установки КИ-4815М

№ п/п	Назва приладу	Поріг точності	Границя вимірювання	Функція приладу
1	Манометр <i>МОШ 1–160</i> (ДСТУ 86 25-07)	0,15 МПа	0...25 МПа	Контроль тиску навантаження
2	Манометр <i>МОШ 1–100</i> (ДСТУ 86 25-07)	0,25 МПа	0...1,6 МПа	Спостереження роботи фільтра системи очищення оливи
3	Лічильник рідини <i>ШЖУ – 40С – 6</i> (ДСТУ 12671-01)	0,5 м ³ / год	По витраті 1,8...18 м ³ / год	Контроль об'єму робочої оливи при виявленні подачі агрегату
4	Лічильник рідини <i>ШЖУ – 25М – 16</i> (ДСТУ 12671-01)	0,5 м ³ / год	По витраті 1,8...18 м ³ / год	Контроль об'єму робочої оливи при виявленні подачі агрегату

Закінчення табл.3.1

5	Електронний лічильник обертів <i>ЕСО – 5</i>	± 1 <i>оберт</i>	0...99 999	Спостереження частоти обертання агрегату
6	Манометричний термометр <i>ТПП2 – В</i>	4°C	0...125°C	Спостереження температурного режиму.

На стенді змонтовані спеціальні пристрої, що дозволяють здійснювати фізичне моделювання гідравлічної системи роздільно-агрегатного трактора, а також окремо визначати технічний стан кожного гідравлічного агрегату.

У гідравлічних насосів контролюють зовнішню герметичність, визначають фактичну подачу та, на її основі, обчислюють коефіцієнт подачі насоса в умовах експлуатації.

У гідророзподільників перевіряють зовнішню герметичність, тиск спрацювання запобіжного та перепускного клапанів, а також герметичність спряження «корпус-золотник».

У гідроциліндрів оцінюють зовнішню герметичність і внутрішню герметичність, аналізуючи зміну тривалості підтримки тиску в нагнітаючій магістралі.

3.2.1 Методика оцінки технічного стану насоса за динамікою наростання тиску в нагнітаючій магістралі

При розробленні алгоритму контролю технічного стану шестеренних насосів та аналізі технологічних факторів необхідно забезпечити її високу ефективність. Для цього слід проаналізувати умови експлуатації насосів і визначити ступінь зношення основних деталей. Найбільш повну інформацію про характер зношування можна отримати за допомогою інструментальних досліджень.

Окрім того, цей метод дає змогу оцінити як відхилення геометричних розмірів деталей формує інтегральний розмірний ланцюг основних блоків гідроагрегатів і впливає на працездатність агрегату.

Мікрометричні дослідження проводились на спеціальному робочому посту, оснащеному необхідними приладами та оснасткою.

Процес вимірювань забезпечувався такими інструментами: цапфи шестерень і довжина зуба шестерні гідронасоса НШ-50А – ричажний мікрометр МРП-25–50 (ДСТУ 11098-75) з похибкою 0,001 мм; платики і довжина зуба шестерні гідронасоса НШ-32А – ричажний мікрометр МРП-0–25 (ДСТУ 11098-75) з похибкою 0,001 мм; пази обойми – нутромір ІН 10–18 (ДСТУ 868-82) з похибкою - 0,002 мм; контроль радіальної поверхні обойми – спеціальне пристосування [9] з похибкою виміру 0,001 мм; діаметри зубового вінця – індикаторна стійка з індикатором точністю - 0,001 мм.

Фізична модель технічного стану деталей насоса здійснювалося за радіальним і торцевим зазором.

На початку дослідження визначали функціональну залежність між структурними параметрами, що формують радіальні та торцеві зазори в качаючому вузлі насоса, та об'ємним ККД насоса. Для цього було підготовлено вісім насосів модифікації НШ-К, які є найбільш поширеними в гідравлічних системах тракторів і комбайнів.

Оскільки ключовим показником, який відтворює працездатність гідронасоса, є його подача або коефіцієнт подачі, виникає потреба у його експериментальному визначенні.

Для формування взаємозв'язку між структурними параметрами деталей насоса (торцевим та радіальним зазорами) та функціональним параметром – об'ємним коефіцієнтом подачі – виконується фізичне моделювання цих зазорів. Слід відмітити, що радіальні та торцеві зазори створюються виникають одночасно і сумарно обумовлюють об'ємні втрати робочої оливи, тому за основу для структурних параметрів приймається загальний зазор.

У зв'язку з цим було проведено інструментальний контроль шестерень, платиків-замикачів та обойм насосів НШ-32К, які перебували в експлуатації, що дозволило сформувавши динаміку зміни зазорів, наведеної в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Показники зазорів у качаючому вузлі насоса НШ-32К.

№ п/п	Зазор в парі «обойма-головка зуба», δ_p , мм	Зазор в парі «платик-торець зуба», δ_m , мм	Сумарний зазор, (δ_3) , мм
1.	0,07	0,05	0,12
2.	0,14	0,10	0,24
3.	0,21	0,15	0,36
4.	0,28	0,20	0,48
5.	0,35	0,25	0,60
6.	0,42	0,30	0,72
7.	0,49	0,35	0,84
8.	0,56	0,40	0,96

При дослідженні впливу сумарного зазору в качаючому вузлі (δ_3) на коефіцієнт подачі насоса виконувався експеримент за однофакторною схемою.

Змодельований насос встановлювався на установку і працював в режимі, що відповідає технічним вимогам щодо температури, швидкісного режиму та тиску в нагнітаючій магістралі (навантаження) під час обкатки та випробовування насоса (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Параметри режиму при випробовуванні гідронасоса НШ-32К.

Агрегат	Швидкість обертання вала, хв^{-1}	Тиск оливи, МПа	Температура оливи, $^{\circ}\text{C}$	Об'ємний коефіцієнт, K_Q	
		В нагнітаючій магістралі насоса		Нового насоса	Придатного до використання без ремонту
НШ-32К	1000 ± 50	$1,0 \pm 0,05$	45 ± 5	0,96	0,50

У запущеної установки (рис. 3.1) встановлюється необхідна частота $n = 1000 \pm 50 \text{хв}^{-1}$ для оберту вала насоса, з застосуванням дроселя і регулювався потік робочої рідини в нагнітаючій магістралі для досягнення встановленого тиску $P_n = 10,0 \text{МПа}$, контрольованого манометром стенда. Після виведення насоса на заданий режим роботи здійснювався контроль його подачі за допомогою лічильників оливи стенда.

Черговим етапом в роботі, для насосів, у яких було виявлено функціональну залежність між зазорами в їх вузлах і подачею агрегату передбачалось повторне їх встановлення на стенд.

Виконувалось їх діагностування визначенням динаміки зміни швидкості тисків у нагнітаючому контурі гідросистеми до виведення агрегату на передбачений режим роботи. Цей параметр використовується як діагностичний під час вхідного контролю насосів і порівнюється з показниками насосів, що мають справний технічний стан.

3.2.2 Методика виявлення технічного стану гідророзподільників при вхідному контролю

У гідророзподільників Р-80 і Р-160, що широко реалізуються гідроприводах мобільних сільськогосподарських машинах, працездатний стан обумовлюється структурними параметрами з'єднання «золотник-отвір корпуса», що в першу чергу обмежує ресурс агрегату.

У гідравлічних розподільників контролюються витoki гідравлічного мастила ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$) обумовлені зазором (δ) в спряженні «золотник - отвір корпуса», за перепадом тиску робочої оливи $\Delta P = 10,0 \text{ МПа}$, при розміщенні золотника в робочому положенні «Підйом».

Контроль втрат робочої оливи проводився на установці КИ-4815М (рис.3.1) за стандартними алгоритмами [10].

3.2.3 Методика визначення технічного стану гідроциліндрів при вхідному контролю

Контроль гідравлічних циліндрів виконувався на установці КИ-4815М, загальний вид якої наведено на (рис. 3.1).

Для випробування гідроциліндра на установці моделювався гідропривід, що складався з гідронасосу НШ-32К, гідророзподільника Р-80 і гідроциліндра Ц-80. У циліндра контролювались такі параметри: об'ємні втрати по штоку, тиск при вільному переміщенні поршня, швидкість уповільнення тиску в порожнинах циліндра при різкій зміні навантаження в межах тиску від 10 МПа до 5 МПа.

Задані умови і контрольовані параметри режимів випробування наводяться в (табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Параметри режиму випробувань гідроциліндра

№ з/п	Назва параметра	Одиниці виміру	Показник параметра
1	Хід штоку	мм	50
2	Тиск робочої оливи	МПа	0...14
3	Швидкість руху штока, не більш	м/с	0,12
4	Кінематична густина оливи	сСт	60
5	Температура оливи	°С	18...80

3.3 Методика оцінки технічного стану об'ємних гідромашин

Розроблення технології вхідного контролю технічного стану аксіально-поршневих гідромашин (насоса НП-90 та мотора МП-90) гідростатичної трансмісії (ГСТ-90) ґрунтуватиметься на перевірці їх внутрішньої й зовнішньої герметичності.

Проблеми зовнішньої герметичності розглядаються насамперед, оскільки подальші етапи алгоритму, пов'язані з перевіркою внутрішньої герметичності, неможливо виконати без попереднього забезпечення належної зовнішньої герметичності.

Її оцінювання може здійснюватися у два етапи: шляхом візуального огляду (перевірка стану торцевого ущільнення на наявність виражених дефектів) та методом пневматичного опресування стисненим повітрям.

Після підтвердження зовнішньої герметичності агрегати проходять випробування на внутрішню герметичність. Цей параметр відображає функціональний зв'язок структурних характеристик основного блоку з витоками оливи, що призводять до втрати працездатності внаслідок ресурсної відмови. Для виконання контролю внутрішньої герметичності було створено спеціальний модуль до стенда КИ-4815М, схема якої наведена на рис. 3.2.

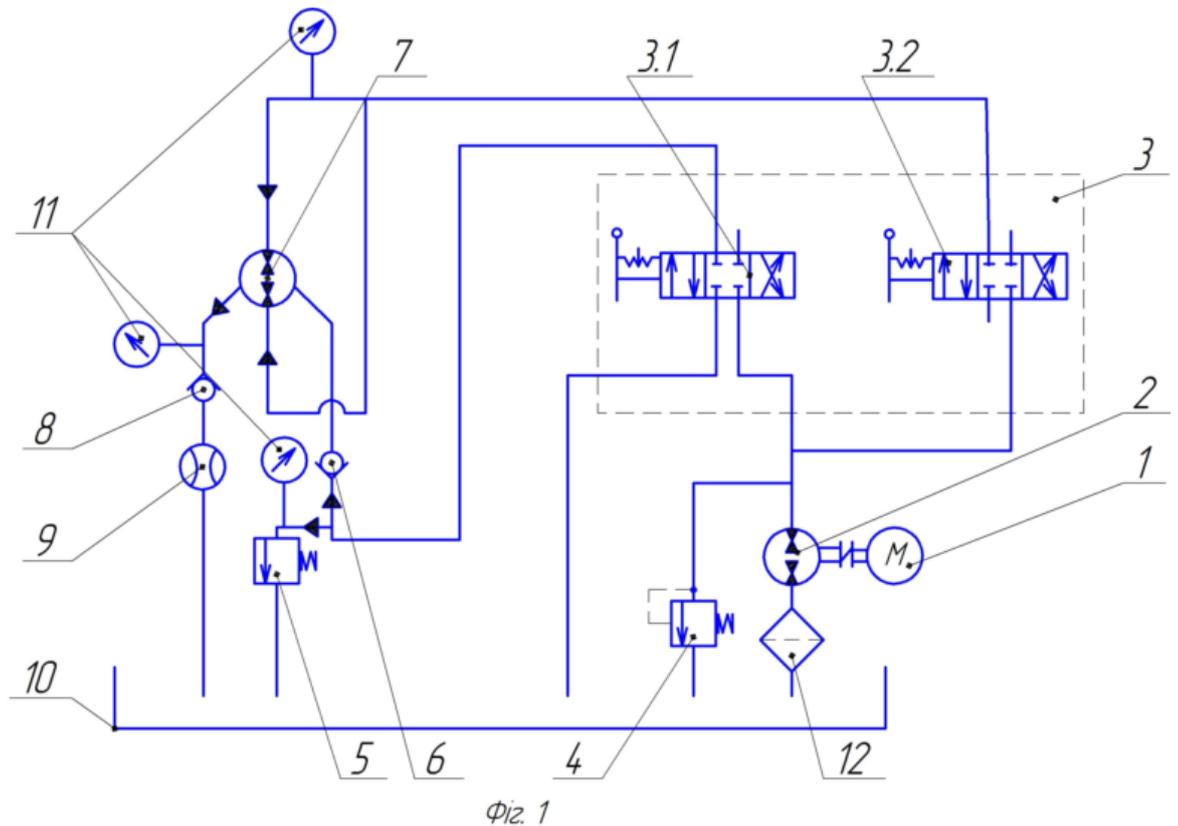


Рисунок 3.2 – Схема гідравлічна модуля для опресування агрегатів: 1 – двигун; 2 – основний насос; 3 – розподільник; 4 – запобіжний клапан лінії високого тиску; 5 – клапан дренажної лінії; 6,8 – зворотний клапан; 7 – агрегат, що діагностується; 9 – лічильник оливи; 10 – бак; 11 – манометри; 12 – фільтр

Модуль працює за такою схемою. Електричний двигун 1 забезпечує рух основного насоса 2, що нагнітає оливу у розподільник 3. За нейтрального положення золотника його секції потік рідини спрямовується в бак 10. Для проведення контролю агрегату 7 спочатку вмикають секцію розподільника 3.1, що подає робочу рідину в дренажну магістраль. Тиск у ній обмежується спрацюванням редукційного клапана 5, налаштованого на величину $P_o = 0,24 \text{ МПа}$.

