

НУБІП України

НУБІП України

НУ

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.01 - МР.2218 "С" 2021.21.12.014 ПЗ

НУ

САПОН ВОЛОДИМИР СЕРГІЙОВИЧ

2022 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.372:621.22

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко-технологічного факультету

НУБІП України

Братішко В.В.

(підпис)

(ПІБ)

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Сільськогосподарських машин та
системотехніки ім. акад. П.М. Василенка
(назва кафедри)

НУБІП України

Гуменюк Ю.О.

(підпис)

(ПІБ)

«___» _____ 2022 р.

«___» _____ 2022 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Обґрунтування методики забезпечення функціонування роздільно-агрегатної гідравлічної системи машинно-тракторних агрегатів

НУБІП України

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, ст.наук.с.

(науковий ступінь та вчене звання)

НУБІП України

Братішко Вячеслав Вячеславович

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., проф. каф.

(науковий ступінь та вчене звання)

НУБІП України

Войтюк Дмитро Григорович

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

Сапон Володимир Сергійович

(підпис)

(ПІБ)

НУБІП України
КИЇВ 2022

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім.
акад. П.М. Василенка

к.т.н., доц.

Гуменюк Ю.О.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

(ПШБ)

2022 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Сапону Володимиру Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Обґрунтування методики забезпечення
функціонування роздільно-агрегатної гідравлічної системи машинно-тракторних
агрегатів

затверджена наказом ректора НУБіП України від «21» грудня 2021 р. № 2218 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література; результати науково-
дослідних робіт по літературних джерелах по вивченню питання функціонування роздільно-агрегатної системи
машинно-тракторних агрегатів

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан питання та задачі досліджень

2. Теоретичні передмови організації системи технічного сервісу гідравлічних агрегатів

3. Методичні основи експериментальних досліджень

4. Результати експериментальних досліджень

5. Техніко-економічна оцінка результатів досліджень

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

(підпис)

Войтюк Д.Г.

(прізвище та ініціали)

Сапон В.С.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

НУБІП України

Пояснювальна записка до магістерської кваліфікаційної роботи магістра:
85 сторінок., 15 рисунків, 8 таблиць, 50 джерел.

НУБІП України

Аналітично розглянута інформаційна модель забезпечення надійності гідравлических агрегатів при діагностичній системі технічного обслуговування та ремонту показала, що надійність агрегатів гідравлічної системи машинно-тракторного агрегата в умовах експлуатації, обумовлюється своєчасним і якісним проведенням технічних обслуговувань згідно вимог планово-запобіжної системи з широким використанням ресурсного і заявочного діагностувань.

НУБІП України

Запропоновані заходи з удосконалення технічного сервісу гідравлічної системи машинно-тракторного агрегата характеризуються обґрунтуванням діагностичного параметра при діагностуванні на динамічних перехідних процесах гідроприводу та розробленням алгоритму його діагностування і технології ремонту ресурсолімітуючої деталі – платика-замикача насоса моделі НЦ-К.

НУБІП України

Розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при запланованій програмі технічного обслуговування 850 одиниць на рік рівень рентабельності складе 26,0%, річний економічний ефект становить 533967,8 грн, а термін окупності матеріальних затрат близько 1,0 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з покращення технології ресурсного і заявочного діагностування насосів модифікації НЦ-К при проведенні технічних обслуговувань.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Стор.

ВСТУП..... 6

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ..... 9

1.1. Зміна технічного стану гідросистем машинно-тракторних агрегатів у процесі експлуатації..... 9

1.2. Аналіз факторів, що впливають на надійність гідросистем..... 12

1.3. Аналіз параметрів, що визначають технічний стан агрегатів гідроприводів машинно-тракторних агрегатів..... 15

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ..... 19

2.1. Інформаційна модель забезпечення надійності гідравлічних агрегатів при діагностичній системі технічного обслуговування та ремонту..... 19

2.2. Організаційні основи реформування системи технічного сервісу гідравлічного приводу машинно-тракторних агрегатів..... 23

2.3. Обґрунтування діагностичних параметрів гідроприводу..... 27

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..... 30

3.1. Програма досліджень..... 30

3.2. Методика проведення вхідного стендового контролю робоздатності гідравлічних агрегатів..... 30

3.3. Методика мікрометражних досліджень і обробка експериментальних даних..... 32

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..... 40

4.1. Визначення зміни структурних параметрів деталей гідронасоса на параметри його технічного стану..... 40

4.2. Результати залежності між структурними та функціональними параметрами технічного стану.....	47
4.3. Розроблення з удосконалення системи діагностичного забезпечення гідроприводу.....	52
4.3.1. Загальні правила діагностування гідроприводу.....	53
4.3.2. Алгоритм пошуку відмов гідроприводу.....	55
4.3.3. Засоби діагностування гідроприводу.....	60
4.4. Загальний технологічний процес ремонту гідравлічних насосів.....	62
4.4.1. Проектування технологічного процесу відновлення платика насоса ІНН-К.....	64
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	70
ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	818

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

НУБІП України

Одним з технічних засобів підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів є застосування гідравлічного приводу. Відомо, що ресурс гідравлічного приводу трактора обумовлюється експлуатаційною надійністю агрегатів/гідросистеми. Щорічно вираховується й відправляється в ремонт значна кількість насосів, гідророзподільників, гідроциліндрів які потрапляють до ремонту по результатам органолептичного діагностування. При цьому близько 30-50% ремонтного фонду гідроагрегатів по результатам перед ремонтного діагностування знаходяться в робото здатному стані. Такий стан справи обумовлюється відсутністю налагодженої системи технічного сервісу гідроагрегатів для господарств, які експлуатують гідрофіковані машини та для організацій, які торгують гідравлічними агрегатами.

НУБІП України

Детальний аналіз показує, що на сьогоднішній день не достатньо сформовані внутрішні організаційні взаємозв'язки між партнерами технічного сервісу, не в повній мірі представлені технічні та технологічні рішення, які передбачають оснащеність спеціалізованих підприємств для проведення ремонтно-обслуговуючих дій для підтримання роботоздатного стану гідроагрегатів в гарантійний і післягарантійний періоди. Існуюча система діагностування не відповідає передовим методам роботи в зв'язку з недостатньою інформацією взаємозв'язку між структурними та діагностичними параметрами, відсутнє вимірювальне забезпечення для проведення діагностувальних робіт.

НУБІП України

У зв'язку із цим, пошук нового організаційного рішення для функціонування гідроагрегатів, удосконалення системи діагностичного забезпечення гідроприводів являються актуальними і потребують детального рішення.

НУБІП України

Мета дослідження –підвищення технічної готовності гідравлічного приводу машинно-тракторного агрегата за рахунок розроблення технологій і методики забезпечення функціонування роздільно-агрегатної системи машинно-тракторних агрегатів.

Проведений аналіз надійності гідравлічних агрегатів гідроприводу машинно-тракторного агрегата, умов роботи та факторів, що впливають на їх надійність дозволяє зробити наступні висновки: не достатньо сформовані внутрішні організаційні взаємозв'язки між партнерами технічного сервісу; існуюча система діагностування не відповідає передовим методам роботи в зв'язку з недостатньою інформацією взаємозв'язку між структурними та діагностичними параметрами, відсутнє вимірювальне забезпечення для проведення діагностувальних робіт; технологія ремонту гідравлічних насосів не забезпечує необхідної якості їх ремонту.

Для досягнення поставленої мети - підвищення технічної готовності гідравлічного приводу машинно-тракторного агрегата за рахунок розроблення технологій і методики забезпечення функціонування роздільно-агрегатної системи машинно-тракторних агрегатів в роботі необхідно вирішити наступні задачі:

- провести інформаційне моделювання функціонування гідравлічного приводу машинно-тракторного агрегату при діагностичних системах;

- розглянути організаційні основи формування системи сервісів гідравлічного приводу машинно-тракторного агрегата;

- обґрунтувати ефективні діагностичні параметри гідроприводу на динамічних перехідних процесах його функціонування;

- розробити методику експериментальних досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними параметрами технічного стану деталей качаючого вузла насоса і об'ємними втратами робочої рідини;

- розробити заходи з удосконалення роздільно-агрегатної гідравлічної системи для умов спеціалізованого підрозділу і умов експлуатації;

- провести проектування технологічного процесу відновлення однієї з деталей, яка в першу чергу обумовлює втрату роботоздатності насосу.

Об'єкт дослідження – роздільно-агрегатна гідравлічна система машинно-тракторних агрегатів.

Предмет дослідження - процеси забезпечення функціонування роздільно-агрегатної гідравлічної системи машинно-тракторних агрегатів, як сукупність взаємоузгоджених зв'язків між параметрами стану та їх складових частин.

Методика досліджень – метод аналізу, статистичний метод, експериментальний метод, метод експертних оцінок та ін.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Зміна технічного стану гідросистем машинно-тракторних агрегатів у процесі експлуатації

Сучасні машинно-тракторні агрегати досить досконалі по конструкції і забезпечені необхідними експлуатаційними якостями. Важливою характеристикою якості машинно-тракторних агрегатів і їх складових частин є надійність, що відображає службові властивості даних об'єктів, які закладаються в процесі проектування і виробництва машин, реалізуються при експлуатації й відновлюються за допомогою ремонту [6,7].

Однією з важливих умов підвищення експлуатаційних і техніко-економічних характеристик сільськогосподарської техніки є застосування гідросистем. Область застосування гідросистем постійно розширюється. У наш час вони використовуються практично у всіх моделях машинно-тракторних агрегатів, а також на багатьох інших сільськогосподарських машинах.

Незважаючи на постійне вдосконалювання агрегатів гідросистем сучасних машинно-тракторних агрегатів, їх надійність у цей час залишається недостатньо високою. Наприклад, ресурс гідророзподільників в експлуатаційних умовах у ряді випадків не досягає 2000 мото-год., проти нормативного -6000-8000 мото - год. [9]; згідно з дослідженнями М. І. Ключковського [16] ресурс шестеренних гідронасосів становить 45.. 50% від установленого.

Втрата працездатності гідропередач може відбуватися через вихід будь-якого параметра за межі припустимої величини або внаслідок порушення функціонування гідропередач або їх агрегатів (вигин штока гідроциліндра, розривши манжети, заклинювання пропускного клапана розподільника). Функціональні відмови гідросистеми становлять 60% від загального числа відмов, параметричні - 40%.

Порівняльний аналіз показав, що 42% відмов обумовлено зовнішньою негерметичністю, 16% - невідповідністю параметрів, нормованою технічною документацією рівням, 13% - відсутністю функціонування агрегату або його

елементів, 12% - порушенням динамічної стійкості, 10% - порушенням і ушкодженням механічних елементів гідравлічної передачі, 4% - ушкодженням фільтрів [3,4,9,17,18].