У цей момент формується у дренажному контурі замкнена магістраль: у якій обмежує потік оливи зворотній клапан 6 для її входу, та редукційний клапан 8 для виходу, який спрацьовує при тиску - $P_p = 0,357 \text{ МПа}$.

Після цього вмикають другу секцію розподільника 3.2, яка подає робочу рідину до основних отворів агрегату 7. Тиск у цій лінії контролюється

манометром 11 і підтримується на номінальному рівні $P_n = 21,0 \text{ МПа}$. Таким чином проводиться опресування основних елементів рухомих з'єднань качаючого вузла агрегату, що дозволяє оцінити їх технічний стан за величиною витоків робочої рідини, спричинених структурними змінами у спряжених деталях.

Поява витоків рідини до корпусу гідроагрегату викликає підвищення тиску в дренажній магістралі та спрацювання редукційного клапана 8. Об'єм витоків, що проходить через цей клапан, фіксується лічильником 9 і відображає технічний стан структурних параметрів рухомих з'єднань качаючого вузла контрольованого агрегату. Після вимірювання рідина повертається до бака 10.

Висновки по розділу.

1. Запропоновані методики оцінювання технічного стану нових гідравлічних агрегатів базуються на визначенні інтегрального показника їх працездатності, що дозволяє суттєво скоротити трудомісткість діагностичних операцій.

2. Упровадження розроблених методик вхідного контролю технічного стану гідравлічних агрегатів у сервісних центрах не вимагає значних додаткових матеріальних ресурсів, що забезпечує їхню практичну доступність та простоту застосування.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТИВ ТА ЇХ ОЦІНКА

4.1 Оцінка працездатності насоса за динамікою тиску в напірній магістралі

Відповідно до методики, викладеної в підрозділі 3.2.1, дослідження виконувалися у два етапи. На першому етапі було визначено функціональну залежність між сумарним зазором δ_3 у спряженнях качаючого вузла насоса та об'ємним коефіцієнтом корисної дії (ОККД) насоса η .

Отримані результати наведено в таблиці 4.1 і подано графічно на рисунку 4.1.

Табл. 4.1 – Значення параметрів, що характеризують зв'язок між загальним зазором у насосному вузлі та ОККД

№з/п	Об'ємний ККД насоса (η)	Сумарний зазор, δ_3 , мм
1	0,94	0,12
2	0,89	0,24
3	0,71	0,36
4	0,59	0,48
5	0,58	0,60
6	0,41	0,72
7	0,27	0,84
8	0,25	0,96

Аналіз даних, наведених у (табл. 4.1), свідчить, що зменшення об'ємного ККД гідравлічного насоса відбувається поступово до досягнення сумарного зазору $\delta_3 = 0,36$ мм (у цей момент ОККД становить $\eta = 0,71$). У порівнянні з новим насосом, зниження об'ємного ККД досягає 26,6%. Подальше збільшення загального зазору до $\delta_3 = 0,48$ мм призводить до падіння об'ємного ККД до $\eta = 0,59$, при якому насос все ще здатний забезпечувати працездатність гідросистеми трактора на всіх режимах роботи. Враховуючи, що граничним значенням об'ємного ККД насоса є $\eta = 0,45 - 0,5$, отримане значення перевищує цей поріг лише на 16,1%.



Рис. 4.1 – Залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії (η) насоса НШ-32-2 від величини загального зазору (δ_z , мм) у спряженнях «корпус – головки зубців» та «платик – торці зубців».

На другому етапі досліджень насоси, для яких була визначена функціональна залежність між структурними параметрами та вихідними (функціональними) показниками, знову встановлювали на установку КІ-4815М. Після цього здійснювали їх діагностування контролем динаміки зміни швидкості тисків у нагнітаючому каналі гідронасоса під час виведення його на заданий режим функціонування (тиск перед дроселем - $P_n = 10,0$ МПа).

Отримані результати зведено в (табл. 4.2) та подано графічно на (рис. 4.2).

Таблиця 4.2 – Дані дослідження працездатності насоса залежно від часу досягнення робочого тиску

№з/п	Загальний зазор, (δ_z), мм	Коефіцієнт подачі (η)	Тиск оливи в напірному контурі, P_n , МПа	Час виходу насоса на встановлений тиск, с
1	0,12	0,94	10,0	0,040
2	0,24	0,89	10,0	0,042
3	0,36	0,71	10,0	0,048
4	0,48	0,59	10,0	0,052
5	0,60	0,58	10,0	0,053
6	0,72	0,41	10,0	0,065
7	0,84	0,27	10,0	0,100
8	0,96	0,25	10,0	0,120

Аналіз отриманих результатів свідчить, що зі зменшенням об'ємного ККД насоса на 5% (що фактично відповідає стану нового насоса, який постачається заводом), час наростання тиску в нагнітаючій магістралі до величини ($P_{н} = 10,0 \text{ МПа}$) збільшується на 2,4%.

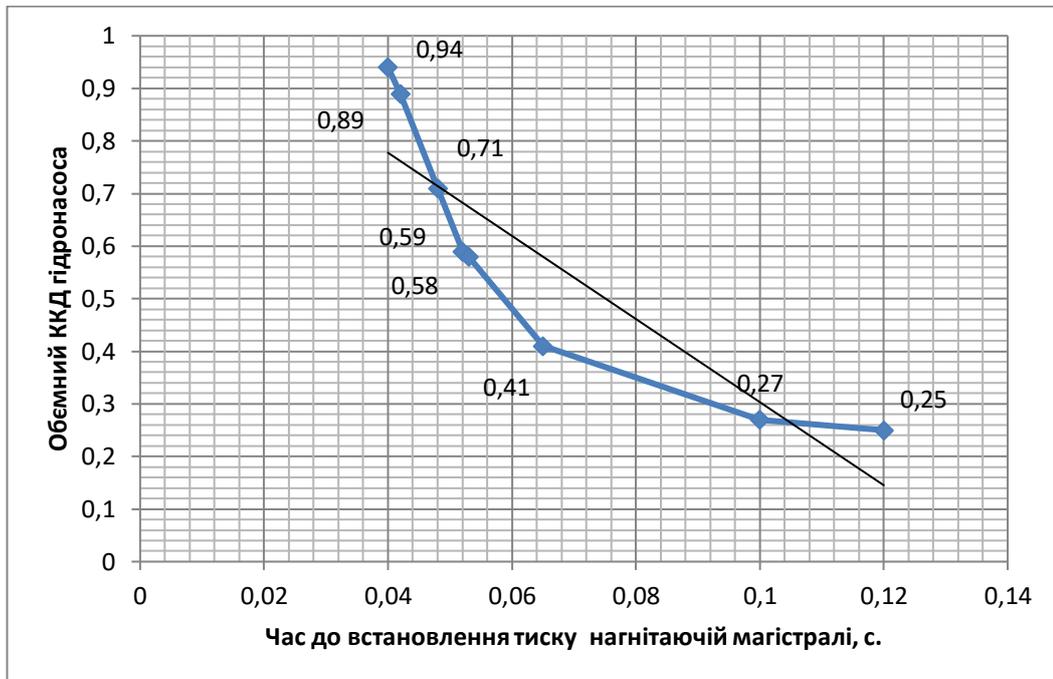


Рисунок 4.2 – Зв'язок між часом підвищення тиску в нагнітальній магістралі насоса та його технічним станом, визначеним за величиною сумарного зазору.

Для нових насосів модифікації НШ-К під час їх випробувань на стенді та контролю технічного стану за часом наростання тиску в нагнітаючій магістралі значення цього параметра повинно знаходитися в межах 0,040–0,042 с.

Таким чином, даний діагностичний параметр може ефективно застосовуватися для вхідного контролю технічного стану насоса на сервісних підприємствах. Він забезпечує інтегральну оцінку структурних параметрів технічного стану насоса та не вимагає тривалого часу на випробування для контролю його коефіцієнта подачі.

Дану гіпотезу підтверджує також те, що при значному зменшенні об'ємного ККД до $\eta = 0,71$ (на 26,6% порівняно з новим насосом) час наростання тиску в головній магістралі збільшується на 16,7%, досягаючи 0,048 с. Це свідчить про достовірність використання даного параметра для діагностування технічного стану насоса.

4.2 Оцінка технічного стану гідравлічного розподільника

Зміни структурних параметрів деталей розподільника безпосередньо впливають на його технічний стан, який оцінюється за величиною втрат робочої рідини в спряженнях. Загальні втрати робочої рідини в розподільнику формуються сумарно з витоків у всіх спряженнях золотникових пар та елементів запобіжних, переливних і запірних клапанів.

Характеристики зміни витоків робочої рідини в спряженнях «корпус – золотник» розподільника залежно від величини зазору, що змінюється внаслідок зношення ущільнюючих поясків отворів у корпусі та золотника, наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Величина втрат робочої рідини ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$) в спряженні «золотник – корпус» гідророзподільника

№ досліджу	№ повтор.	Витоки робочої оливи ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$)	Середнє значення втрат робочої оливи ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$)	Зазор в спряженні ($\delta, \text{мм}$)
1	1	1,20	1,0	0,01
	2	0,80		
	3	1,00		
2	1	1,45	1,50	0,02
	2	1,45		
	3	1,40		
3	1	4,10	4,00	0,03
	2	3,90		
	3	4,00		
4	1	11,90	12,00	0,04
	2	12,10		
	3	12,00		
5	1	29,80	30,00	0,05

Закінчення табл.4.3

	2	30,10		
	3	30,10	-	-
6	1	55,10	55,00	0,06
	2	54,90		
	3	55,00		
7	1	101,00	100,00	0,07
	2	99,00		
	3	100,00		
8	1	151,00	150,00	0,08
	2	149,00		
	3	150,00		

Аналіз отриманих даних свідчить, що при зростанні зазору в спряженні «корпус – золотник» розподільника до $\delta = 0,040\text{мм}$ середнє значення витоків робочої рідини досягає $\Delta Q = 12,0\text{см}^3/\text{с}$, тоді як для нового розподільника об'ємні витки становлять $\Delta Q = 1,0\text{см}^3/\text{с}$, що зумовлено технологічними зазорами, передбаченими в процесі виробництва агрегату.

Наглядно функціональна залежність витоків робочої рідини від зазору в спряженні «отвір корпусу - золотник» показана на (рис.4.3).



Рис. 4.3 – Втрати робочої рідини ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$) в з'єднанні «золотник – отвір корпусу» розподільника від величини зазору ($\delta, \text{мм}$): $\Delta P = 10,0\text{МПа}$ – перепад тиску оливи; розподільник Р-80; золотник у робочій позиції «Підйом»

Значне збільшення витоків робочої рідини $\Delta Q = 4,0 \text{см}^3/\text{с}$ через спряження «золотник – отвір корпусу» гідророзподільника спостерігається

при зазорі $\delta = 0,03 \text{ мм}$, що в чотири рази перевищує аналогічні показники для нового агрегату. Це свідчить про високу інформативність параметра контролю об'ємних втрат через дане спряження при оцінці технічного стану нових гідророзподільників.

Отримана функціональна залежність між зміною структурних параметрів деталей у спряженні «золотник – отвір корпусу» показує, що для вхідного контролю технічного стану гідророзподільника найточнішу оцінку забезпечує контроль об'ємних втрат саме через це спряження. Для нового гідророзподільника об'ємні втрати не повинні перевищувати 3% від величини втрат, закладених при виготовленні агрегату, та перебувати в межах інтервалу $\Delta Q = 1,0 \dots 1,1 \text{ см}^3/\text{с}$.

4.3 Оцінка визначення технічного стану гідроциліндра

Зношування поверхонь деталей гідроциліндрів призводить до двох основних наслідків: витоку робочої рідини назовні гідроагрегату, що є неприпустимим згідно з технічними умовами на виріб, та внутрішніх перетікань робочої рідини у спряженнях «корпус – поршень – шток», що погіршує функціональні показники працездатності гідрофікованих механізмів.