Згідно за даними А. А. Комарова [19] розподіл несправностей, що найбільше часто зустрічаються серед елементів гідравлічної системи виглядає наступним чином: насоси 11..20%; гідророзподільники 15..30%; силові циліндри 7..9%.

Ці дані практично підтверджуються Т. А. Сирициним в роботах [20, 21].

Відмови елементів привода: насосів 15%, розподільних пристроїв 20%, силових елементів 10%.

Таким чином, можна помітити, що одними з основних і найбільш відповідальних агрегатів, що знижують показники надійності гідросистем, є шестеренні насоси. Основними причинами відмови цих гідромашин є зношування торцевих поверхонь сполучення опорних втулок із шестірнями, шестірень і шийок валу, зношування і втрата еластичності гумових ущільнень, зношування й ушкодження манжетного ущільнення. У деяких випадках спостерігається розрив корпусу [4,22].

Відомо, що абразивне зношування - це механічне зношування матеріалу в результаті ріжучої або дряпучої дії твердих тіл або твердих часток [2,24]. У. А. Икрамов [27] укажує, що в умовах абразивного зношування терміни служби машин скорочуються від 2 до 10 раз.

Згідно даним НАТИ [2] абразивне зношування підшипників колісних машинно-тракторних агрегатів класу 1,4 т становить: кулькових - 52,6%, роликів - 71%; гусеничних машинно-тракторних агрегатів класу 3 т - відповідно 62,9 і 47,5%. Зношування підшипників носить абразивний характер і обумовлений низькою герметичністю агрегатів машинно-тракторного агрегата. За період до зміни оливи в трансмісію нового машинно-тракторного агрегата попадає в середньому 0,25% абразивних часток від маси всього тіла (причтений - 0,1%).

Подібні показники застосовні і до гідросистем сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів. Так, наприклад, машинно-тракторний агрегат Т-

150 К, який має наробіток в 600 мото-год., має в гідробаку 5,526 г пилоподібної маси [2]. У реальних умовах експлуатації фактичний зміст забруднень може бути й більше.

При різних сільськогосподарських роботах, які виконуються машинно-тракторними агрегатами, великий ступінь насичення повітря пилом навколо машинно-тракторного агрегату. При оранці вона становить $0,05...1,1 \text{ г/м}^3$; при сівбі - $0,2...2,5 \text{ г/м}^3$; культивуванні - $0,9...2,2 \text{ г/м}^3$; на транспортних роботах - до $2,1 \text{ г/м}^3$ [2,6,25]. Основну її частину становить (62...63%) окис кремнію - найбільш агресивний абразивний компонент, що має твердість в 2...3 рази вище твердості багатьох сталей [6].

Установлено [10], що середня концентрація забруднення становить 0,071% (по масі). Концентрацію забруднення робочої рідини від 0,06 до 0,08% має 31% гідросистем, від 0,05 до 0,09 - 57,6% і від 0,04 до 0,1 - 78%. Аналіз часток забруднювача на дисперсний состав показав, що в основному (близько 95%) вони мають розмір до 10 мкм, 10-25 мкм (3-5%), 25-50 мкм (близько 2%) [9,10].

Наведені результати досліджень дають підставу утверджувати, що в результаті зношування деталі гідроагрегатів змінюють свої первісні розміри і геометричну форму, а також порушуються їх регулювання.

Зношення поверхонь тертя можуть порушувати взаємне розташування деталей (розмірний ланцюг), а також посадки в з'єднаннях, що приводить до зміни режимів роботи гідроагрегатів, додатковим втратам і зниженню їх коефіцієнтів подачі.

Таким чином, основним видом зношування деталей гідроагрегатів є абразивне зношування. Цього зношення зазнають корпуси, втулки й цапфи шестеренних насосів, прецизійні деталі розподільних пристроїв, ущільнення, штоки гідроциліндрів і ін. Воно викликане сторонніми домішками, що втримуються в робочій рідині, агрегатах і т.д. Домішки різняться своїми фізико-хімічними властивостями. Їхні головні фізичні характеристики - твердість і

розмір часток, які полягають в основному із кварцу, польового шпату й окислів металів.

1.2. Аналіз факторів, що впливають на надійність гідросистем

Наприклад, у гідромоторі МНШ-46 найбільш частою випадковою відмовою є втрата протездатності ущільнювальної манжети, як правило, внаслідок виникнення пікових тисків у підманжетній порожнині, яке по різних причинах може коливатися від 0,2 МПа до 11,0 МПа. Значення тисків, яке руйнує манжетне ущільнення через неоднорідність їх міцністних властивостей коливається в межах 3...10 МПа [6].

Процеси середньої швидкості протікають за час робочого циклу машини, їх тривалість виміряється хвилинами і годинником. До таких процесів відносяться зміни температури робочого середовища і робочого тіла, вологості, фізичних властивостей робочої рідини та ін. Ці процеси приводять до поступових відмов.

Процеси, що повільно протікають, діють протягом усього періоду експлуатації машини. До них відносяться зношування деталей тертя, природне старіння і втома матеріалів, сезонна зміна температури і вологості. Вони є, як правило, причинами поступових відмов.

По фізичній природі всі фактори, які мають вплив на надійність гідроприводу в процесі експлуатації, можна розділити на три групи: кліматичні, гідравлічні і механічні [4,16,19,20,21].

До механічних факторів ставляться удари, навантаження і вібрація, які виникають у гідросистемі внаслідок взаємодії з навколишнім середовищем.

Удар характеризується перетворенням кінетичної енергії зовнішніх сил у потенційну енергію деформації елементів конструкції і зворотне перетворення пружної деформації елементів конструкції в кінетичну енергію. У результаті цього в крихких матеріалах з'являються тріщини і злами. Межливий діапазон перевантажень, викликаних ударами надзвичайно великий - від нуля для стаціонарних систем до $2 \cdot 10^3 g$ для будівельно-дорожніх машин [26].

Навантаження, що виникають у результаті силової взаємодії привода з навколишнім середовищем, розділяють на позиційні і інерційні.

Позиційне навантаження впливає в основному на статичні характеристики. Постійна протидія або супутня сила на вихідній ланці привода приведе до зменшення або збільшення швидкості вихідної ланки. Позиційне навантаження на вихідній ланці деформує амплітудно-частотну характеристику і збільшує фазові зрушення, що змінює запас стійкості і швидкодії привода.

Інерційне навантаження впливає на динамічні властивості привода.

Спільно зі стисканістю вона обумовлює появу резонансних режимів коливальних перехідних процесів у гідросистемі.

Вібрація - це механічні коливання в агрегатах гідросистеми, які виникають внаслідок недосконалості конструкції, дефектів і особливих умов експлуатації. Основним джерелом вібрацій усіх машин є ротор. Його статична й динамічна нерівноваженість приводить до виникнення сил і моментів, які викликають вібрацію, як самого ротора, так і гідромашини в цілому [20,26].

До гідравлічних факторів ставляться: чистота, температура, газонасиченість (зміст повітря) і старіння робочої рідини.

Робоча рідина в гідросистемі є носієм енергії, тому всякий вплив, що приводить до зміни її характеристик, може з'явитися причиною відмови.

Надійна робота гідросистеми сільськогосподарської машини багато, в чому залежить від якості робочої рідини. У гідросистемі машинно-тракторних агрегатів і інших сільськогосподарських машинах в якості робочої рідини застосовують гідравлічні, моторні і індустріальні оливи [3,27].

Для правильної експлуатації гідрофікованих машин необхідно оцінити причини зміни властивостей робочих рідин і вплив їх на працездатність гідравлічних систем у цілому.

Наявність повітря в робочій рідині сприяє виникненню кавітації: в забірному трубопроводі в результаті розрядження відбувається інтенсивне виділення паро-повітряних пухирців у рідині, які рухаються, і викликають

шумові ефекти - вібрацію і роз'їдання поверхні гідроагрегатів і трубопроводної арматур (кавітація, ерозія).

У результаті контакту повітря з робочою рідиною в неї попадає також вода, що сприяє посиленому окисненню робочої рідини. Це приводить до утворення продуктів окисної полімеризації - асфальтенів, які викликають «засмолення» сіток фільтроелементів і виходу із ладу фільтра, утворення відкладень на внутрішніх поверхнях трубопроводів і каналів гідроагрегатів.

Наявність у маслі повітря і невеликої кількості води (0,1% по масі) може привести до піноутворення. Піноутворення знижує змащувальні властивості оливи, викликає підвищену зношувальність поверхонь деталей, корозію і утворення стійких емульсій. Крім того, стискання повітряних пухирців супроводжується виділенням тепла, яке значно перевищує температуру цього пухирця, а, отже, каталізує процеси окислення і розкладання контактуючого з нею оливи [3].

Вода в робочій рідині може втримуватися в розчиненому і вільному виді. Кількість нерозчиненої води в баках гідросистеми в дітніх умовах становить 0,001... 0,54% по масі, узимку може досягати 1% [4].

Температурний режим роботи гідросистеми визначається в'язкістю - однієї з найважливіших характеристик робочої рідини, яка обумовлює внутрішнє тертя рідини [4,29].

Зі збільшенням температури в'язкість масла зменшується, зростають витрати через ущільнення і сполучення агрегатів. Час підйому націнного механізму збільшується, швидкодія гідросистем знижується. При зниженні температури в'язкість збільшується, однак збільшуються і опори потоку масла в трубопроводах, погіршується заповнення забірної порожнини насоса. Може мати місце інтенсивне піноутворення, продуктивність насоса знижується [29].

Отже, на гідросистему впливає безліч несприятливих факторів, які приводять до погіршення експлуатаційних і техніко-економічних показників гідрофікованої машини, але можна виділити найбільш значимі - це чистота і температурні умови роботи робочої рідини, які можуть привести до значного, у кілька разів, зменшення термінів служби гідроагрегатів.

1.3. Аналіз параметрів, що визначають технічний стан агрегатів гідроприводів машинно-тракторних агрегатів

Гідравлічні системи сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів призначені в основному для керування навісними або причіпними сільськогосподарськими машинами. Однак останнім часом гідросистеми машинно-тракторних агрегатів використовують також для збільшення зчіпної маси трактора, силового регулювання глибини оранки, привода різних робочих органів сільгоспмашин і виконання інших операцій. Конструктивний опис гідроагрегатів, принцип роботи й використання гідроприводів робочого обладнання (РО) машинно-тракторних агрегатів сільськогосподарського призначення викладені в роботах [30,31].

У гідроприводах (РО) потужність (N), яка передається насосом робочою рідиною, перетвориться у поступальний рух поршня і в роботу підйому навішаної машини. Однак внаслідок неминучих втрат тиску (P) і подачі (Q) не вся потужність передається виконавчому механізму.

Виходячи з функціонального призначення гідроприводу його потужність є вихідним базовим, ресурсним параметром, на яким повинні ґрунтуватися діагностичні параметри й методи діагностування гідроприводу та способи відновлення агрегатів при їх ремонті.

Однак діагностування гідроприводу по потужності вимагає застосування складної апаратури і різних по призначенню датчиків для виміру потужності, що віддається приводним двигуном і гідравлічної потужності гідронасоса, а також виміру її в перетинах гідроприводу й на виконавчому органі при навантаженнях відповідних до номінального режиму роботи гідроприводу. Це приводить до певних труднощів при створенні й підтримці постійного навантаження, оскільки воно залежить від маси використовуваної машини, опору ґрунту й інших умов.

Гідравлічну потужність визначає подача (витрата) робочої рідини в одиницю часу через контрольований перетин гідроприводу (Q) і тиск (P) у перетині гідроприводу:

$$N = Q \cdot P, \quad (1.1.)$$

Отже, для визначення потужності гідроприводу необхідний вимір подачі Q (і тиску P в контрольованому перетині). При вимірі потужності гідроприводів навантаження (тиск P) звичайно створюють дроселюванням робочої рідини.

При однаковій навантаженні перевірка технічного стану агрегатів гідроприводу зводиться до визначення величини подачі Q (витрат) робочої рідини, оскільки потужність перетворюється в цьому випадку у функцію подачі (витрат):

$$N = f(Q), \quad (1.2.)$$

Враховуючи, що втрати тиску в гідроприводі залишаються практично постійними за термін служби машини, то зміна потужності гідроприводу відбувається через зменшення подачі робочої рідини, що відбувається внаслідок її перетікання через ущільнення деталей що зношуються.

Подачу робочої рідини в гідроприводах здійснюють гідронасоси різних конструкцій, перетворюючи потужність двигуна в гідравлічну. Величина подачі гідроприводу залежить від конструктивних розмірів деталей вузла, що качає гідронасоса, які визначають робочий об'єм (q_m) за один оберт. Отже, подача насоса залежить від частоти обертання вала привода (n), і визначають її по

формул:

$$Q = q_m \cdot n, \quad (1.3.)$$

Однак сама подача не містить інформації про технічний стан гідроагрегату. Для цього її необхідно порівнювати з вихідною, зазначеною в технічній документації й оцінювати втрати подачі в гідроагрегатах.

Інформація про технічний стан гідроагрегату, як не підтверджується дослідженнями [32, 33], а також аналізом зношень, включає в себе величини витоків робочої рідини (ΔQ):

$$\Delta Q = Q_T - Q_D, \quad (1.4.)$$

де Q_T і Q_D - номінальна (теоретична) і дійсна (вимірювана) подачі.

Витоки робочої рідини гідроприводу (РО) відбуваються в сполученнях деталей качаючого вузла гідронасоса $\Delta Q_{ш}$, у клапанних і золотникових сполученнях розподільника ΔQ_p , а також в ущільненнях поршня й циліндра $\Delta Q_{ц}$, отже величина загальних витоків у гідроприводі (РО) може бути

визначена наступним вираженням:

$$\Sigma \Delta Q = \Delta Q_{ш} + \Delta Q_p + \Delta Q_{ц}, \quad (1.5)$$

Витоку робочої рідини в гідроагрегатах (ΔQ) залежать від розмірів щілин (зазорів), які збільшуються в результаті зношування сполучених деталей.

Теоретичні й практичні дослідження [10, 34], показали наступний характер залежностей.

для плоских щілин

$$\Delta Q = \frac{\pi \cdot d \cdot \Delta p \cdot \delta^3}{12 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l}, \quad (1.6)$$

де Δp - перепад тиску в щілинні довжиною l і шириною b ,
 δ, d - зазор між сполученими площинами і середній діаметр щілини циліндричних поверхонь;

ν, ρ - кінематична в'язкість і щільність робочої рідини.

Із цих формул випливає, що величини витоків робочих рідин в агрегатах гідроприводів в основному залежать від величини зазору в деталях, що сполучаються, а також від тиску (P), в'язкості (ν) і щільності (ρ) робочої

рідини. Витоки робочої рідини в гідроагрегатах різні по своїй величині й

стосовно величин подачі на різних марках тракторів. Велике значення для аналізу технічного стану гідроагрегатів мають кількісні співвідношення внутрішніх втрат (витоків) у гідроагрегатах. Для порівняльної оцінки об'ємних втрат

гідроприводу і його складових частин у технічній літературі [10, 34] передбачене

визначення коефіцієнта подачі, який визначають за формулою:

$$K_Q = \frac{Q_{н}}{Q_p} = \frac{Q_{н}}{Q_p + \Sigma \Delta Q}, \quad (1.7)$$

де Q_p і Q_n – розрахункова (теоретична) і вимірювана (фактична) подача гідроприводу (агрегату).

Коефіцієнт подачі є найбільш інформативним параметром, оскільки він характеризує технічний стан різних по конструкціях агрегатів і гідроприводів у цілому, що дозволяє скоротити кількість необхідної інформації для постановки діагнозу й установлення подальшої доцільності експлуатації гідроприводу або окремого агрегату.

У якості об'єкта дослідження нами прийнятий гідропривід робочого встаткування (навісного механізму) тракторів сільськогосподарського призначення по наступних причинах. Тракторами цих марок виконується 31,8% орних робіт із загального обсягу сільськогосподарських робіт країни, а їх чисельність становить 29% від загальної кількості.

Гідропривід цих тракторів найбільш навантажений у режимі виконання сільськогосподарських операцій. Агрегати цього гідроприводу використовуються на більшості тракторів сільськогосподарського призначення.

З наведеного вище аналізу випливає, що для розв'язку технічних питань, пов'язаних з надійністю гідроприводів, а також з організацією їх технічного сервісу необхідно вивчення зміни об'ємних втрат агрегатів гідроприводів у процесі експлуатації і їх впливу на роботоздатність машини. Основні параметри - подача (Q) і її втрати в гідроагрегатах (ΔQ), які характеризуються коефіцієнтом подачі (K_Q) при робочому тиску (P) (для визначених робочих

рідин в'язкістю (ν) та щільністю (ρ)), необхідно використовувати в якості основних ресурсних параметрів у документації на діагностування та відновлення гідроагрегатів.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДМОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ

2.1. Інформаційна модель забезпечення надійності гідравлічних агрегатів при діагностичній системі технічного обслуговування та ремонту

З метою визначення напрямків розвитку технічного сервісу (ТС), з'ясування ролі і місця ТС у причинно-наслідкових зв'язках функціонування гідравлічних агрегатів (ГА), як об'єкта керування, проводилися дослідження інформаційної моделі функціонування гідроприводу (РО).

Показники якості роботи машинно-тракторного агрегату, зокрема гідросистеми, визначаються сукупністю параметрів технічного стану, що залежать від ряду факторів: характеру й обсягу виконуваних робіт, прийнятої системи технічного обслуговування й ремонту, якості й наявності нормативно-технічної документації й технічних засобів обслуговування машин, якості виконання правил експлуатації технічного обслуговування [32, 35]. Керування параметрами технічного стану можна розглядати якоюсь мірою як спосіб і метод впливу на зміни цих показників. У процесі експлуатації в основному ставиться завдання підтримки заданих при виробництві або ремонті показників якості роботи й надійності протягом певного періоду. Під керуванням технічним станом гідроприводу слід розуміти цілеспрямовані технічні впливи, що попереджають відмови, по відновленню номінальних значень і підтримці в допустимих межах сукупності параметрів технічного стану, тобто реалізацію заходів щодо забезпечення певної якості роботи гідроприводу. Таким чином, гідропривід можна визначити як об'єкт, що функціонує у взаємозв'язку з різними експлуатаційними факторами і має свої певні закономірні зміни.

Інформаційну модель функціонування гідроприводу можна представити як багато параметричну систему (рис. 2.1.).

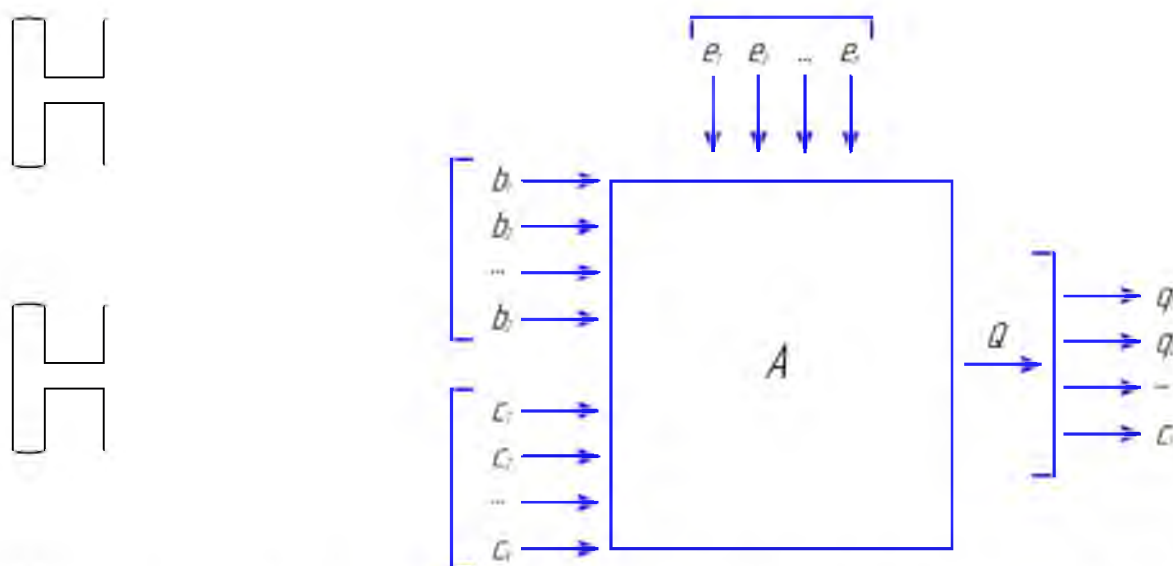


Рис. 4.1. Модель функціонування роздільно-агрегатної системи машинно-тракторного агрегату

У даній системі вхід вектор $E = (e_1, e_2, e_3 \dots e_n)$ являється некерованим. До вектора E і його складових відносяться: природно-кліматичні умови (сезонні й добові коливання температур, вологості повітря та ін.); конструктивні параметри; якість попереднього ремонту.