У ході досліджень була висунута гіпотеза щодо можливості використання зміни тиску робочої рідини під час динамічних перехідних процесів функціонування гідроприводів як діагностичного параметра. Перевірка цієї гіпотези здійснювалася на експериментальній установці з використанням гідроагрегатів гідроприводу гідравлічної системи трактора. На установку встановлювали комплекти гідроагрегатів з різним ступенем зношення спряжених деталей, що дозволяло отримати різні показники технічного стану гідроприводу щодо його загального об'ємного ККД.

Досліджувалися характеристики зміни тиску робочої рідини в порожнинах гідроциліндра при швидких змінах швидкості переміщення

поршня (зупинення поршня) та перетікання робочої рідини в трубопроводах і порожнинах гідроциліндра. Результати цих досліджень наведено в (табл. 4.4). Таблиця 4.4 – Показники тривалості часу ($\Delta t_1, c$) збільшення тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра, при зупиненому поршні, від об'ємного ККД (η) гідравлічного приводу.

№ дослідю	№ повтор.	Тривалість часу зростання тиску в порожн. гідроцил., ($\Delta t_1, c$)	Середнє значення тривалості часу зростання тиску в порожн. гідроцил., ($\Delta t_1, c$)	Об'ємний ККД гідросистеми, (η)
1	1	0,21	0,21	0,10
	2	0,19		
	3	0,20		
2	1	0,13	0,15	0,20
	2	0,16		
	3	0,16		
3	1	0,09	0,08	0,30
	2	0,07		
	3	0,08		
4	1	0,08	0,07	0,40
	2	0,06		
	3	0,07		
5	1	0,07	0,06	0,50
	2	0,06		
	3	0,05		
6	1	0,06	0,05	0,60
	2	0,04		
	3	0,05		
7	1	0,046	0,045	0,70
	2	0,045		
	3	0,044		
8	1	0,05	0,04	0,80
	2	0,03		
	3	0,04		

Отримана функціональна залежність між часом наростання тиску в порожнині гідроциліндра (при його різкій зупинці) і об'ємним ККД гідроприводу також представлена графічно на (рис.4.4). Її аналіз показує, що за умови коли ККД гідропривода (насоса) досягає граничного значення $\eta = 0,50$ тривалість часу зростання тиску в нагнітаючій порожнині

гідроциліндра зростає в 1,5 рази в порівнянні з новим насосом, який забезпечує ККД гідроприводу в межах $\eta = 0,85 - 0,90$.

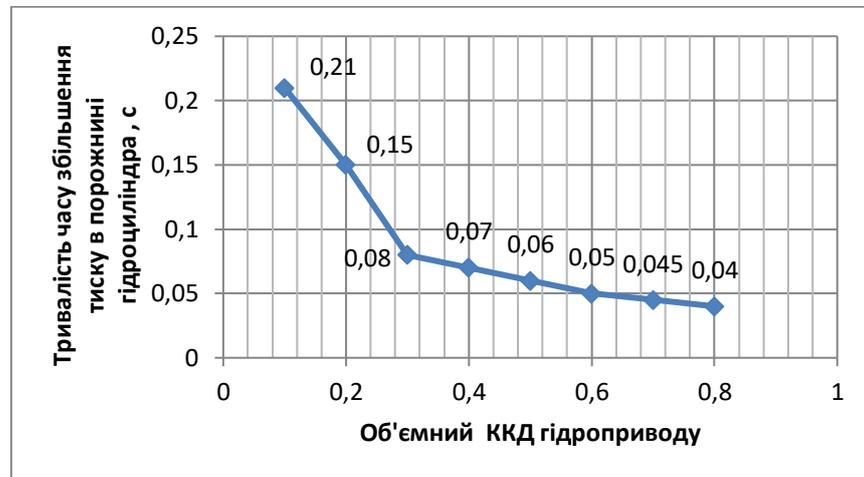


Рисунок 4.4 – Залежність тривалості наростання тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра (Δt_1) при зупинці поршня від об'ємного ККД гідроприводу

Отримана функціональна залежність демонструє взаємозв'язок між загальними об'ємними втратами робочої рідини та працездатністю гідроциліндра, який визначається герметичністю спряження «корпус – поршень – шток» і оцінюється за величиною тривалості наростання тиску в порожнині гідроциліндра.

Характер зміни тиску робочої оливи в порожнинах гідроциліндра при варіюванні втрат робочої оливи в спряженні «корпус – поршень – шток» наведено в (табл. 4.5) та представлено на (рис. 4.5).

Таблиця 4.5 – Показники часу (тривалості) зменшення тиску в порожнині гідроциліндра від витоків оливи

№ дослідю	№ повтор.	Тривалість зменшення тиску в порожнині гідроциліндра ($\Delta t_2, c$)	Середнє значення тривалості зменшення тиску в порожн. гідроц. ($\Delta t_2, c$)	Втрати робочої рідини ($\Delta Q, cm^3/c$)
1	1	86,0	85,0	0,05
	2	84,0		
	3	85,0		
2	1	57,0	58,0	0,10
	2	59,0		

Закінчення табл.4.5

	3	58,0		
3	1	41,0	40,0	0,20
	2	38,0		
	3	41,0		
4	1	21,0	20,0	0,40
	2	20,0		
	3	19,0		
5	1	19,0	18,0	0,80
	2	17,0		
	3	18,0		
6	1	10,0	11,0	1,2
	2	10,0		
	3	13,0		
7	1	9,0	8,0	1,6
	2	7,0		
	3	8,0		
8	1	4,0	4,0	2,0
	2	3,9		
	3	4,1		
9	1	3,7	3,5	2,4
	2	3,4		
	3	3,4		

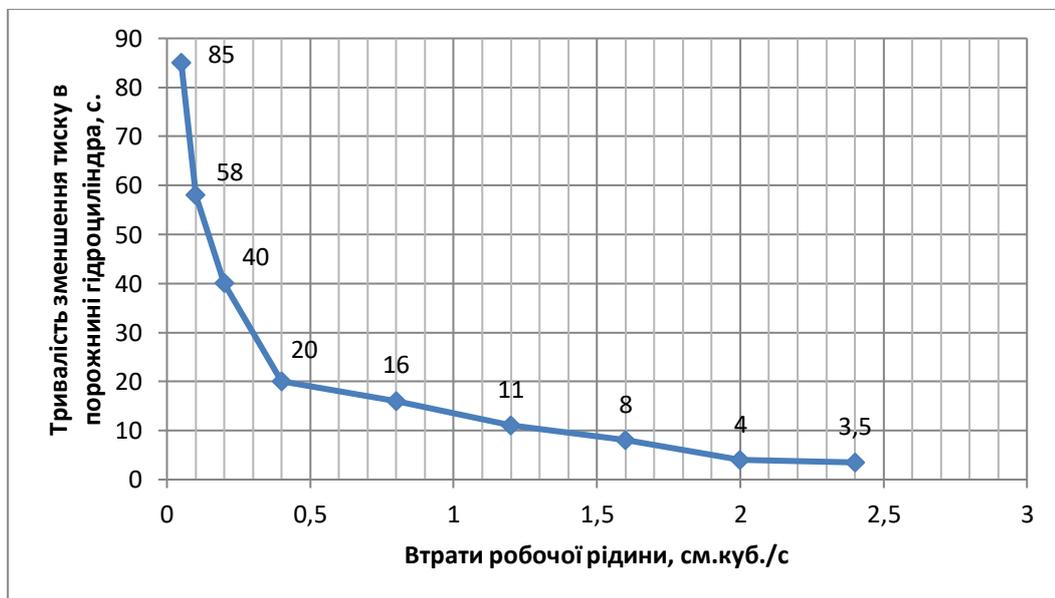


Рисунок 4.5 – Залежність тривалості зниження тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра ($\Delta t_2, c$) від величини втрат оливи ($\Delta Q_2, cm^3/c$)

Із аналізу отриманих даних видно, що при витоках робочої оливи в гідроциліндрі через спряження «корпус – поршень – шток», які

характеризують внутрішню герметичність гідроциліндра та є ресурсообмежуючим параметром, тривалість підтримки тиску в порожнині гідроциліндра починає різко зменшуватись, якщо витоки перевищують ($\Delta Q_2 = 0,1 \text{ см}^3/\text{с}$).

При цьому спостерігається, що якщо витоки робочої рідини не перевищують $\Delta Q_2 = 0,05 \text{ см}^3/\text{с}$, зменшення тривалості тиску в порожнині гідроциліндра не перевищує 15% порівняно з новим гідроциліндром. Це свідчить про можливість використання даного параметра для контролю технічного стану гідроциліндрів під час їх вхідного контролю на сервісних центрах.

Дана характеристика відображає інтенсивність зміни тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра при варіюванні витоків у спряженнях «корпус – поршень – шток» і дозволяє оцінювати технічний стан гідроциліндра за цим параметром під час динамічних перехідних режимів роботи гідроприводу.

4.4 Результати вхідного контролю об'ємних гідромашин

Передремонтне діагностування повнокомплектної аксіально-поршневої гідромашини є досить складним завданням, оскільки дефекти можуть виникати як у качаючому вузлі насоса або гідромотора, так і в інших складових вузлах. Наприклад, у основного гідронасоса порушення роботи системи регулювання робочого об'єму може бути спричинене зміною технічного стану насоса підживлення, зношенням золотника гідророзподільника, що керує робочим об'ємом, або зносом деталей качаючого вузла гідронасоса. Кожна з цих несправностей ускладнює визначення справжньої причини втрати працездатності гідроагрегату, що підтверджує необхідність демонтажних робіт із зняттям додаткових вузлів для повного обстеження основних агрегатів.

До таких вузлів належать насос підживлення, клапанна коробка та розподільник керування робочим об'ємом. Демонтовані вузли можна легко встановити на випробувальних стендах для перевірки їх технічного стану, спираючись на функціональну залежність між структурними та діагностичними параметрами спряжень деталей.

Для контролю роботи та герметичності гідророзподільника, що керує робочим об'ємом основного гідронасоса, оптимальним є метод гідравлічного опресування. Цей спосіб передбачає перевірку тиску в магістралях гідророзподільника та контроль витоків робочої рідини при нейтральному положенні золотника, особливо для вузлів, у яких спостерігається досягнення граничного значення тиску.

Досліджений технічний стан гідравлічних розподільників у об'ємних насосів ПН-90, які надійшли в ремонт, дозволив визначити характер і розподіл їхніх несправностей, представлених на (рис. 4.6).

Отримані результати показують, що у 71% перевірених гідророзподільників спостерігається зниження ресурсної надійності, що проявляється прогресуючим збільшенням зазору у спряженні «золотник – отвір корпусу».

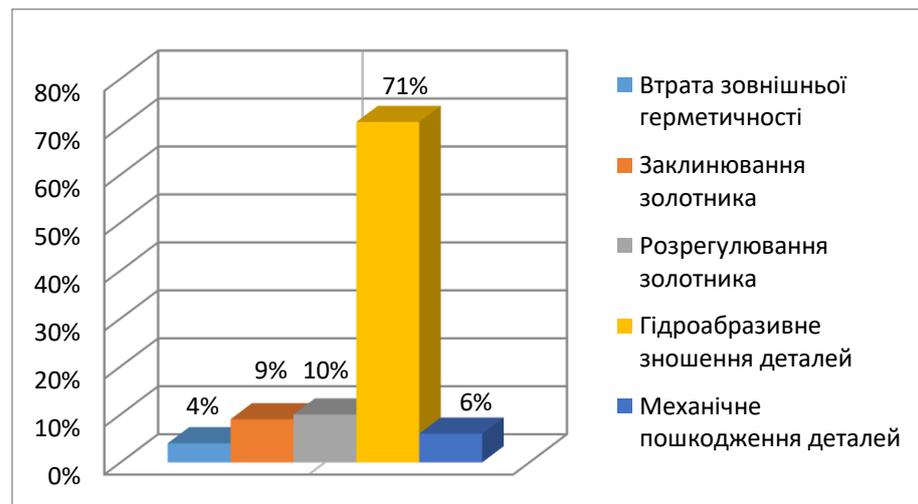


Рис. 4.6 – Структура розподілу причин втрати працездатності розподільника керування робочим об'ємом насоса

При проявленні таких несправностей, як втрата герметичності по вісі ричага (4%), заїдання - (9%), порушення нейтрального положення (10%) робота трансмісії не можлива. Усунення цих несправностей здійснюється шляхом регулювальних робіт або повної заміни гідророзподільника.

Отже, критерієм відбору є гідророзподільники, у яких зафіксовано зміну структурних параметрів деталей, що утворюють спряження «золотник – отвір корпусу», тобто прояв їхнього ресурсного зносу.

Результати стендових випробувань гідророзподільників на герметичність при статичному тиску в магістралі керування наведені на (рис. 4.7).