Складові вхідного вектора $B = (b_1, b_2, b_3 \dots b_m)$ частково являються керованими. До них можна віднести швидкісний і навантажувальний режими роботи гідроприводу, якість застосовуваних робочих рідин, фільтруючих елементів та ін.

Керуючими факторами в моделі виступають складові вектора $C = (c_1, c_2, c_3 \dots c_k)$ до яких відносяться: система технічного обслуговування і ремонту (прийнята система технічного обслуговування, методи і способи ремонту, наявність систем і засобів технічного обслуговування, наявність нормативно-технічної документації, кваліфікація обслуговуючого персоналу, механізатора та ін.).

Значення вихідного вектора Q певним чином залежить від стану вхідів

$$Q = O\{E, B, C\}, \quad (2.1)$$

де Q – оператор перетворення трьох векторних аргументів, визначає узагальнений показник якості системи або критерій оптимальності системи і може бути заданий в аналітичній формі.

Якщо фактична узагальнена оцінка якості стану гідروприводу - Q^ϕ і

сукупність її оціночних показників q_i^ϕ - менше або рівна її допустимим значенням $Q_{доп.}$ і $q_{i доп.}$ то можна сказати, що вона функціонує в відповідності із установленими вимогами. Критерії нормального функціонування системи

можуть бути визначені як:

$$\begin{aligned} Q^\phi &\leq [Q_{доп.}] \\ q_i^\phi &\leq [q_{i доп.}] \end{aligned} \quad (2.2.)$$

Оцінка якості роботи гідравлічної системи повинна містити кількісні характеристики з урахуванням факторів E, B, C , які дозволяють оцінити її в межах допустимих значень. При перевищенні допустимих відхилень показників оціночних параметрів, виникає необхідність впливати на систему керуючими факторами, з метою забезпечення її нормального стану.

В зв'язку з цим виникає необхідність розроблення укрупненої схеми інформаційної моделі функціонування гідроприводу при діагностичній системі технічного обслуговування і ремонту, яка представлена на рис.2.2.

У цій моделі функцію оцінки допустимих значень параметрів технічного стану агрегатів гідроприводу виконує система діагностування.

У якості контролюючих параметрів агрегатів гідравлічної системи трактора можуть виступати інтегральні показники її технічного стану: відсутність підняття сільськогосподарського знаряддя, порушення температурного режиму, самовільне опускання знарядь та ін. А також і диференціальні показники: подача насоса, швидкість наростання тиску в нагнітаючій магістралі, швидкість висування штоку гідроциліндра, тиск спрацювання запобіжного клапана, перепускного клапана, клапану бустерного механізму гідророзподільника та ін.

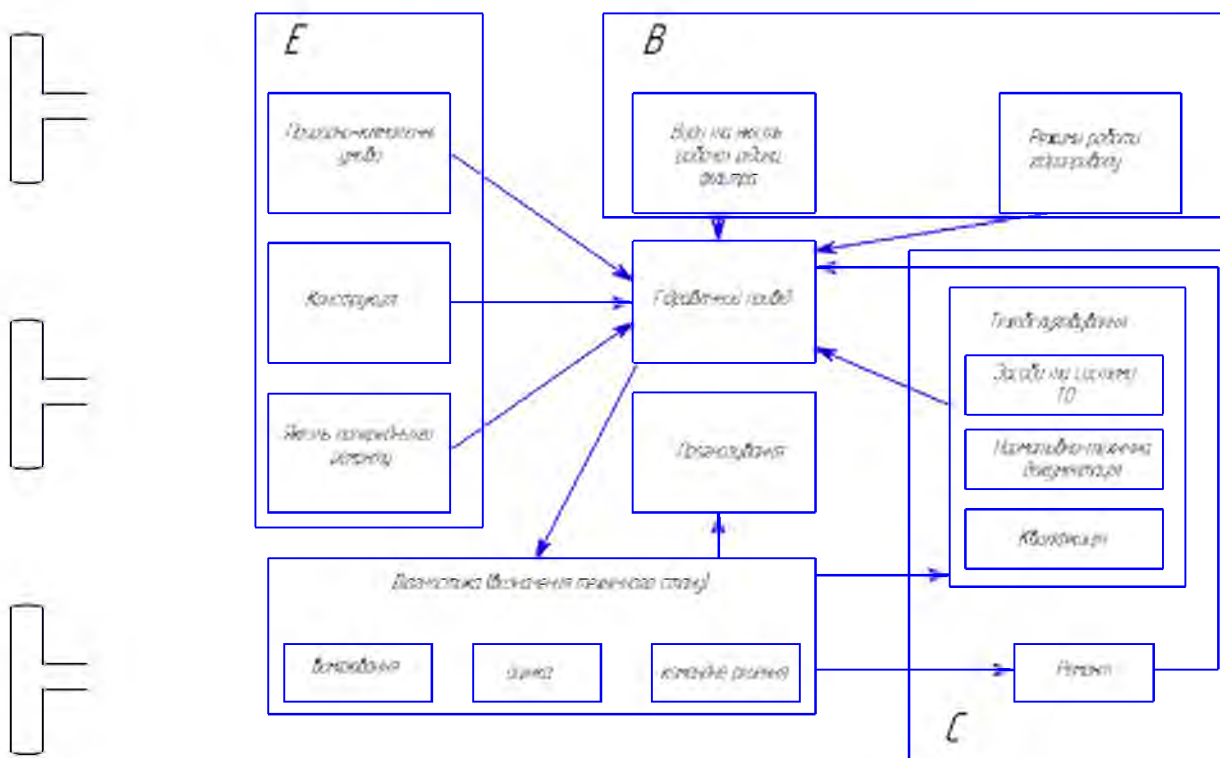


Рис.2.2. Укрупнена схема інформаційної моделі функціонування

гідроприводу при діагностичній системі технічного обслуговування і ремонту.

У цьому зв'язку найважливішим заходом, який дозволить підвищити вагомість системи технічного обслуговування виступає ресурсне профілактичне діагностування, яке передбачає косвенно, без розбирання гідравлічних агрегатів, визначати їх технічний стан і прогнозувати залишковий ресурс, за рахунок впровадження сучасних технологій інструментального контролю технічного стану гідравлічного приводу. При цьому не зменшується вагомість ресурсного та заявочного діагностування, які підвищують оцінку достовірності технічного стану гідравлічних агрегатів.

Пріоритетним напрямком удосконалення якості ремонту гідравлічних агрегатів виступає застосування передремонтного діагностування в системі ремонту, що дозволяє уникнути необґрунтованих розбирань гідравлічних агрегатів, а звідси збільшення використання залишкового ресурсу деталей в парах тертя, які як правило являються ресурсолімітуючими. При цьому рекомендується виконання всіх інших операцій, для відновлення робоздатного стану гідравлічних агрегатів, проводити на спеціалізованих ремонтних

підприємствах з технічного сервісу гідравлічних агрегатів, які як правило видають гарантію по якості і ресурсу на відремонтовані вузли і агрегати.

В цілому розроблена інформаційна модель функціонування гідроприводу при діагностичній системі технічного обслуговування і ремонту дає можливість зробити наступні висновки:

1. Надійність агрегатів гідравлічної системи машинно-тракторного агрегата в умовах експлуатації, обумовлюється своєчасним і якісним проведенням технічних обслуговувань згідно вимог планово-запобіжної системи з широким використанням ресурсного і заявочного діагностувань, при цьому актуальним являється застосування профілактичного діагностування, для контролю технічного стану гідроагрегатів, що обумовлюється зміною умов експлуатації гідравлічних систем останнім часом.

2. Для якісного проведення діагностувальних робіт передбачити забезпеченість виконання основних операцій діагностування необхідними засобами, при реалізації яких мінімально виконуються операції з розгерметизації гідравлічної системи.

3. Відновлення роботоздатного стану гідравлічних агрегатів проводити на спеціалізованих підприємствах з їх технічного сервісу, що обумовлюється високими вимогами до кваліфікації слюсарів-ремонтників, а також наявності необхідного технологічного обладнання, що дає можливість забезпечити необхідну якість ремонту гідравлічних агрегатів.

2.2. Організаційні основи реформування системи технічного сервісу гідравлічного приводу машинно-тракторних агрегатів

Система технічного сервісу гідравлічного приводу може розглядатися як багаторівнева система, при агрегуванні однотипних підсистем якої створюється підсистема наступного рівня, яка має нову якість і призначення для рішення певного кола задач. У свою чергу кожна з виділених на організаційному принципі функціональних підсистем може розглядатися як багаторівнева

ієрархічна система, у якій кількість підсистем може відрізнятися залежно від її призначення.

На рис. 2.3. наведена структурна схема взаємодії інженерно-технічних служб у системі технічного сервісу гідравлічного приводу машинно-тракторного агрегата.

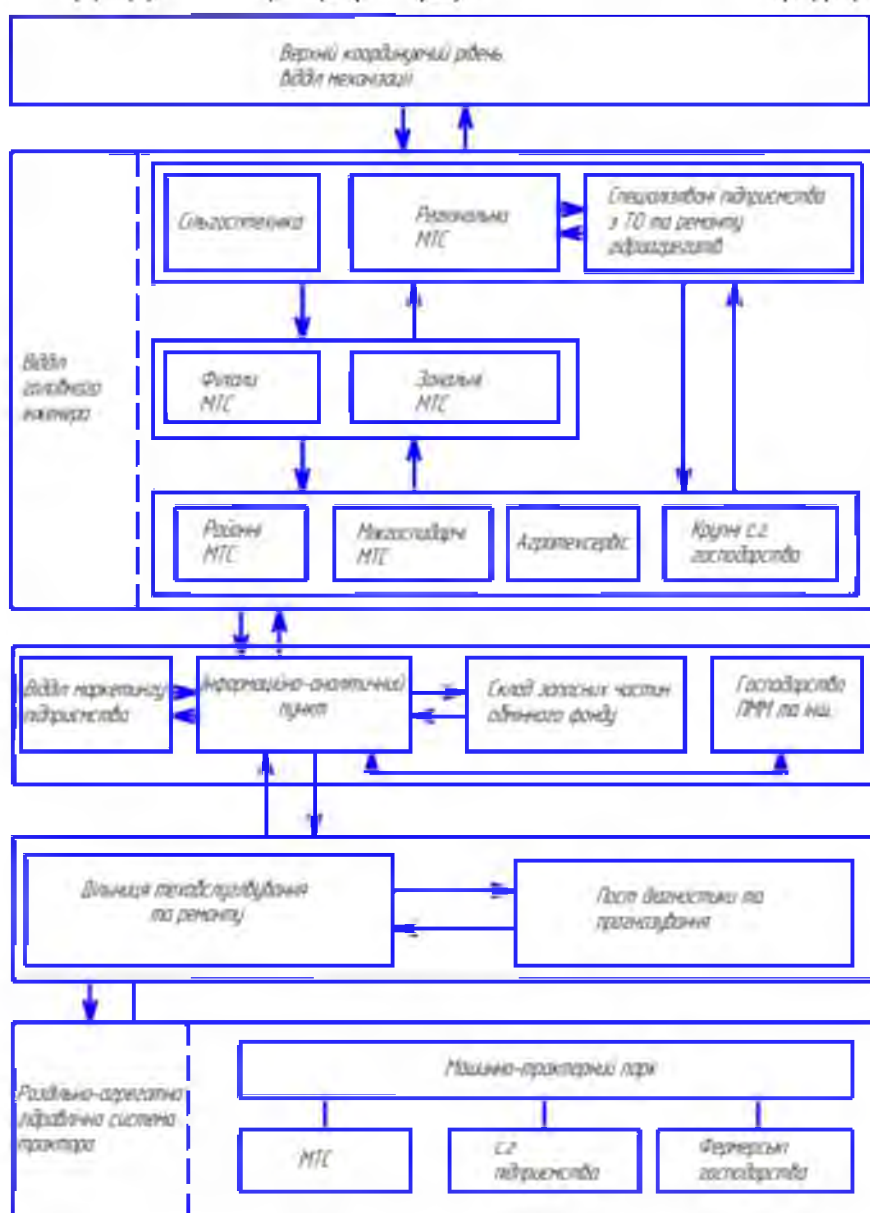


Рис. 2.3. Загальна структурна схема взаємодії інженерно-технічних служб у системі технічного сервісу гідравлічного приводу машинно-тракторного агрегата

Верхній рівень представлений у вигляді відділу механізації міністерства сільського господарства (МСГ) регіону й забезпечує координацію інженерної

служби всіх підсистем. На цьому рівні здійснюється науково-технічний зв'язок з ННЦ, організовується вивчення й поширення передового досвіду, раціональних технологій ТО й ремонту гідравлічних агрегатів, проводиться їхня експертна оцінка.

Наступний рівень представляється службою головного інженера різних підприємств. На цьому рівні здійснюється зв'язок із заводами з виробництва гідравлічних агрегатів і стендів для випробувань гідравлічних агрегатів, дилерськими центрами по сервісним обслуговуванню гідроагрегатів, інженерними службами різного (регіонального, зонального, районного) рівня,

забезпечується приймання-передача нормативно-технічної документації й розробляються заходи щодо їхнього впровадження. Розробляються й впроваджуються раціональні технологічні прийоми і операції по забезпеченню відповідної якості роботи гідроприводу, правила й прийоми експлуатації гідроприводу стосовно до природно-кліматичних умов і з урахуванням технічної оснащеності тракторного парку й ремонтно-обслуговуючої бази підприємств.

Особливе місце приділяється забезпеченню якісної роботи нафтогосподарств. На основі аналізу інформації з нижнього й верхнього рівнів ухвалюються рішення про заходи щодо вдосконалювання технічного сервісу гідроприводу на підприємстві.

Далі слідує рівень, у якому проводиться збір і аналіз інформації з функціонування гідроприводу. Тут накопичується вся статистична інформація з відмов машин і агрегатів, дані про якість проведених ремонтно-обслуговуючих робіт, наявності й вартості запасних частин і обмінного фонду, проводяться маркетингові дослідження й економічна оцінка зроблених робіт. Відповідно до вказівок верхнього рівня забезпечується взаємодія всіх служб підприємства.

Нижні два рівні є безпосередньо виробничими. На передостанньому рівні ремонтно-регулювальні роботи проводяться висококваліфікованими майстрами-наладчиками на ділянках діагностування й техобслуговування, у цехах ремонту гідравлічних агрегатів, спеціалізованих підприємствах по ТО і ремонту гідравлічних агрегатів. При цьому необхідний рівень якості роботи гідроприводу

забезпечується правильним регулюванням параметрів і якісним ремонтом гідравлічних агрегатів.

На нижньому рівні заходи щодо забезпечення якості роботи гідроприводу проводяться механізатором, шляхом раціонального вибору режимів роботи, дотриманням правил експлуатації (своєчасне і якісне проведення ЩТО, ТО-1 та ін.).

На рис. 2.4. наведена загальна схема взаємодії адміністративно-територіальних структур у системі технічного сервісу.

На верхньому рівні Уряд регіону вносить корективи в плани робіт підприємств регіонального підпорядкування (наприклад, освоєння технології ремонту або виробництва запчастин для гідроагрегатів), створює й розподіляє бюджетні й позабюджетні фонди в межах регіону, виступає гарантом і посередником у відносинах з міжнародними й іншими компаніями, заводами, банками, коректує розвиток інфраструктури сучасного електронного зв'язку на своїй території.

На регіональному рівні МСГ координує роботу підприємств по виконанню приписань верхнього рівня, здійснює контроль над діяльністю держтехнагляду, управляє роботою інженерної служби в районах. На цьому рівні проводиться інформаційно-аналітична обробка даних по надійності елементів і систем, готуються пропозиції по поліпшенню якості проведення ремонтно-обслуговуючих робіт гідроприводу на верхній рівень, передіготовка інженерних кадрів відповідно до регіональних особливостей.

Районне керування сільського господарства координує роботу інженерно-технічної служби МТС, сільгосптехніки, підприємств, організовує передіготовку майстрів-наладчиків, підготовку механізаторів. Разом з держтехнагляду здійснює контроль над функціонуванням машинно-тракторних агрегатів.

Однією з найважливіших умов якісного функціонування гідравлічних систем при жорсткості вимог оперативності вирішення внутрішніх і зовнішніх питань є впровадження інформаційних технологій (об'єднання в локальні мережі

з виходом у глобальну, електронна пошта, використання баз даних, пакетів прикладних програм (т.д.).

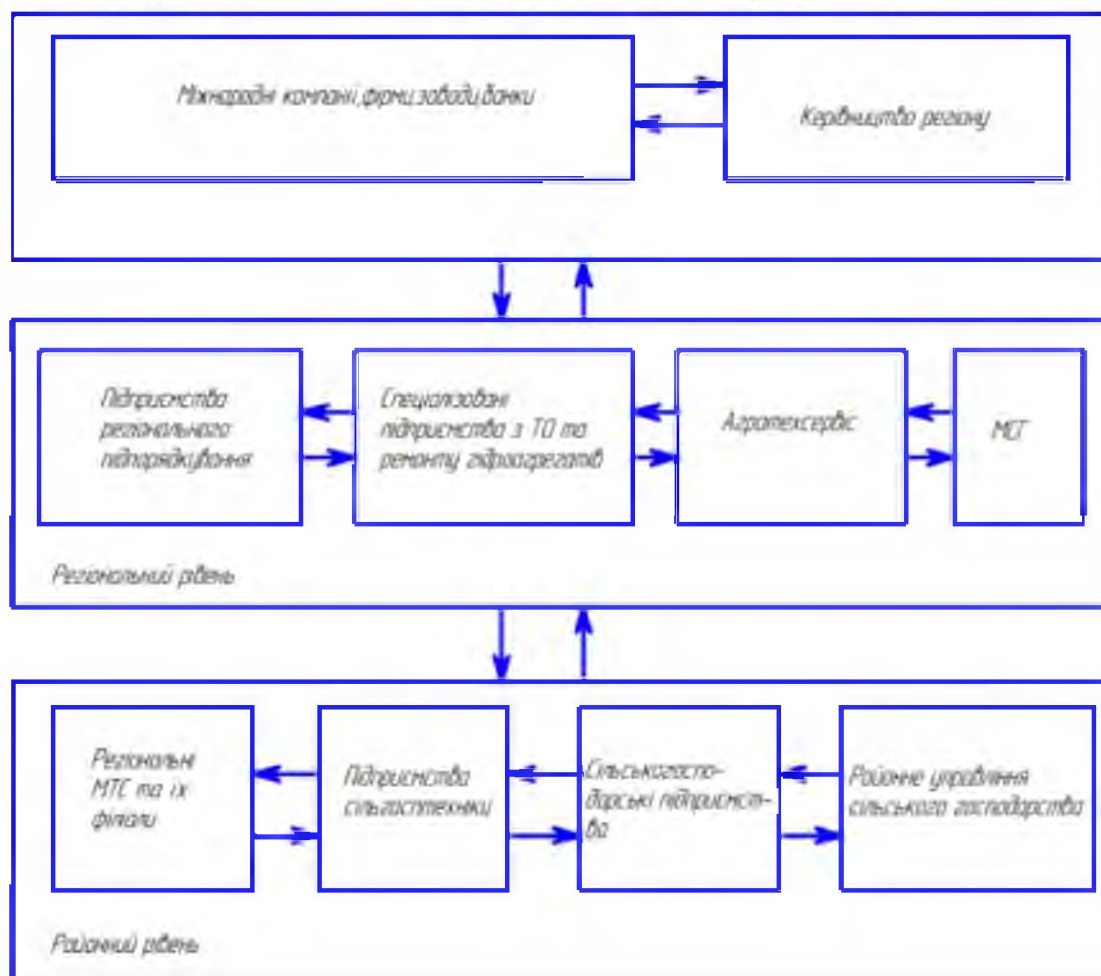


Рис. 2.4. Загальна схема взаємодії адміністративно-територіальних структур у системі технічного сервісу

Наведені на рис. 2.3 і 2.4 ієрархічні схеми є якоюсь мірою умовними, тому що на ступінь керованості нижчестоящих підсистем і спектр розв'язуваних ними задач суттєвий вплив має форма власності того або іншого підприємства (державна, приватна, акціонерне товариство й т.п.).

2.3. Обґрунтування діагностичних параметрів гідроприводу

В таблиці 2.1. представлено перелік та узгодженість між структурними та діагностичними параметрами, а також показниками працездатності гідроприводу машинно-тракторного агрегата.

Таблиця 2.1.