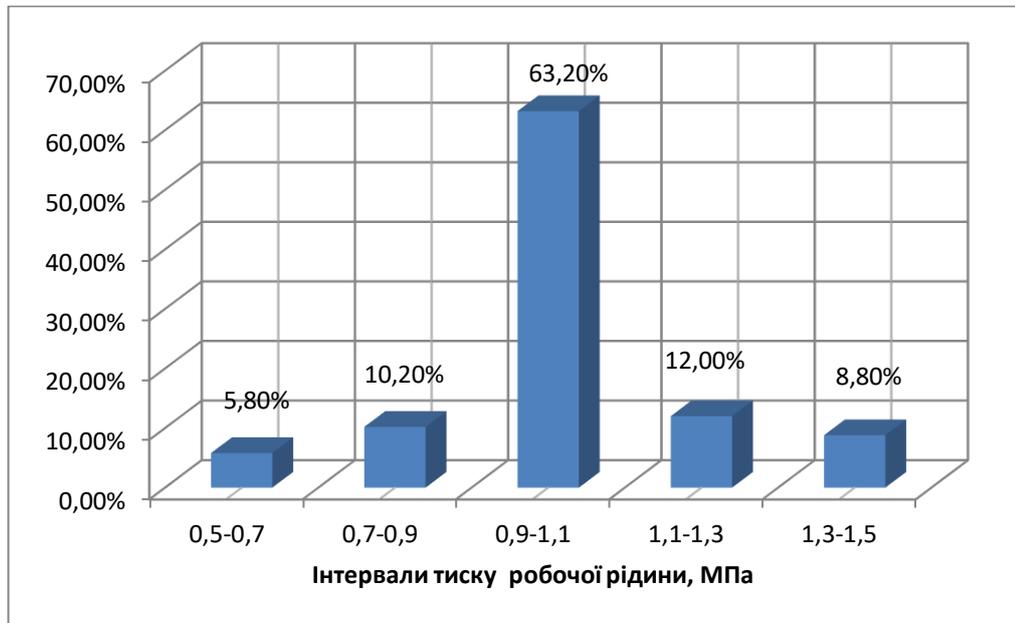


Рис. 4.7 – Гістограма розподілу гідророзподільників за величиною робочого тиску

За результатами стендових випробувань встановлено, що 5,8% гідророзподільників мають робочий тиск у межах 0,5–0,7 МПа, що дорівнює їх граничному показнику. Додаткове контролювання втрат оливи в цих вузлах показало, що за обсягом вони більше - 1 л/хв, що згідно паспортних даних не відповідає їх працездатному стану.

Максимальна частка розподільників (63,2%) забезпечує робочі тиски у межах 0,9–1,1 МПа, що свідчить про їхню працездатність і достатній залишковий ресурс для подальшої експлуатації.

Гідророзподільники з тиском у діапазоні 0,7–0,9 МПа становлять 10,2% і, хоча ще не досягли граничного значення тиску, їх подальша експлуатація є недоцільною через малий залишковий ресурс. Ці агрегати потребують проведення ремонтних робіт.

За результатами стендових випробувань, 84% гідророзподільників придатні для встановлення на аксіально-поршневі гідронасоси без додаткових ремонтних втручань, тоді як решта (16%) мають потребу в відновленні працездатності спряження «золотник – отвір корпусу».

Аналіз технічного стану клапанних коробок гідромоторів ПМ-90, що надійшли на ремонт, дозволив класифікувати їхні несправності. Розподіл цих несправностей наведено на рис. 4.8.

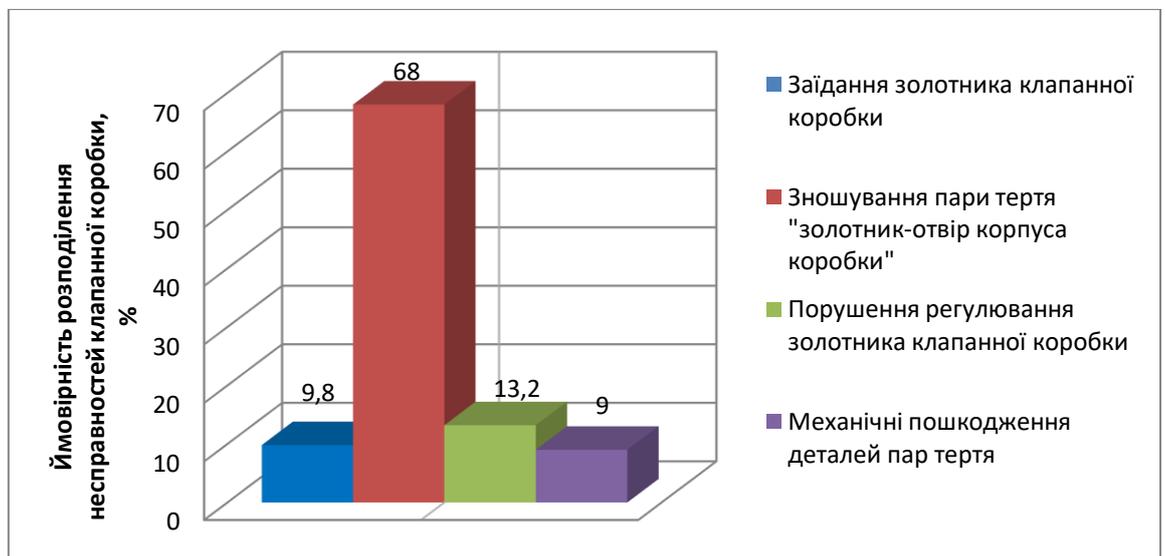


Рис. 4.8 – Структура розподілу несправностей клапанної коробки аксіально-поршневого гідромотора

Детальний аналіз показав, що (68%) клапанних коробок мають низьку параметричну надійність, що обумовлюється поступовим збільшенням зазору у прецизійній парі «золотник – отвір корпусу».

За наявності несправностей, як заїдання золотника клапанної коробки (9,8%) або механічні ушкодження (9,0%), експлуатація машини стає неможливою, і усунення несправності здійснюється шляхом повної заміни клапанної коробки.

Отже, для контролю технічного стану найбільш придатними є клапанні коробки з чітко вираженим дефектом - зносом тертєвої пари «золотник – отвір корпусу». Оцінка стану цього спряження здійснюється за допомогою методу гідравлічного опресування.

Результати стендових випробувань клапанних коробок гідравлічним опресуванням представлені на (рис. 4.9).

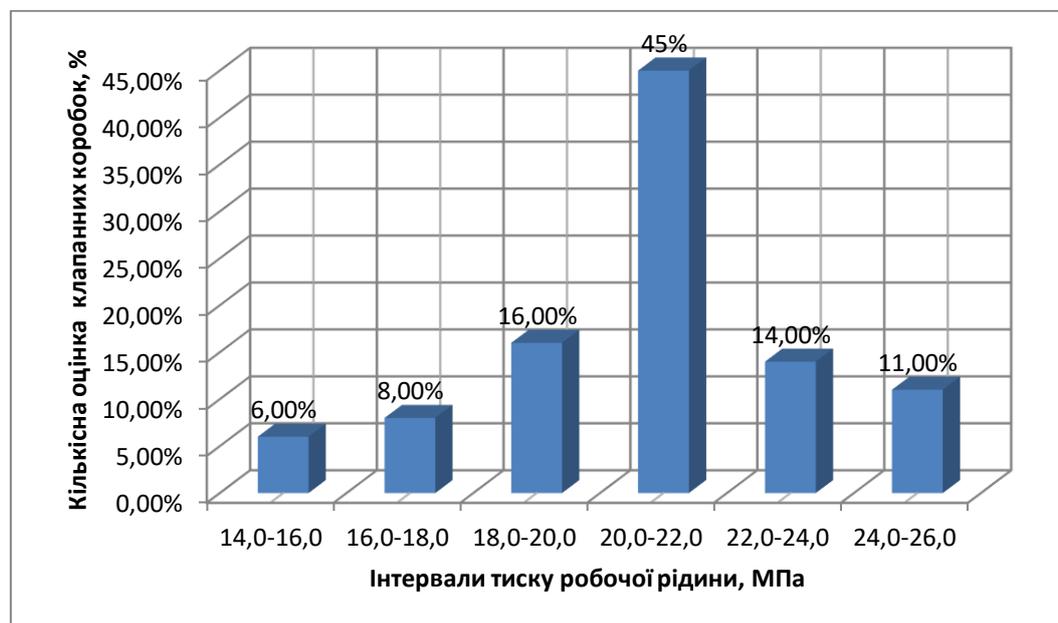


Рис. 4.9 - Гістограма розподілення за робочим тиском клапанних коробок

Аналіз результатів стендових випробувань клапанних коробок показав, що приблизно 70% коробок забезпечують тиск у нагнітаючій магістралі вище номінального значення ($P_H = 21,0$ МПа) і можуть бути використані надалі, тоді як 30% потребують проведення ремонтних робіт. Ці результати вхідного

контролю технічного стану клапанних коробок підкреслюють актуальність його застосування для оцінки об'єктів ремонту.

Інтегральна оцінка технічного стану спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин проводиться після перевірки їх зовнішньої герметичності методом пневматичного опресування. Цей етап дозволяє оцінити стан торцевих ущільнень, порушення герметичності яких на початковому етапі вхідного контролю може з певною ймовірністю свідчити про наявність структурних змін у деталях качаючих вузлів.

У разі виявлення розгерметизації агрегатів здійснюється заміна торцевого ущільнення, після чого проводиться гідравлічне опресування для контролю внутрішньої герметичності через витоки робочої рідини в дренажні отвори. Відновлення технічного стану торцевого ущільнення необхідне для забезпечення дренажного тиску ($P_D = 0,30\text{--}0,45$ МПа) у корпусах гідромашин, що гарантує достовірну оцінку об'ємних втрат робочої рідини.

Результати кількісної оцінки витоків оливи в качаючих вузлах агрегатів, що надійшли на ремонт і пройшли гідравлічне опресування, представлені на рис. 4.10.

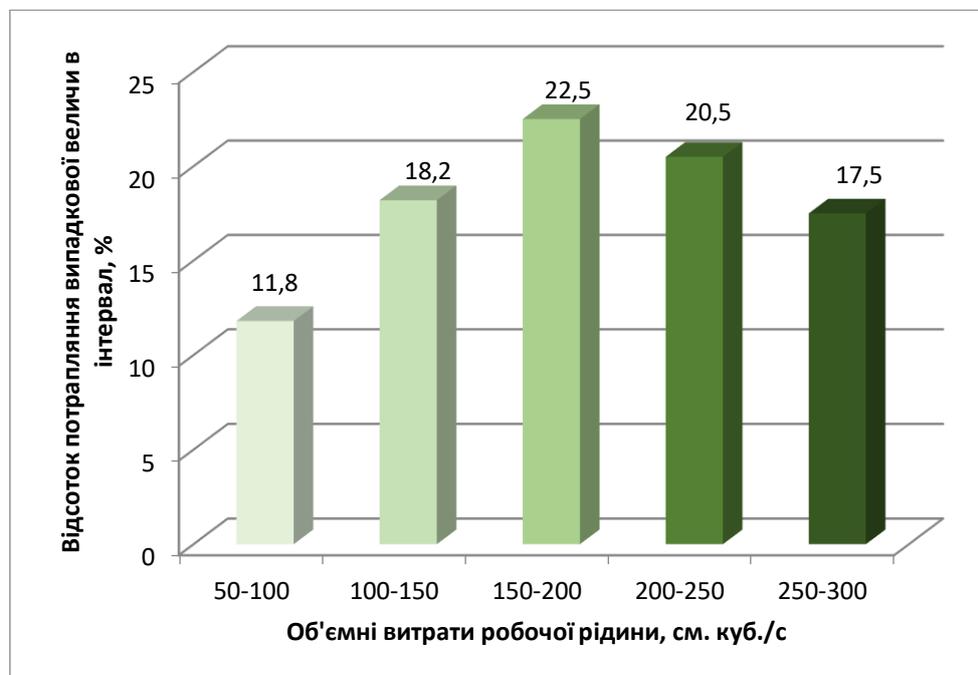


Рис. 4.10 – Розподіл аксіально-поршневих гідромашин за об'ємними витратами робочої оливи в качаючих вузлах за результатами вхідного контролю методом гідравлічного опресування

Детальний аналіз об'ємних втрат робочої рідини у спряженнях качаючих вузлів показав, що близько 38% агрегатів мають сумарні втрати, які досягли граничного значення $-(225 \text{ см}^3/\text{с})$. Такі агрегати потребують ремонту, зокрема розбиранню та дефектації деталей.

У решти 62% гідроагрегатів величини об'ємних втрат не дозволяють здійснити диференційовану оцінку стану спряжень качаючих вузлів. Для таких агрегатів необхідно застосовувати операційний контроль із відповідними методами та засобами вимірювань.

Вхідний контроль технічного стану насоса підживлення, що входить до складу основного аксіально-поршневого гідронасоса та призначений для подачі робочої рідини в магістраль керування його робочим об'ємом і одночасної компенсації сумарних об'ємних втрат, здійснюється шляхом визначення коефіцієнта його подачі.

Висновки по розділу.

1. Зміна об'ємного ККД гідравлічного насоса відбувається поступово до певного зазору $\delta_3 = 0,36 \text{ мм}$ (об'ємний ККД досягає заданого значення $\eta = 0,71$), при цьому зменшення ККД складає 26,6% порівняно з новим насосом. Подальше збільшення сумарного зазору до $\delta_3 = 0,48 \text{ мм}$ призводить до зниження об'ємного ККД до $\eta = 0,59$, при цьому насос здатний забезпечувати роботу гідравлічної системи трактора у всіх режимах. Це свідчить про складність використання об'ємного ККД насоса як контрольного параметра для оцінки його технічного стану.

2. При зменшенні об'ємного ККД насоса на 5%, що практично відповідає новому стану насоса, який відпускається заводом, час наростання тиску в нагнітаючій магістралі досягає ($P_n = 10,0 \text{ МПа}$) - зростання на 2,4%. Значення цього часу знаходяться в інтервалі 0,040–0,042 с, що дозволяє використовувати даний параметр як діагностичний для вхідного контролю технічного стану насоса на сервісних підприємствах. Він забезпечує

інтегральну оцінку структурних параметрів насоса і при цьому не потребує тривалого випробовування для контролю його коефіцієнта подачі.

3. Отримана залежність між зміною структурних параметрів деталей в спряженні «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника показує, що для вхідного контролю технічного стану гідророзподільника найбільш точну оцінку дає параметр контролю об'ємних втрат через дане спряження, які у нового гідророзподільника не повинні перевищувати 3% відсотка від об'ємних втрат закладених при виготовленні агрегату і знаходитись в інтервалі $\Delta Q = 1,0 \dots 1,1 \text{ см}^3/\text{с}$.

4. Якщо втрати робочої рідини не перевищують $\Delta Q_2 = 0,05 \text{ см}^3/\text{с}$, зменшення тривалості тиску в порожнині гідроциліндра не перевищує 15% порівняно з новим гідроциліндром. Це свідчить про можливість використання даного параметра для контролю технічного стану гідроциліндрів під час їх вхідного контролю на сервісних центрах.

5. Запропонована диференційна методика оцінювання технічного стану аксіально-поршневих гідромашин ґрунтується на поєднанні гідравлічного опресування, пневматичного контролю герметичності та стендових випробувань окремих вузлів (гідророзподільника, клапанної коробки, насоса підживлення), що дозволяє однозначно ідентифікувати джерело несправності.

6. Отримані результати випробувань свідчать, що близько 30–40 % агрегатів, які надходять на ремонт, мають граничний технічний стан і потребують дефектації, тоді як решта можуть бути використані повторно після регулювальних робіт.

7. Впровадження запропонованої моделі контрольно-діагностичної системи у технологічний процес ремонту гідростатичних трансмісій дозволяє підвищити достовірність оцінки технічного стану гідроагрегатів, зменшити обсяг розбирання та трудомісткість ремонтних робіт і підвищує загальну надійність гідравлічних систем мобільних машин.

5. ПРАЦЯ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС НАДЗВИЧАЙНИХ ПОДІЙ

5.1 Оцінка виробничого середовища та протипожежного захисту у сервісному підрозділі

Виробничий підрозділ призначений для вхідного контролю агрегатів гідравлічних приводів мобільних машин при повнокомплектному їх ремонті.

Проведення контрольних-діагностичних операцій для визначення якості ремонту гідраагрегатів по кооперації потребує особливого оснащення дільниці з вхідного контролю технічного стану як нових, так і відремонтованих гідравлічних агрегатів.

Для контролю агрегатів гідравлічної системи тракторів на дільниці розміщується стенд КІ-4815М, який задіяний для діагностування насосів, розподільників, гідроциліндрів та складових аксіально-поршневих гідромашин. За необхідності проведення підрозбиральних робіт на дільниці розміщується універсальний стенд РГ-1482-03, оснащений супутником для переміщення агрегатів в просторі. На дільниці застосовується передвижний стіл слюсаря-діагноста СП-607 для підготовки деталей до контрольних операцій і транспортування їх до контрольних стендів. Стенд КІ-1962 призначений для контролю технічного стану аксіально-поршневих гідромашин. Стенд обслуговується консольно-поворотним краном КПК-4,4 для установки і зняття об'ємних гідромашин для проведення контрольних операцій.

Площа дільниці становить 120 м^2 , а об'єм - 864 м^3 . Вона відокремлена від інших підрозділів майстерні стінами, та має двері розміром $2,3 \times 3,5 \text{ м}$ і два віконні прорізи. Основне та допоміжне обладнання розташоване відповідно до технічних вимог: відстань від обладнання до стінок - $0,3\text{--}0,7 \text{ м}$, між обладнанням - $1,0\text{--}2,5 \text{ м}$.

Виробнича діяльність дільниці полягає у проведенні діагностування гідравлічних агрегатів. Під час виконання цих робіт на дільниці можуть виникати шкідливі фактори, серед яких: токсичні пари оливи та

знежирувачів, підвищений шумовий рівень в приміщенні та вібрації від стендів в робочих зонах.

Витоками небезпечних парів є робочі оливи, що застосовуються при випробуваннях гідроагрегатів на стенді, а також миючі рідини та розчинники, які використовуються для зовнішнього очищення агрегатів та знежирення.

На дільниці технічного сервісу гідравлічних агрегатів спостерігаються шкідливі виробничі фактори, які можуть створювати травматичні ситуації і впливати на здоров'я працівників. Їх поява обумовлюється використанням несправного інструменту при проведенні розбирально-складальних операцій або пристроїв, які не призначені для їх проведення. Відсутності захисних екранів в місцях де обертаються деталі, викиду гідравлічних рукавів із-за неправильної їх установки та ін.

Основними чинниками появи шумів являються механізований переносний інструмент, представлений електричними викрутками і пневматичними гайковертами, та робота випробувальних стендів на яких шумове навантаження створюється роботою електродвигуна стенда та безпосередньо від працюючого агрегату.

Поява вібрацій на дільниці виникає під час роботи стендів при проведенні операцій вхідного контролю.

Відділення сервісу гідроагрегатів відноситься до зорво-навантажених робіт [11]. Нормоване значення коефіцієнта природного освітлення: при верхньому та комбінованому – 4%, при боковому – 1,5% для точних робіт четвертого розряду. Загальна освітленість при штучному світлі повинна становити 200 лк, коефіцієнт пульсації – до 20%, показник осліплення – не більше 40. На дільниці застосовуються люмінесцентні лампи, які забезпечують рівномірне освітлення, високу світловіддачу та стабільну роботу при різних температурах.

Виробнича дільниця класифікується за можливістю виникнення пожеж як категорія «В–Пожежонебезпечна» згідно з [12]. Це пов'язано з наявністю легкозаймистих, горючих та важкогорючих матеріалів, питома пожежна

навантаження яких на ділянках площею $\geq 10 \text{ м}^2$ перевищує 180 МДж/м^2 . За пожежною небезпекою дільниця належить до класу П-1.

Пожежі на дільниці можуть виникати через: спалах паливно-мастильних матеріалів від іскор чи нагріву (клас В); короткі замикання, перегрів або перевантаження електрообладнання (клас Е).

5.2 Організаційно-технічні заходи для підвищення безпеки та комфорту праці

Впровадження нових технологічних процесів у відділеннях майстерні вимагає технологічного перепланування та розробки додаткових заходів з охорони праці.

Для покращення умов праці та запобігання травматизму на дільниці пропонується: Встановити місцеву примусову вентиляцію на робочих місцях обкатки та випробування гідроагрегатів; Розташувати технологічне обладнання та робочі місця відповідно до графіка вантажопотоку; передбачити зберігання робочих олів в спеціальних резервуарах, щоб мінімізувати випаровування та витіки; Оснастити робочі місця верстатників решітчастими підставками; Встановити стілажі-накопичувачі на робочих місцях комплектування деталей; Оснастити обладнання, що є джерелом шуму та вібрацій, гумовими амортизаторами; Провести утеплення та ремонт дверних і віконних проємів майстерні перед осінньо-зимовим періодом для усунення протягів і зменшення тепловтрат;

Для забезпечення нормативного рівня освітленості робочих місць слюсарно-механічного відділення буде проведена перевірка площі наявних віконних отворів на відповідність вимогам.

Розрахунок площі світлових прорізів виконується за [11]:

а) для бокового освітлення приміщень за формулою:

$$S_0 = \frac{e_n \cdot K_3 \cdot \eta_o}{100 \cdot m \cdot \tau_o \cdot r_1} K_{\text{бод}} \cdot S_n, \quad (5.1)$$

де S_0 – площа світлових проїомів (в світлі) для бокового освітлення, m^2 ;

S_n – площа підлоги відділення ($S_n = 109 m^2$);

e_n – про нормований показник (КПО) ($e_n = 1 \%$);

m – коефіцієнт світлового прорізу ($m = 1,06$);

K_3 – коефіцієнт запасу ($K_3 = 1,2$);

η_o – характеристика вікна за світлом ($\eta_o = 9,5$);

r_1 – показник, що враховує зростання (КПО) для бокового освітлення завдяки світлу, що відбивається від поверхонь, які прилеглі до будинку ($r_1 = 1,45$);

$K_{\text{бюд}}$ – показник, що враховує затінення вікон сусідніми будовами ($K_{\text{бюд}} = 1$);

τ_0 – сумарний коефіцієнт світлового пропускання, визначається за виразом:

$$\tau_0 = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5, \quad (5.2)$$

де τ_1 – показник світлового пропуску матеріалу ($\tau_1 = 0,66$);

τ_2 – показник, що враховує світлові втрати у віконній рамі ($\tau_2 = 0,75$);

τ_3 – показник, що враховує світлові втрати у базових конструкціях (для бокового освітлення ($\tau_3 = 1$); для верхнього – $\tau_3 = 0,8 - 0,9$);

τ_4 – показник, що враховує світлові втрати у сонцезахисних пристроїв ($\tau_4 = 1$);

τ_5 – показник, що враховує світлові втрати через захисні сітки, які розміщуються під ліхтарями ($\tau_5 = 1,0$).

$$\tau_0 = 0,66 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,495$$

Тоді

$$S_0 = \frac{1 \cdot 1,2 \cdot 9,5}{100 \cdot 1,06 \cdot 0,495 \cdot 1,45} \cdot 1 \cdot 109 = 16,3 \text{ м}^2$$

Щоб забезпечити нормативний рівень природного освітлення (КПО), площа вікон повинна становити $S_0 = 16,3 \text{ м}^2$. Фактична площа віконних отворів складає $14,8 \text{ м}^2$, що відхиляється від розрахункової менш ніж на 10 %. Отже, природне освітлення відповідає встановленим вимогам.

Для зниження ризику виникнення пожеж у відділенні доцільно впровадити такі заходи: дотримуватися протипожежних вимог під час монтажу електропроводки та обладнання; забезпечити правильну експлуатацію устаткування згідно з відповідними інструкціями; регулярно контролювати умови зберігання пожежонебезпечних і несумісних матеріалів; встановити екрани на електродвигуни верстатів; перед виконанням ремонтних робіт ретельно очищати всі деталі від нафтопродуктів.

Вибір типу та кількості необхідних вогнегасників для відділення здійснюється відповідно до вимог з урахуванням площі приміщення та виду вогнегасника — порошкового, водяного, водопінного чи вуглекислотного.

5.3 Дії при надзвичайних ситуаціях у виробничому приміщенні

На виробничій ділянці з технічного обслуговування та ремонту гідроагрегатів у процесі роботи можливе виникнення різноманітних аварійних та небезпечних ситуацій. Основними причинами можуть бути несправності обладнання, порушення правил експлуатації, недотримання вимог безпеки або раптовий вплив шкідливих виробничих факторів.

Однією з найбільш імовірних є аварійна ситуація, пов'язана з ураженням працівника електричним струмом під час роботи на стендах чи іншому електрообладнанні. У такому випадку першочерговим заходом є негайне знеструмлення обладнання. Якщо ураження легке, потерпілому надається допомога із застосуванням засобів медичної аптечки. У разі

виникнення значних опіків, судом чи погіршення загального стану необхідно негайно викликати бригаду швидкої медичної допомоги.

Якщо працівник втратив свідомість і знаходиться у контакті з електричним дротом, слід переконатися у відсутності напруги. У разі сумнівів дріт необхідно відвести від потерпілого за допомогою діелектричних або дерев'яних предметів, не торкаючись його відкритими руками.

У ситуації отруєння парами шкідливих речовин у робочій зоні необхідно оперативно забезпечити провітрювання приміщення, вивести або винести потерпілого на свіже повітря та перевірити його стан. За потреби слід провести штучне дихання та одразу викликати швидку допомогу.

У разі травмування, спричиненого виходом з ладу інструмента чи обладнання, насамперед потрібно вимкнути несправне устаткування й забезпечити постраждалому зручне положення. Якщо травма незначна, достатньо надати першу медичну допомогу із використанням аптечки. У випадку тяжких ушкоджень - негайно викликати медичних фахівців і підтримувати потерпілого до їх прибуття.