Перелік та узгодженість (відповідність) між структурними та діагностичними параметрами, а також показниками працездатності основного гідроприводу

Об'єкт діагностування	Структурний параметр	Діагностичний параметр	Показник працездатності (призначеності)
Основний гідропривід в цілому	Зазори в спряженнях деталей гідроагрегатів. Частота обертання приводного вала насоса	Тривалість виконання технологічних операцій гідрофікованими механізмами. Тривалість та інтенсивність зміни тиску робочої рідини в гідроприводах на динамічних перехідних режимах функціонування	Потужність, створювана потоком робочої рідини та її трансформування в енергію переміщень механізмів комбайна. Коефіцієнт корисної дії
Насос	Зазори в спряженнях деталей. Частота обертання приводного вала	Подача робочої рідини насосом на номінальних частотних і навантажувальних режимах. Тиск робочої рідини. Втрата робочої рідини в спряженнях деталей	Потужність, створювана потоком робочої рідини на номінальних частотних і навантажувальних режимах. Коефіцієнт корисної дії
Гідроциліндр	Зазори в спряженнях деталей. Зношення поверхонь деталей ущільнення	Зовнішня та внутрішня втрата робочої рідини в спряженнях деталей. Транспортна усадка поршня гідроциліндра. Люфт в з'єднаннях кріплення	Перетворення енергії потоку робочої рідини в енергію (силу) руху технологічних механізмів. Силове та позиційне регулювання переміщень механізмів
Запобіжний та перепускний клапани	Зазори в спряженнях деталей. Жорсткість пружин	Тиск робочої рідини для спрацювання клапанів. Втрата робочої рідини в спряженнях деталей	Потужність, створювана гідроприводом на номінальних частотних і навантажувальних режимах
Робоча рідина	Забрудненість робочої рідини механічними домішками та водою. Об'єм робочої рідини	Маса забруднювачів в одиниці об'єму робочої рідини. Температура робочої рідини	Передача гідравлічної енергії від створювачів до споживачів. В'язкість, змащувальність, антикорозійність
Фільтр	Забрудненість фільтрувального елемента	Перепад тиску робочої рідини на фільтрувальному елементі	Очищення робочої рідини від забруднювачів

Одним із основних напрямків організації системи технічного обслуговування виступає профілактичне діагностування без необхідного

розбирання на базі впровадження сучасних технологій інструментального контролю технічного стану гідравлічного приводу.

Теоретичними дослідженнями висунута гіпотеза стосовно можливості застосування в якості діагностичних параметрів характеристики зміни тиску робочої рідини на динамічних перехідних процесах функціонування гідроприводів.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУВБІП України

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма досліджень

Увесь обсяг експериментальних досліджень умовно можна розділити на наступні етапи.

Перший етап був присвячений аналізу причин відмов агрегатів гідросистем машинно-тракторних агрегатів.

На другому етапі, згідно з поставленою метою і завданням проводилися теоретичні дослідження. На цьому етапі була розглянута інформаційна модель забезпечення надійності гідравлічних агрегатів при діагностичній системі технічного обслуговування та ремонту.

На третьому етапі проводилися експериментальні дослідження відповідно загальним і частим методикам. Проведено аналіз технічного стану гідроагрегатів, які поступають до сервісного центру та стендові випробування гідроагрегатів.

Четвертий етап був присвячений розробленням з удосконалення системи технічного сервісу агрегатів гідроприводів.

Розробка технології ремонту насоса і оцінка її техніко-економічної ефективності.

3.2. Методика проведення вхідного стендового контролю робоздатності гідравлічних агрегатів

В якості експериментальної установки використовувався стенд КИ-4815М, який призначений для проведення обкатки, регулювання і контрольного випробування основних агрегатів гідравлічних систем машинно-тракторних агрегатів: гідравлічних насосів, гідророзподільників, гідрочиліндрів [10, 11]. Загальний вигляд стенду представлений на рис. 3.1., а в табл.3.1. наводиться технічна характеристика його контрольних-вимірювальних приладів.



Рис. 3.1. 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.

Таблиця 3.1
Технічна характеристика контрольно-вимірювальних приладів стенду КИ-4815М

№ п/п	Найменування приладу	Клас точності	Межа вимірювання	Призначення приладу
1	Манометр МОШТ-160 (ДСТУ 86 25-07)	0,5 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

Продовження таблиці 3.1.

3	Лічильник рідини <i>ЦЖКУ – 40С – 6</i> (ДСТУ 12671-01)	$0,5 \text{ м}^3 / \text{год}$	По витраті $1,8 \dots 18 \text{ м}^3 / \text{год}$	Вимірювання кількості робочої рідини при визначені подачі насосу
4	Лічильник рідини <i>ЦЖКУ – 25М – 16</i> (ДСТУ 12671-01)	$0,5 \text{ м}^3 / \text{год}$	По витраті $1,8 \dots 18 \text{ м}^3 / \text{год}$	Вимірювання кількості робочої рідини при визначені подачі насосу
5	Електронний лічильник обертів <i>ЕСО – 5</i>	$\pm 1 \text{ оберт}$	0...99 999	Видлік обертів валу під час визначення подачі насосу
6	Манометричний термометр <i>ТШП2 – В</i>	4°C	$0 \dots 125^\circ\text{C}$	Контроль температури робочої рідини

Перед початком робіт деталі, які лімітують ресурс гідроагрегату (гідронасос, гідророзподільник) очищуються від забруднень і вимірювалися.

Перед заміром положення деталей фіксується нанесенням на їх неробочу поверхню міток та порядкових номерів, що дозволяє забезпечити правильну орієнтовку деталей при виконанні замірів.

Заміри проводяться згідно рекомендаціям, передбачених ГОСТ – 18509 – 80. Для запобігання суб'єктивних помилок мікрометраж деталей виконується одним і тим же лицем та одним і тим же інструментом в будівлі з температурою навколишнього середовища $20 \pm 0\text{C}$. Таким чином підготовлювалися для оцінки впливу температури робочої рідини на їх роботоздатність.

3.3. Методика мікрометражних досліджень і обробка експериментальних даних

При розробці технології діагностування шестеренних насосів і розгляду технологічних факторів необхідно домагатися її ефективності. Для цього необхідно, проаналізувавши умови роботи насосів, визначити значення зношення основних деталей. Найбільш повну картину про характер зношування можна одержати, використовуючи дані інструментального дослідження. Крім

цього даним способом можна виявити вплив відхилення основних параметрів розмірних ланцюгів на зношення і дефекти основних деталей у виробничих умовах.

Для проведення мікрометражних досліджень було сформовано спеціальне робоче місце, укомплектоване пристосуваннями й вимірювальним інструментом.

В якості засобів вимірювання використовувалися наступні інструменти: для цапф шестерень, ширини торців шестерень насоса НШ-50А - важільний мікрометр МРП - 25-50 ГОСТ 11098-75 з точністю виміру 0,001 мм, для платиків,

ширини торців зубів насоса НШ-32А - важільний мікрометр МРП - 0-25 ГОСТ 11098-75 з точністю виміру 0,001 мм, для пазів під платики - індикаторний нутромір 10-18 ГОСТ 868-82 з точністю індикаторної головки 0,002 мм, радіус

посадкових місць під зуби шестірні - пристосування, розроблене В. Е. Черкуном [10] з точністю індикаторної головки 0,001мм (рис. 3.2.). Зовнішній діаметр

шестерень - за допомогою індикаторного столика з індикаторною головкою точністю до 0,001 мм

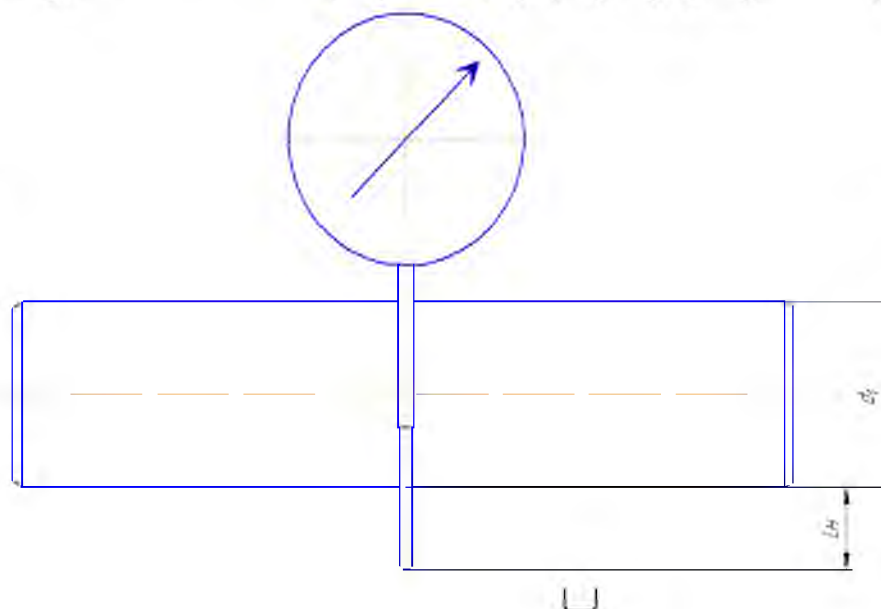


Рис. 3.2. Прилад для визначення радіуса колодязів напівобойми.

Необхідність застосування мікрометражного столика для визначення зовнішнього діаметра шестерень (рис. 3.3.) обумовлюється тим, що шестерні

мають непарне число зубів ($Z = 9$), що не дає можливості проводити виміри за допомогою мікрометражної скоби.

При використанні мікрометражного столика, через те, що площина прилягання шестерні є прямолінійною поверхнею, потрібно знайти величину зсуву Δ при визначенні зовнішнього діаметра. З рисунку 3.3. дане значення можна визначити в такий спосіб [10]:

$$\Delta = D_a \left(r_1 + h_1 + \frac{r_2}{2} \right), \quad (3.1.)$$

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

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

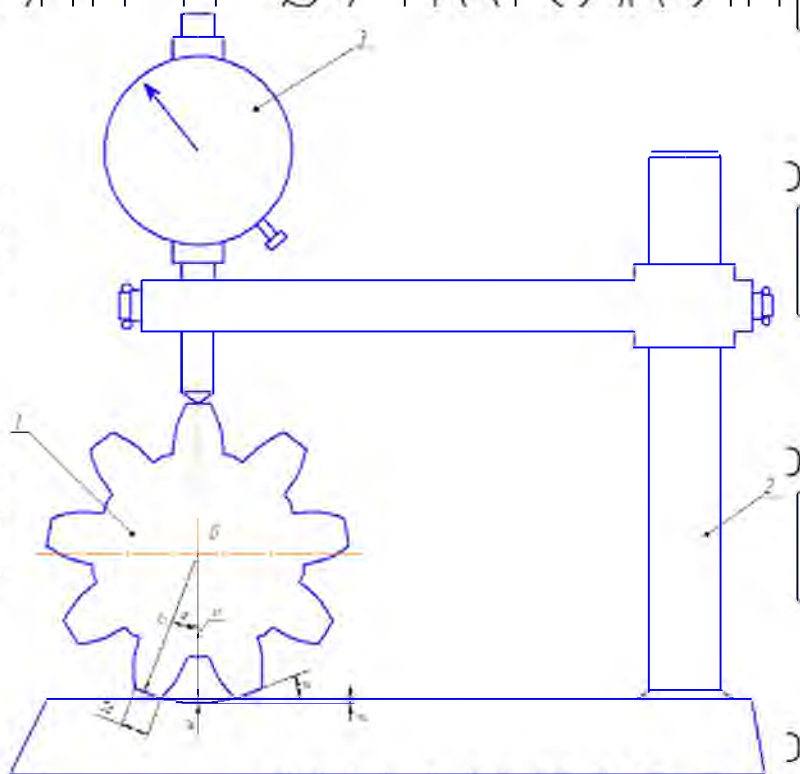


Рис. 3.3. Схема виміру шестерні

Визначається з рис. 3.3 як:

$$h_1 = r_1 \cos \alpha, \quad (3.2.)$$

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

r_1 - радіус зовнішньої окружності шестерні, мм;