Про будь-яку аварійну ситуацію працівники зобов'язані негайно повідомити керівника дільниці та адміністрацію підприємства. Своєчасне реагування дозволяє мінімізувати наслідки події та запобігти повторенню подібних випадків у майбутньому.

Висновки по розділу.

Проведені розрахунки показали, що для забезпечення нормативного рівня природного освітлення (КПО) площа світлових прорізів повинна становити визначене розрахунком значення. Фактична площа віконних отворів відрізняється від розрахованої менш ніж на 10 %, що свідчить про відповідність природного освітлення встановленим нормативним вимогам та забезпечує достатній рівень освітленості робочих місць.

6. ОЦІНЮВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Запровадження нових методів діагностування гідравлічних агрегатів як під час вхідного контролю, так і в процесі експлуатації суттєво скорочує час пошуку несправностей у разі втрати працездатності агрегатів, а також зменшує тривалість ресурсного діагностування під час планових технічних обслуговувань.

Впровадження запропонованих заходів передбачає придбання основного обладнання загальним кошторисом – 100000 грн.

Для здійснення економічної оцінки необхідно визначити такі основні показники:

1. Кошторис річних діагностувань.

$$B_D = \eta \cdot B_{OD}, \quad (6.1)$$

де η^B , η^P - дійсна і проектна, ($\eta^B = 700 \text{ од.}$, $\eta^P = 1000 \text{ од.}$)

B_{OD} - кошторис 1-го контролю, грн. ($B_{OD} = 550 \text{ грн.}$);

$$B_D^B = 700 \cdot 550 = 385000 \text{ грн.}$$

$$B_D^P = 1200 \cdot 550 = 660000 \text{ грн}$$

2. Експлуатаційні затрати:

$$E_B = 3П + A + B_{EL} + B_{P.OB} + B_{p.m} + I_B, \quad (6.2)$$

де $3П$ – за робітня платня;

A – амортизаційні відрахування;

B_{EL} – кошторис електроенергії;

B_{PEM} – кошторис сервісного обслуговування устаткування;

$B_{p.m}$ - кошторис матеріалів для ремонту.

IB – додаткові затрати.

Дохід робочих:

$$ЗП = З_{CP} \cdot N_P \cdot 12 + З_{П.Н}, \quad (6.3)$$

де $З_{CP}$ - середній рівень оплати праці, грн ($З_{CP}^B = З_{CP}^П = 8500 \text{ грн}$);

N_P - число слюсарів, ($N_P^B = 1 \text{ чол.}$, $N_P^П = 2 \text{ чол.}$);

$З_{П.Н}$ - начислення, ($З_{П.Н} = 0,22 \cdot (З_{CP} \cdot N_P \cdot 12)$).

$$З_{CP}^B = 8500 \cdot 1 \cdot 12 = 102000 \text{ грн},$$

$$З_{CP}^П = 8500 \cdot 2 \cdot 12 = 204000 \text{ грн},$$

Відрахування з фонду оплати праці:

$$З_{П.Н}^B = 0,22 \cdot 102000 = 22440,0 \text{ грн}$$

$$З_{П.Н}^П = 0,22 \cdot 204000 = 44880,0 \text{ грн}$$

Сумарна оплата праці:

$$З_{П}^B = 102000 + 22440,0 = 124440,0 \text{ грн},$$

$$З_{П}^П = 204000 + 44880,0 = 248880,0 \text{ грн},$$

Знос виробничого устаткування.

$$A_{обл} = \frac{C_{Б.ОБ.} \cdot H_A}{100}, \quad (6.4)$$

де $C_{Б.ОБ.}$ - вартість устаткування, грн. ($C_{Б.ОБ.}^Б = 160000$ грн
 $C_{Б.ОБ.}^П = 260000$ грн.)

H_A - амортизаційні нарахування, % ($H_A = 21,93\%$).

$$A_{Б.ОБ.}^Б = \frac{160000 \cdot 21,93}{100} = 35088,0 \text{ грн.}$$

$$A_{Б.ОБ.}^П = \frac{260000 \cdot 21,93}{100} = 48246,0 \text{ грн.}$$

Вартість електроенергії

$$B_{ЕЛ} = Q_{ЕЛ} \cdot C_{ЕЛ}, \quad (6.5)$$

де $Q_{ЕЛ}$ - споживання, кВт/год. ($Q_{ЕЛ}^Б = 14000$ кВт/год.,
 $Q_{ЕЛ}^П = 19000$ кВт/год.),

$C_{ЕЛ}$ - кошторис кВт/год. ($C_{ЕЛ} = 4,62$ грн.)

$$B_{ЕЛ}^Б = 14000 \cdot 4,62 = 64680,0 \text{ грн}$$

$$B_{ЕЛ}^П = 19000 \cdot 4,62 = 877800,0 \text{ грн,}$$

Витрати на сервіс устаткування:

$$B_{Р.ОБ} = \frac{A_{обл} \cdot 30}{100}, \quad (6.6)$$

$$B_{Р.ОБ}^Б = \frac{35088,0 \cdot 30}{100} = 10526,4 \text{ грн}$$

$$B_{Р.ОБ}^П = \frac{48246,0 \cdot 30}{100} = 14473,8 \text{ грн}$$

Ціна матеріалів для ремонту ($B_{р.м}$):

$$B_{p.m} = 0,1 \cdot 3_{II}, \quad (6.7)$$

$$B_{p.m}^B = 0,1 \cdot 124440,0 = 12444,0 \text{ грн.}$$

$$B_{p.m}^II = 0,1 \cdot 248880,0 = 24888,0 \text{ грн.}$$

Додаткові нарахування:

$$I_O = 0,05 \cdot (3_{II} + A + B_{EЛ} + B_{P.OБ} + B_{3.Ч}) \quad (6.8)$$

$$I_O^B = 0,05 \cdot (124440,0 + 108808,0 + 64680,0 + 10526,4 + 12444,0) = 16044,9 \text{ грн}$$

$$I_O^II = 0,05 \cdot (248880,0 + 121966,0 + 87780,0 + 14473,8 + 24888,0) = 24899,4 \text{ грн}$$

Сумарні затрати:

$$E_B^B = 124440,0 + 108808,0 + 64680,0 + 10526,4 + 12444,0 + 16044,9 = 336943,3 \text{ грн.}$$

$$E_B^II = 248880,0 + 121966,0 + 87780,0 + 14473,8 + 24888,0 + 24899,4 = 522887,2 \text{ грн.}$$

3. Витрати на ремонті роботи:

$$C_P = E_B \cdot 1,02 \quad (6.9)$$

$$C_P^B = 336943,3 \cdot 1,02 = 343682,2 \text{ грн.}$$

$$C_P^II = 522887,2 \cdot 1,02 = 533345,0 \text{ грн.}$$

4. Дохід за рік (II):

$$\Pi_{3AG} = B_P - C_P, \quad (6.10)$$

$$\Pi_{3AG}^B = 385000 - 343682,2 = 41317,8 \text{ грн}$$

$$\Pi_{3AG}^II = 660000 - 533345,0 = 126655,0 \text{ грн}$$

5. Додатковий дохід:

$$D_{II} = \Pi_{3AG}^II - \Pi_{3AG}^B, \quad (6.11)$$

$$D_{II} = 126655,0 - 41317,8 = 85337,2 \text{ грн.}$$

6. Окупність матеріальних витрат:

$$T_o = \frac{C_{Б.ОБ.}}{D_{II}}, \quad (6.12)$$

$$T_o = \frac{100000,0}{85337,2} = 1,2 \text{ року}$$

Розрахунки ефективності зведено до табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Показники ефективності

Показник	Фактичні показники	Розроблені показники
Види діяльності	Діагн.	Діагн.
Обсяг програми, од.	700	1200
Число слюсарів, од.	1	2
Капітальні витрати, грн.	160000	100000
Експлуатаційні затрати, грн.	336943,3	522887,2
- сумарна оплата праці, грн.	124447,0	248887,0
- відрахування на амортизацію, грн.	108808,0	121966,0
- витрати на електроенергію, грн.	64680,0	87780,0
- сервісне обслуговування, грн.	10526,4	24899,4
- відрахування на забезпечення зручності праці, грн.	16044,9	19687,8
Витрати на ремонтні роботи, грн.	343682,2	533345,0
Дохід за рік, грн.	41317,8	126655,0
Додатковий дохід, грн.	-	85337,2
Окупність матеріальних витрат, р.	-	1,2

Розрахунки показали, що впровадження розроблених методів контролю гідравлічних агрегатів, при поступанні їх на сервісні підприємства, забезпечує річний економічний ефект 126655 грн. при терміні окупності 1,2 року, що підтверджує ефективність запропонованих рішення.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. На основі варіантів прийнятих рішень була побудована математична модель процесу двоетапного визначення технічного стану гідроагрегату. В якості мінімізованої цільової функції обрано річні приведені витрати на ремонт гідроагрегатів мобільних машин, що припадають на підрозділи передремонтного діагностування та розбирання/складання з операційним контролем. Ці витрати визначаються сумарно для всіх дефектів, технічних станів та комплексів ремонтних робіт, що виконуються на підприємстві.

2. Градієнт тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі, вимірний від моменту запуску насоса до виходу на номінальний режим при заданому тиску, виступає ключовим критерієм для оцінки технічного стану насоса гідравлічної системи.

3. Для оцінки технічного стану гідророзподільника в цілому застосовують об'ємний коефіцієнт, що характеризує величину внутрішніх витоків $Q_{вит.}$ і визначається шляхом контролю протікання робочої рідини через спряження «золотник-корпус».

4. Зміна об'ємного ККД гідравлічного насоса відбувається поступово до певного зазору $\delta_3 = 0,36 \text{ мм}$ (об'ємний ККД досягає заданого значення $\eta = 0,71$), при цьому зменшення ККД складає 26,6% порівняно з новим насосом. Подальше збільшення сумарного зазору до $\delta_3 = 0,48 \text{ мм}$ призводить до зниження об'ємного ККД до $\eta = 0,59$, при цьому насос здатний забезпечувати роботу гідравлічної системи трактора у всіх режимах. Це свідчить про складність використання об'ємного ККД насоса як контрольного параметра для оцінки його технічного стану.

5. При зменшенні об'ємного ККД насоса на 5%, що практично відповідає новому стану насоса, який відпускається заводом, час наростання тиску в нагнітаючій магістралі досягає ($P_n = 10,0 \text{ МПа}$) - зростання на 2,4%. Значення цього часу знаходяться в інтервалі 0,040–0,042 с, що дозволяє використовувати даний параметр як діагностичний для вхідного контролю

технічного стану насоса на сервісних підприємствах. Він забезпечує інтегральну оцінку структурних параметрів насоса і при цьому не потребує тривалого випробовування для контролю його коефіцієнта подачі.

6. Отримана залежність між зміною структурних параметрів деталей в спряженні «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника показує, що для вхідного контролю технічного стану гідророзподільника найбільш точну оцінку дає параметр контролю об'ємних втрат через дане спряження, які у нового гідророзподільника не повинні перевищувати 3% відсотка від об'ємних втрат закладених при виготовленні агрегату і знаходиться в інтервалі $\Delta Q = 1,0 \dots 1,1 \text{ см}^3/\text{с}$.

7. Для втрати робочої рідини, які не перевищують $\Delta Q_2 = 0,05 \text{ см}^3/\text{с}$, зменшення тривалості тиску в порожнині гідроциліндра не перевищує 15% порівняно з новим гідроциліндром. Це свідчить про можливість використання даного параметра для контролю технічного стану гідроциліндрів під час їх вхідного контролю на сервісних центрах.

8. Запропонована диференційна методика оцінювання технічного стану аксіально-поршневих гідромашин ґрунтується на поєднанні гідравлічного опресування, пневматичного контролю герметичності та стендових випробувань окремих вузлів (гідророзподільника, клапанної коробки, насоса підживлення), що дозволяє однозначно ідентифікувати джерело несправності.

9. Отримані результати випробувань свідчать, що близько 30–40 % агрегатів, які надходять на ремонт, мають граничний технічний стан і потребують дефектації, тоді як решта можуть бути використані повторно після регулювальних робіт.

10. Впровадження запропонованої моделі контрольно-діагностичної системи у технологічний процес ремонту гідростатичних трансмісій дозволяє підвищити достовірність оцінки технічного стану гідроагрегатів, зменшити обсяг розбирання та трудомісткість ремонтних робіт і підвищує загальну надійність гідравлічних систем мобільних машин.

11. Проведені розрахунки показали, що для забезпечення нормативного рівня природного освітлення (КПО) площа світлових прорізів повинна становити визначене розрахунком значення. Фактична площа віконних отворів відрізняється від розрахованої менш ніж на 10 %, що свідчить про відповідність природного освітлення встановленим нормативним вимогам та забезпечує достатній рівень освітленості робочих місць.

12. Розрахунки показали, що впровадження розроблених методів контролю гідравлічних агрегатів, при поступанні їх на сервісні підприємства, забезпечує річний економічний ефект 126 655 грн при терміні окупності 1,2 року, що підтверджує ефективність запропонованих рішення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М., Сидоренко В. К. Модель формування контрольно-діагностичної системи при ремонті об'ємних агрегатів гідростатичних трансмісій за їх технічним станом. *Scientific Collection «InterConf+»*. 2025. Вип. 56(244): матеріали 11-ї Міжнар. наук.-практ. конф. «Theory and Practice of Science: Key Aspects», 19–20 квіт. 2025 р., Рим, Італія. Rome: Dana, 2025. С. 389–405. DOI: 10.51582/interconf.19-20.04.2025.045.
2. Фейгенбаум А. Контроль качества продукции. Москва: Экономика, 1986. 176 с.
3. Гиссин В. И. Управление качеством продукции: учеб. пособие. Ростов-на-Дону: Феникс, 2000. 256 с.
4. Мельянцов П. Т., Падалко С. С. Підвищення експлуатаційної надійності гідравлічної системи підйомних механізмів автомобілів-самоскидів на основі статистичної оцінки надійності насосів. *Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozicje na rok 2015*. Warszawa: Diamond trading tour, 2015. С. 51–54.
5. Melyantsov P. T., Dobryanskyi I. M., Losikov O. M., Sidorenko V. K. Control of the technical condition of hydraulic transmission units of mobile machines on the basis of monitoring the level of cleanliness of the working fluid. (Відомості про видання не надані — уточніть джерело для повного оформлення).
6. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М., Сидоренко В. К. Відновлення технічного стану робочих рідин роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора. *ScientificWorldJournal*. 2025. Вип. 30(1). С. 27–38. DOI: 10.30888/2663-5712.2025-30-01-044.
7. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М., Сидоренко В. К. Вхідний контроль технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в технологічному процесі їх ремонту. *Proceedings of the 7th International Scientific and Practical Conference «Scientific Trends and Trends in the Context of Globalization»*. Umeå,

Sweden, 2024. № 44(197). С. 467–477. DOI: 10.51582/interconf.19-20.04.2024.047.

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

9. Дмитрів В. Т., Вантух З. З., Дмитрів І. В. Об'ємні гідроприводи. Будова й особливості функціонування: навч. посібник. Київ: Кондор, 2020. 184 с.

10. Андренко П. М., Лебедев А. Ю., Дмитрієнко О. В., Свинаренко М. С.; за ред. П. М. Андренка. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів: навч. посіб. Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2018. 519 с.

11. ДБН В.2.5-28-2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. Київ: Мінбуд України, 2006.

12. НАПБ Б.03.002-2007. Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною безпекою. Київ: Укр. НДІПБ, 2007.

ДОДАТКИ

ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИК ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ
ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ
демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня “Магістр”

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-4-24
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»
Касянов Владислав Леонідович

Керівник: к.т.н., доцент
Мельянцов Петро Тимофійович

Дніпро 2025

1

Тема: “ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИК ВХІДНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ”

Мета роботи: “ є вдосконалення технології вхідного контролю гідравлічних агрегатів шляхом обґрунтування ефективних діагностичних параметрів для контролю якості їх технічного стану.”

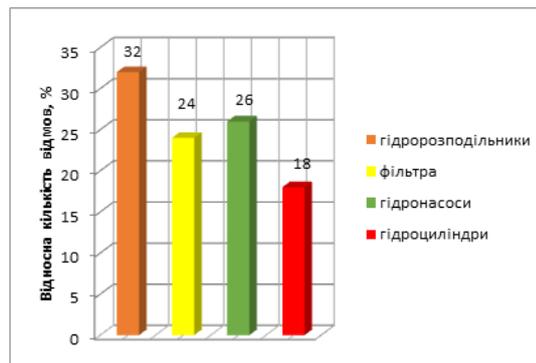
Задачі досліджень:

- розглянути методику теоретичного дослідження вхідного контролю гідравлічних агрегатів сільськогосподарських машин;
- провести аналітичне обґрунтування основних параметрів процесу вхідного контролю якості гідравлічних агрегатів;
- на основі теоретичних досліджень обґрунтувати параметри контролю технічного стану гідравлічних агрегатів;
- розробити методики проведення вхідного стендового контролю якості гідравлічних агрегатів;
- виконати стендові дослідження для визначення ефективних діагностичних параметрів контролю технічного стану гідроагрегатів у умовах сервісних підприємств.

Об’єкт дослідження - технологія вхідного контролю якості гідравлічних агрегатів на підприємствах матеріально-технічного забезпечення і технічного сервісу.

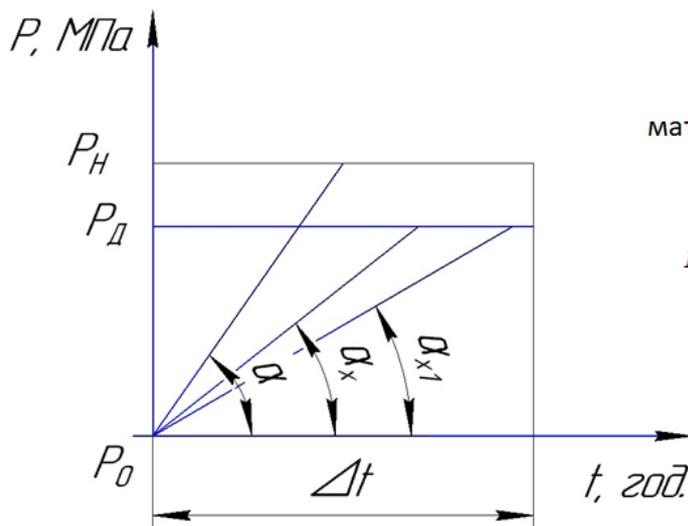
Предмет дослідження - показники якості гідравлічних агрегатів, що постачаються для сільськогосподарської техніки.

Частка відмов гідроагрегатів у відсотках від загальної кількості відмов



Розподіл структурних змін блоків та з'єднань ГСТ – 90 у вигляді лінійної гістограми





математична (діагностична) модель насоса

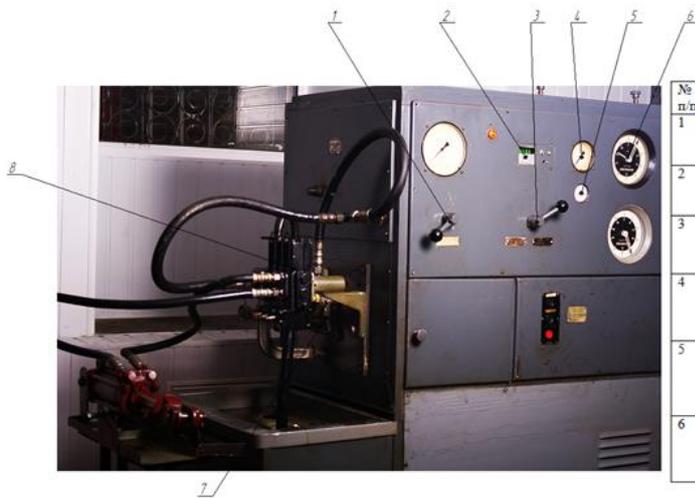
$$M_H = q_H \cdot f(q) \cdot (P_1 - P_2) + a_\omega \cdot \frac{\omega_H}{U_D} + a_p \cdot [P_2 - P_1] + a,$$

$$Q_1 = q_H \cdot \omega_H - K_{BT} \cdot P_1,$$

$$Q_2 = q_H \cdot \omega_H - K_{BT} \cdot P_2,$$

Залежність тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі гідравлічного насоса за часом

Технічна характеристика контрольно-вимірювальних приладів стану
КИ-4815М



№ п/п	Найменування приладу	Клас точності	Межа вимірювання	Призначення приладу
1	Манометр МОШ 1-160 (ДСТУ 86 25-07)	0,15 МПа	0...25 МПа	Вимірювання тиску навантаження
2	Манометр МОШ 1-100 (ДСТУ 86 25-07)	0,25 МПа	0...1,6 МПа	Контроль режиму роботи фільтра очистки рідини
3	Лічильник рідини ШЖУ - 40С - 6 (ДСТУ 12671-01)	0,5 м ³ / год	По витраті 1,8...18 м ³ / год	Вимірювання кількості робочої рідини при визначені подачі насосу
4	Лічильник рідини ШЖУ - 25М - 16 (ДСТУ 12671-01)	0,5 м ³ / год	По витраті 1,8...18 м ³ / год	Вимірювання кількості робочої рідини при визначені подачі насосу
5	Електронний лічильник обертів ЕСО - 5	±1 оберт	0...99 999	Відлік обертів валу під час визначення подачі насосу
6	Манометричний термометр ТПП2 - В	4°С	0...125°С	Контроль температури робочої рідини

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

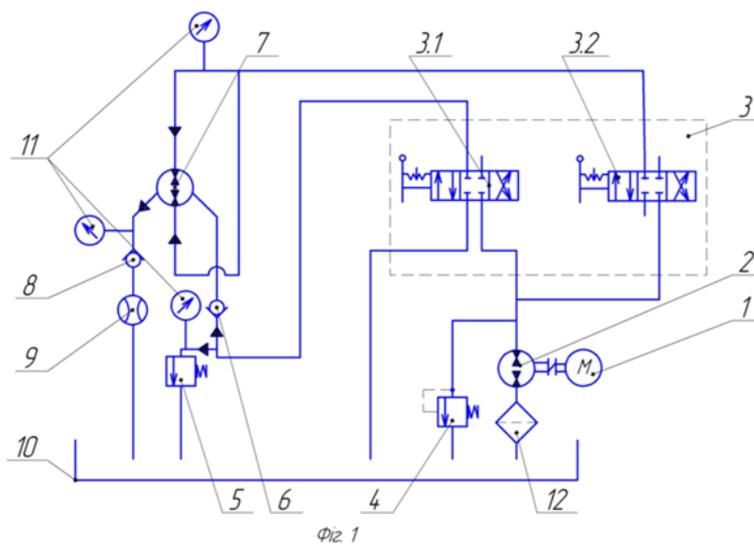


Схема гідравлічна модуля для опресування агрегатів:

1 – двигун; 2 – основний насос; 3 – розподільник; 4 – запобіжний клапан лінії високого тиску; 5 – клапан дренажної лінії; 6,8 – зворотний клапан; 7 – агрегат, що діагностується; 9 – лічильник оливи; 10 – бак; 11 – манометри; 12 – фільтр.

Значення параметрів, що характеризують зв'язок між загальним зазором у насосному вузлі та ОККД

№з/п	Об'ємний ККД насоса (η)	Сумарний зазор, δ_3 , мм
1	0,94	0,12
2	0,89	0,24
3	0,71	0,36
4	0,59	0,48
5	0,58	0,60
6	0,41	0,72
7	0,27	0,84
8	0,25	0,96

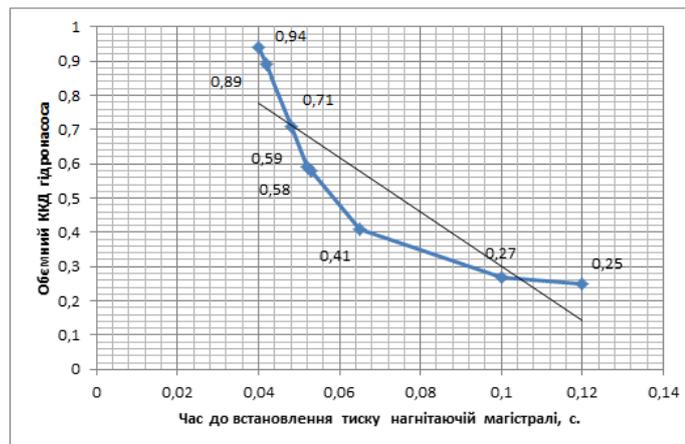
Залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії (η) насоса НШ-32-2 від величини загального зазору (δ_3 , мм) у спряженнях «корпус – головки зубців» та «платик – торці зубців».