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

$$h_2 = S_a \cos \alpha, \quad (3.3.)$$

де S_a - ширина вершини зуба, мм. Визначається згідно [39]:

$$S_a = D_a \left\{ \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + (\operatorname{tg} \alpha_0 - \alpha_0) - \operatorname{tg} \left(\arccos \frac{D_0}{D_a} \right) - \arccos \frac{D_0}{D_a} \right\}, \quad (3.4.)$$

де z - число зубів,

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

D_0 - діаметр ділильної окружності, мм.
Величина D_0 визначається по формулі [44]:

$$D_0 = m \cdot z, \quad (3.5.)$$

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

вимог.

З врахуванням того, що $m = 5,43 \text{ мм}$, тоді по (3.7) $S_a = 1,5 \text{ мм}$, а з урахуванням формул (3.3.) - (3.5.) одержимо, що величина зсуву від площини до дуги складе $\Delta = 1,453 \text{ мм}$. Тобто при проведенні вимірів зовнішнього діаметра

шестірні (рис. 3.3), додаючи до отриманого по індикатору значення величину Δ , знайдемо вихідне значення величини діаметра.

У процесі роботи вимірялися цапфи шестерень (а) у двох взаємно перпендикулярних площинах (0 і 90°) для визначення еліпсності і у двох перетинах для визначення конусності.

Ілластики вимірялися у двох положеннях - товщина знощеної (пер. 1-1) і не знощеної (пер. 2-2) поверхні Л (рис. 3.4.).

НУБІП УКРАЇНИ

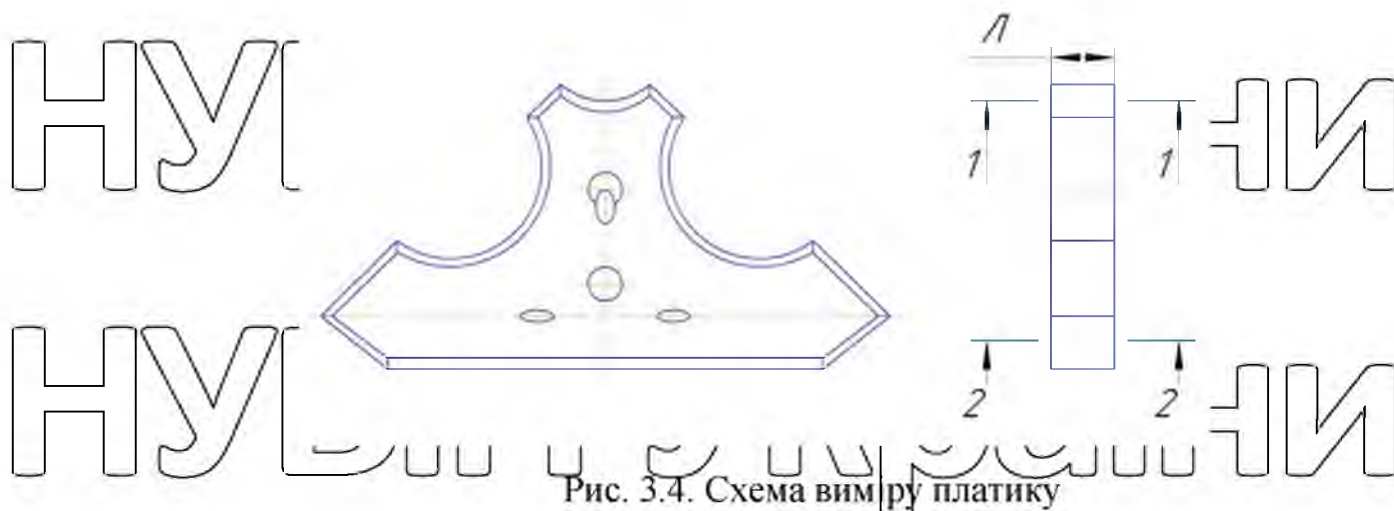


Рис. 3.4. Схема виміру платику

Підшипникова обойма вимірялася (радіуси колодязів) у двох площинах

1-1 і 2-2 (рис. 3.5) для визначення конусності.

Для визначення радіуса колодязя обойми під шестірні використовувався прилад, розроблений В. Е. Черкуном, [10] представлений на рис. 3.2. Для настроювання приладу він установлювався на два блоки кінцевих заходів розміром 14,9 мм на мікрометражному столику. У цьому положенні виліт установлювався на нуль.

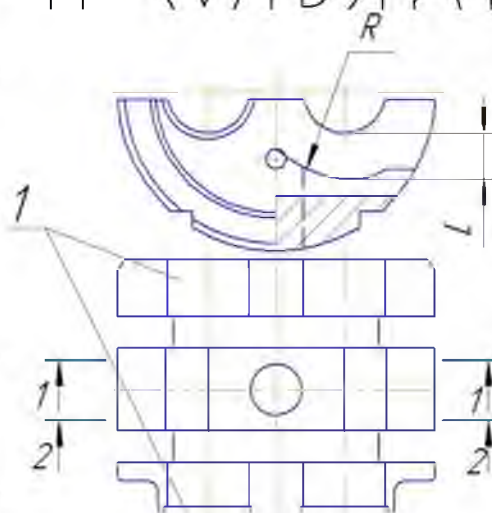


Рис. 3.5. Схема виміру обойми

Прилад установлювався на незношені (базові) поверхні 1 у напівотворах обойми (рис. 3.5). У процесі вимірів знімалися показання L по індикатору.

Уявний радіус колодязя напівобойми розраховувався по формулі $R^k = L + d_1/2$.

Знаходили максимальний R_{\max}^k і мінімальний R_{\min}^k радіуси колодязя напівобойми.

Дефекти поверхневого шару (задири корпусу, ризки на цапфах і платиках) визначалися зовнішнім оглядом.

По завершенню вимірів проводилася первинна обробка даних, підраховувалося зношування цапф шестерень, торців і зовнішніх діаметрів шестерень, платиків, обойм, а також визначалися реальні зазори в з'єднаннях.

Зношування цапф визначалося як:

$$U_{ц\max} = d_{ц\max} - d_{ц\min} \quad (3.6.)$$

Зношування по зовнішньому діаметру:

$$U_{ш\max} = D_{A\max} - D_{A\min} \quad (3.7.)$$

Зношування по ширині шестірни:

$$U_{т\max} = B_{т\max} - B_{т\min} \quad (3.8.)$$

Зношення радіусів обойм визначалися як різниця між найбільшим радіусом R_{\max} і найменшим радіусом R_{\min} по перетинах 1-1 і 2-2 (рис. 3.5.).

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

$$U_{п\max} = L_{п\max} - L_{п\min} \quad (3.9.)$$

Торцевий зазор визначається за результатами розрахунків розмірного ланцюга.

Радіальний зазор визначався виходячи з умови роботи круглого шестеренного гідронасоса. Основною умовою нормальної роботи гідроагрегату є те, що швидкість зношування напівотору напівобойми більше швидкості зношування колодязя напівобойми, тому радіальний зазор, утворений у парі тертя «вершина зуба - колодязь» у точці відповідній до максимального значення зовнішнього радіуса шестірни й мінімальному радіусу колодязя напівобойми дорівнює нулю (точка торкання) [10, 29]. Величина радіального зазору буде

визначатися як різниця між мінімальним значенням зовнішнього радіуса шестірни й максимальним значенням радіуса колодязя напівобойми. Тобто:

$$S_p = R_{\max}^k - \frac{D_{\min}^u}{2}, \quad (3.10.)$$

Величина технологічного радіального зазору $S_{\text{тех}} = 0,030 \dots 0,012 \text{ мм}$.

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

3.7.)

При вимірах величини L качалка (рис. 3.2.) опирається на базові (незношені) поверхні напівотворів напівобойми, що представляють собою виступи, утворені в результаті того, що шестерня має меншу довжину, ніж посадкові місця напівотворів напівобойми. У процесі вимірів знімалися показання L по індикатору.

Величина зношування напівотворів підтискної напівобойми й цапфи шестірні визначиться як [10]:

$$U_{ц-о} = L - L', \quad (3.11.)$$

Величину L' визначали по різниці максимального радіуса шестірні й мінімального радіуса цапфи по формулі [10]:

$$L' = R_{\max}^u - \frac{d_{\min}^u}{2}, \quad (3.12.)$$

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

d_{\min}^u - мінімальний діаметр цапфи шестірні.

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

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

$$S_{ц} = U_{ц=о} + U_{\text{вкл.}} \quad (3.13.)$$

Зазор у сполученні «корпус - підтискна обойма» $S_{к-о}$ складається з

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

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

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

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

Зазор «цапфа - підтискна обойма» $S_{Ц}$ визначався по формулі (3.13).

Технологічний зазор у даному з'єднанні рівний $S_{Ц}^{TEX} = 0,030 \text{ мм}$.

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

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

НУБІП України

4.1. Визначення зміни структурних параметрів деталей гідронасоса на параметри його технічного стану

Для визначення дійсного стану гідроприводу необхідно визначити які параметри і яким чином необхідно перевіряти, а також які засоби при цьому використовувати.

Параметри стану гідроприводу - це фізичні величини, що характеризують його працездатність або справність і які змінюються в процесі його роботи.

Діагностичною ознакою (параметром) називають ознаку об'єкта, що діагностується, яку використовують у встановленому порядку для визначення технічного стану об'єкта.

Кожна конкретна несправність гідроприводу характеризується однією або декількома зовнішніми ознаками її прояву. В одному випадку ознаки вказують безпосередньо на конкретну несправність, в іншому - характеризують її тільки опосередковано. У процесі діагностування гідроприводів для оцінювання їх технічного стану використовують як структурні, так і опосередковані ознаки.