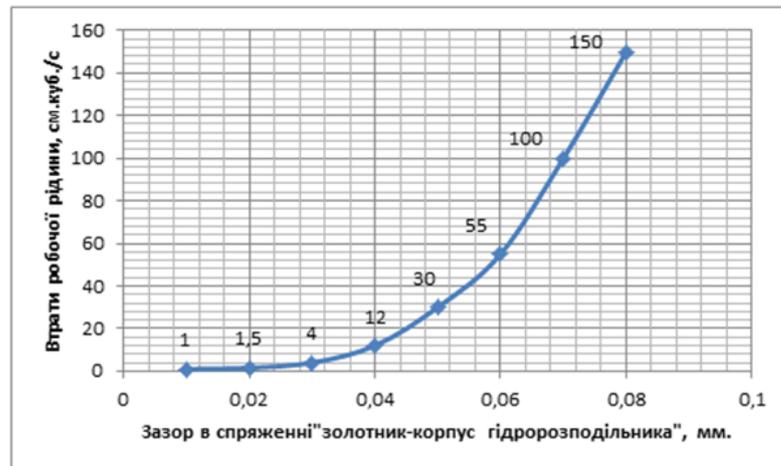


Дані дослідження працездатності насоса залежно від часу досягнення робочого тиску

№ з/п	Загальний зазор, (δ_3), мм	Коефіцієнт подачі (η)	Тиск оливи в напірному контурі, P_n , МПа	Час виходу насоса на встановлений тиск, с
1	0,12	0,94	IX	0,040
2	0,24	0,89	10,0	0,042
3	0,36	0,71	10,0	0,048
4	0,48	0,59	10,0	0,052
5	0,60	0,58	10,0	0,053
6	0,72	0,41	10,0	0,065
7	0,84	0,27	10,0	0,100
8	0,96	0,25	10,0	0,120

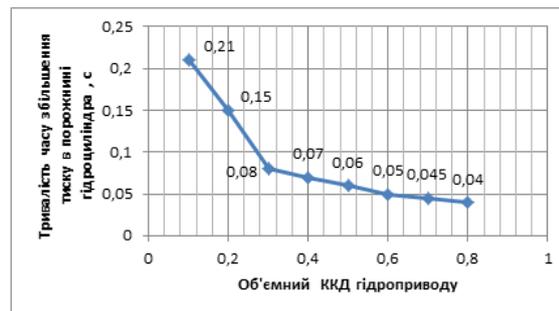
Зв'язок між часом підвищення тиску в нагнітальній магістралі насоса та його технічним станом, визначеним за величиною сумарного зазору.



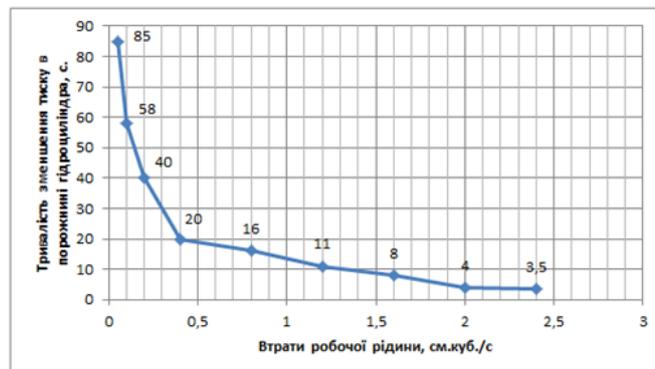


Втрати робочої рідини ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$) в з'єднанні «золотник – отвір корпусу» розподільника від величини зазору ($\delta, \text{мм}$): $\Delta P = 10,0 \text{ МПа}$ – перепад тиску оливи; розподільник Р-80; золотник у робочій позиції «Підйом»

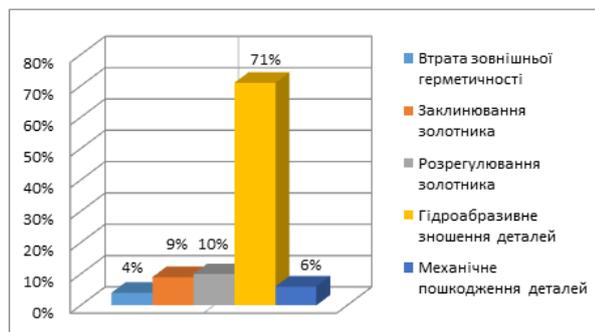
Залежність тривалості наростання тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра (Δt_1) при зупинці поршня від об'ємного ККД гідроприводу



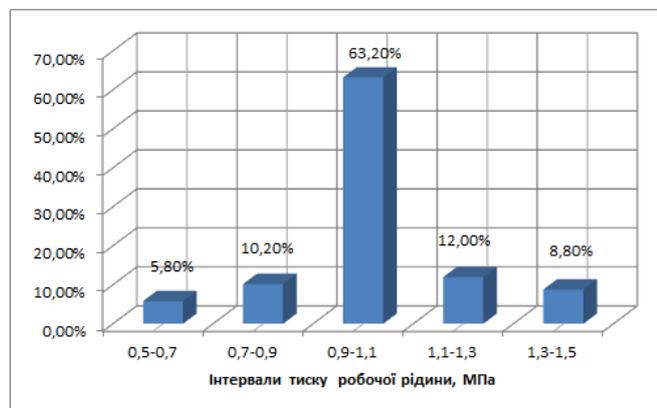
Залежність тривалості зниження тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра ($\Delta t_{2,c}$) від величини втрат оливи ($\Delta Q_2, \text{см}^3/\text{с}$)



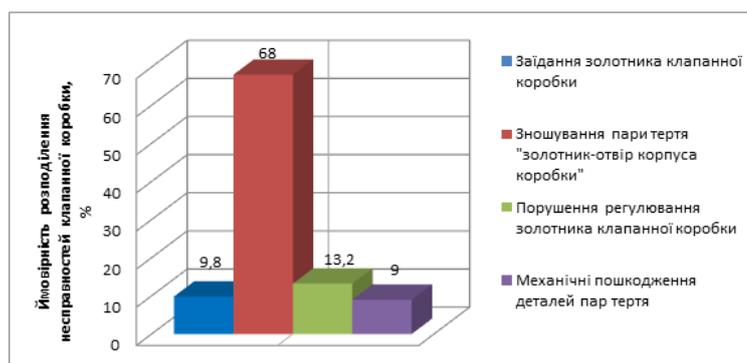
Структура розподілу причин втрати працездатності розподільника керування робочим об'ємом насоса



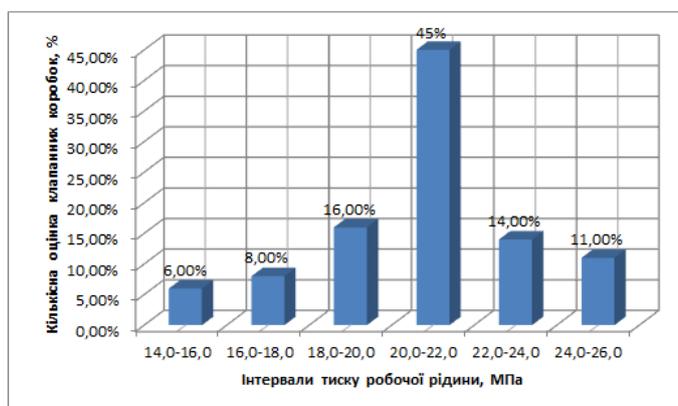
Гістограма розподілу гідророзподільників за величиною робочого тиску

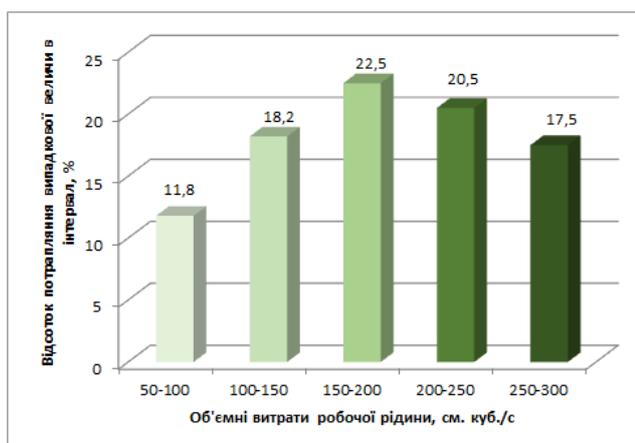


Структура розподілу несправностей клапанної коробки аксіально-поршневого гідромотора



Гістограма розподілення за робочим тиском клапанних коробок





Розподіл аксіально-поршневих гідромашин за об'ємними витратами робочої оливи в качаючих вузлах за результатами вхідного контролю методом гідравлічного опресування

Техніко-економічні показники

Показник	Фактичні показники	Розроблені показники
Види діяльності	Діагн.	Діагн.
Обсяг програми, од.	700	1200
Число слюсарів, од.	1	2
Капітальні витрати, грн.	160000	100000
Експлуатаційні затрати, грн.	336943,3	522887,2
- сумарна оплата праці, грн.	124447,0	248887,0
- відрахування на амортизацію, грн.	108808,0	121966,0
- витрати на електроенергію, грн.	64680,0	87780,0
- сервісне обслуговування, грн.	10526,4	24899,4
- відрахування на забезпечення зручності праці, грн.	16044,9	19687,8
Витрати на ремонтні роботи, грн.	343682,2	533345,0
Дохід за рік, грн.	41317,8	126655,0
Додатковий дохід, грн.	-	85337,2
Окупність матеріальних витрат, р.	-	1,2

Основні висновки

1. На основі варіантів прийнятих рішень була побудована математична модель процесу двоетапного визначення технічного стану гідроагрегату. В якості мінімізованої цільової функції обрано річні приведені витрати на ремонт гідроагрегатів мобільних машин, що припадають на підрозділи передремонтного діагностування та розбирання/складання з операційним контролем. Ці витрати визначаються сумарно для всіх дефектів, технічних станів та комплексів ремонтних робіт, що виконуються на підприємстві.
2. Градієнт тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі, виміряний від моменту запуску насоса до виходу на номінальний режим при заданому тиску, виступає ключовим критерієм для оцінки технічного стану насоса гідравлічної системи.
3. Для оцінки технічного стану гідророзподільника в цілому застосовують об'ємний коефіцієнт, що характеризує величину внутрішніх витоків Q_{sum} і визначається шляхом контролю протікання робочої рідини через спряження «золотник-корпус».
4. Зміна об'ємного ККД гідравлічного насоса відбувається поступово до певного зазору $\delta_3 = 0,36\text{мм}$ (об'ємний ККД досягає заданого значення $\eta = 0,71$), при цьому зменшення ККД складає 26,6% порівняно з новим насосом. Подальше збільшення сумарного зазору до $\delta_3 = 0,48\text{мм}$ призводить до зниження об'ємного ККД до $\eta = 0,59$, при цьому насос здатний забезпечувати роботу гідравлічної системи трактора у всіх режимах. Це свідчить про складність використання об'ємного ККД насоса як контрольного параметра для оцінки його технічного стану.

5. При зменшенні об'ємного ККД насоса на 5%, що практично відповідає новому стану насоса, який відпускається заводом, час наростання тиску в нагнітаючій магістралі досягає ($P_n = 10,0 \text{ МПа}$) - зростання на 2,4%. Значення цього часу знаходяться в інтервалі 0,040–0,042 с, що дозволяє використовувати даний параметр як діагностичний для вхідного контролю технічного стану насоса на сервісних підприємствах. Він забезпечує інтегральну оцінку структурних параметрів насоса і при цьому не потребує тривалого випробовування для контролю його коефіцієнта подачі.
6. Отримана залежність між зміною структурних параметрів деталей в спряженні «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника показує, що для вхідного контролю технічного стану гідророзподільника найбільш точну оцінку дає параметр контролю об'ємних втрат через дане спряження, які у нового гідророзподільника не повинні перевищувати 3% відсотка від об'ємних втрат закладених при виготовленні агрегату і знаходиться в інтервалі $\Delta Q = 1,0 \dots 1,1 \text{ см}^3/\text{с}$.
7. Для втрати робочої рідини, які не перевищують $\Delta Q_2 = 0,05 \text{ см}^3/\text{с}$, зменшення тривалості тиску в порожнині гідроциліндра не перевищує 15% порівняно з новим гідроциліндром. Це свідчить про можливість використання даного параметра для контролю технічного стану гідроциліндрів під час їх вхідного контролю на сервісних центрах.
8. Запропонована диференційна методика оцінювання технічного стану аксіально-поршневих гідромашин ґрунтується на поєднанні гідравлічного опресування, пневматичного контролю герметичності та стендових випробувань окремих вузлів (гідророзподільника, клапанної коробки, насоса підживлення), що дозволяє однозначно ідентифікувати джерело несправності.

9. Отримані результати випробувань свідчать, що близько 30–40 % агрегатів, які надходять на ремонт, мають граничний технічний стан і потребують дефектації, тоді як решта можуть бути використані повторно після регулювальних робіт.

10. Впровадження запропонованої моделі контрольної-діагностичної системи у технологічний процес ремонту гідростатичних трансмісій дозволяє підвищити достовірність оцінки технічного стану гідроагрегатів, зменшити обсяг розбирання та трудомісткість ремонтних робіт і підвищує загальну надійність гідравлічних систем мобільних машин.

11. Проведені розрахунки показали, що для забезпечення нормативного рівня природного освітлення (КПО) площа світлових прорізів повинна становити визначене розрахунком значення. Фактична площа віконних отворів відрізняється від розрахованої менш ніж на 10 %, що свідчить про відповідність природного освітлення встановленим нормативним вимогам та забезпечує достатній рівень освітленості робочих місць.

12. Розрахунки показали, що впровадження розроблених методів контролю гідравлічних агрегатів, при поступанні їх на сервісні підприємства, забезпечує річний економічний ефект 126 655 грн. при терміні окупності 1,2 року, що підтверджує ефективність запропонованих рішень.