Структурні параметри гідроприводів безпосередньо характеризують працездатність елементів і гідроприводу в цілому (зазори, зношення, натяги у з'єднаннях, геометрична форма тощо). Зміна структурних параметрів пов'язана зазвичай з необхідністю розбирання вузлів та агрегатів. Контроль за структурними параметрами широко використовується при ремонті (дефектація).

Зміна структурних параметрів супроводжується зміною параметрів робочого процесу гідроприводу (тиск і витрата робочої рідини, температура робочої рідини, час переміщення штока гідроциліндра тощо). Якщо параметри робочих процесів мають деякий функціональний зв'язок зі структурними параметрами приводу та характеризують його технічний стан, то вони можуть бути віднесені до діагностичних параметрів, які опосередковано характеризують працездатність або справність приводу. Опосередкованими діагностичними

ознаками можуть служити акустичні сигнали, зміна температури корпусних деталей і робочої рідини, зміна тиску в системі, наявність у робочій рідині продуктів зношення, параметри, які характеризують динамічні якості системи, тощо. Перевагою опосередкованих діагностичних параметрів перед структурними є те, що їх контроль зазвичай не потребує розбирання агрегатів та може здійснюватися в процесі роботи гідроприводу.

Можна також виділити в окрему групу вихідні параметри приводу, які визначають його працездатність згідно зі встановленими ТУ. Зазвичай ці параметри можуть бути виміряні тим або іншим способом. Контроль вихідних параметрів дає відповідь на питання про працездатність приводу, однак не визначає місця та виду пошкодження, яке призвело до відмови.

Контроль структурних параметрів дозволяє фіксувати пошкодження, які призводять чи можуть призвести до відмови приводу. Величина зношення, деформації, ступінь корозії тощо також є діагностичними ознаками, за якими можна зробити висновок про технічний стан приводу. Вони є першопричиною відмови і пов'язані з вихідними параметрами функціональною залежністю. Оскільки цих ознак у складному гідроприводі досить багато, то їх одночасна реєстрація не є необхідною. Тому контроль пошкоджень є зазвичай другим етапом діагностування гідроприводу після контролю його вихідних параметрів, коли необхідно встановити причини втрати приводом працездатності та здійснити пошук дефекту.

Контроль працездатності приводу за опосередкованими параметрами найбільш поширений і проводиться у тому випадку, коли безпосереднє вимірювання вихідних параметрів нарапляє на великі труднощі. Ці ознаки повинні бути функціонально пов'язані з працездатністю приводу та відображати зміну в часі його технічного стану.

За обсягом і характером інформації, яка передається, діагностичні параметри поділяються на окремі (власні) та загальні (або узагальнені), а також на взаємопов'язані та незалежні.

Окремий діагностичний параметр вказує на цілком визначену несправність гідروприводу або гідроагрегату. Так, зміщення межі спрацювання запобіжного клапана безпосередньо вказує на проблеми, пов'язані з його регулюванням.

При технічному діагностуванні гідроприводів машин та технічного обладнання часто доводиться проводити оцінку стану окремих гідроагрегатів за узагальненими параметрами.

Узагальнений - це такий діагностичний параметр, який характеризує технічний стан гідроприводу (або гідроагрегату) у цілому. Так, зміна швидкості вихідної ланки гідродвигуна характеризує його загальний технічний стан, однак не вказує, що саме є причиною цього стану (зношення ущільнення поршня, гільзи циліндра або зміна витрати робочої рідини). Використання узагальнених параметрів стану дозволяє значною мірою знизити трудомісткість діагностування, особливо при неплановому технічному обслуговуванні.

Незалежні параметри самостійно вказують на конкретну несправність. Взаємозалежні діагностичні параметри самостійно (по одному) не визначають несправність. Це можна здійснити тільки одночасною реєстрацією декількох параметрів. Наприклад, зношення ущільнень поршня гідроциліндра можна визначити шляхом одночасного вимірювання кількості рідини, яка надходить до гідроциліндра, швидкості переміщення штока, температури робочої рідини, тиску у напірній та зливній магістралях.

Кількісною мірою параметра стану є його значення, яке може бути номінальним, нормальним та граничним.

Значення параметра технічного стану гідроприводу (гідроагрегату) на початку експлуатації називають номінальним: завор у з'єднанні, тиск регулювання клапана, витрата робочої рідини тощо.

Допустиме значення параметра - значення, при якому забезпечується безвідмовна робота гідроприводу до наступного обслуговування при високих техніко-економічних показниках. Багато параметрів гідроприводів, які характеризують його технічний стан, мають два допустимі значення. Одне з них

розраховують, виходячи з необхідності забезпечення надійної роботи гідроприводу до відповідного наступного технічного обслуговування, а інше – до наступного ремонту. Значення параметра, яке не виходить за межі допустимих величин, називають нормальними. Вони знаходяться у діапазоні між нормальними і допустимими величинами.

Граничне значення параметра – найбільше або найменше, яке може мати працездатний гідроагрегат. При виході значень параметрів за граничні подальша експлуатація агрегату або приводу без проведення ремонту неприпустима внаслідок різкого збільшення інтенсивності зношення контактуючих деталей, надмірного зниження продуктивності машини або порушення вимог техніки безпеки. Достиження граничного значення будь-якого з параметрів означає, що ця складова частина машини знаходиться у граничному стані. Ці значення встановлюють на підставі відповідних критеріїв: технічних, техніко-економічних, технологічних.

Технічні критерії передбачають випадки, коли деталі, які досягли свого граничного стану, не можуть більше виконувати свої функції з технічних причин, або коли подальша експлуатація приводу призводить до аварійної відмови. Техніко-економічні критерії визначають граничний стан приводу у тому випадку, коли у результаті зміни технічного стану змінюються деякі властивості приводу, знижується ефективність його використання. Технологічні критерії характеризують різке погіршення якості виконання робіт внаслідок граничного стану робочих органів машини.

Для діагностування гідроприводів та їх елементів є достатньо велика кількість параметрів (ознак), за якими можна робити висновки про технічний стан приводу. Однак недоцільно надмірно розширювати номенклатуру цих параметрів. Необхідно мати на увазі, що, з одного боку, збільшення кількості ознак приводить до зростання обсягу інформації про стан приводу, а з іншого – до ускладнення системи контролю та збільшення похибки вимірювання.

При виборі та обґрунтуванні основних діагностичних параметрів гідроприводів необхідно враховувати їх достатність для достовірного

визначення технічного стану приводу, основні причини і частоту відмов його агрегатів, ознаки їх прояву. Обов'язково потрібно враховувати також характеристики взаємних статистичних зв'язків ознак, які відображають взаємозв'язки між різними процесами у приводі. Знання взаємних статистичних зв'язків дозволить за необхідності встановлювати значення одних параметрів за значеннями інших.

До діагностичних параметрів гідроприводів пред'являються такі вимоги: однозначність; стабільність; широта поля вимірювання; доступність; зручність вимірювання; зручність обробки результатів вимірювання; точність; інформативність; технологічність тощо.

Вимога однозначності передбачає дотримання умови, при виконанні якої кожному значенню функціонального параметра діагностованого гідроприводу відповідає єдине значення діагностичного параметра. Вимога стабільності встановлює можливу величину відхилення діагностичного параметра від свого середнього значення при незмінних значеннях структурних параметрів та умов їх вимірювання. Вимога широти вимірювання встановлює діапазон зміни діагностичного параметра, яка відповідає заданій величині зміни структурного параметра. Чим більший діапазон зміни діагностичного параметра, тим більша його інформативність. В першу чергу необхідно приділяти увагу параметрам, що характеризують найбільш часто повторювані відмови. Вибраний діагностичний параметр повинен нести найбільшу інформацію про технічний стан діагностованого гідроагрегату.

Основними параметрами, за якими здійснюється діагностування гідроприводів у цілому, гідромашин, гідророзподільників, гідроциліндрів, клапанів та інших гідроагрегатів і гідроприскоїв, є:

- тривалість робочого циклу;
- об'ємний ККД (витоки робочої рідини);
- амплітуда пульсацій тиску;
- параметри вібраційної характеристики;
- рівень шуму;

➤ максимальний тиск у гідросистемі;
 ➤ усталеа температура робочої рідини;
 ➤ усталеа температура корпусних деталей;

➤ інтенсивність нагрівання;

➤ ефективна (гідралічна) потужність;

➤ концентрація продуктів зношення та абразиву у робочій рідині;
 ➤ інтенсивність наростання або зниження тиску;

➤ ступінь вакууму у магістралі всмоктування;

➤ частота обертання ротора;

➤ характер зміни частоти обертання ротора;
 ➤ зусилля опору переміщення виконавчого механізму;

➤ перепад тиску;

➤ час переміщення штока на довжину, яка задається;

➤ усадка штока за інтервал часу, який задається;

➤ тиск сирацювання;
 ➤ гальмівний шлях виконавчого механізму;

➤ ступінь засміченості фільтрів;

➤ параметри стану робочої рідини (в'язкість, наявність води, кислотне

число тощо).

Необхідно зазначити, що більшість з наведених діагностичних параметрів гідроприводів є похідними (розрахунковими) від деякого ряду параметрів

функціонування гідроприводів, які піддаються вимірюванню. До найбільш

характерних діагностичних параметрів, які реєструються, належать:

➤ тиск робочої рідини;
 ➤ перепад тиску;

➤ ступінь вакууму;

➤ пульсація тиску;

➤ витрата робочої рідини;
 ➤ рівень робочої рідини в баку;

➤ температура робочої рідини;

температура корпусних деталей;
 час;
 переміщення лінійне;
 переміщення кутове;

положення рухомих елементів;
 частота обертання ротора;
 зусилля;
 крутний момент;
 рівень шуму;

вібраційні характеристики;
 параметри робочої рідини.

Вибір діагностичних параметрів. Вибір та оптимізація сукупності

діагностичних параметрів для контролю технічного стану гідравлічних приводів

є одним з основних завдань при розробці систем їхнього діагностування. Для

його вирішення широко використовуються діагностичні моделі гідравлічних

приводів, які описані нижче. Так, вводячи у логічну або функціональну схему

досліджуваної системи гідроприводу з розщепленими параметрами можливі при

експлуатації варіанти несправностей, одержуємо для кожного випадку

сукупність вихідних параметрів логічних блоків системи $\{z_i\}$, що набувають

значення «1» або «0» залежно від відповідності значення вимогам ТУ. Далі за

отриманими значеннями z_i складається таблиця функцій несправностей (ТФН)

[19], аналіз якої з використанням умов мінімізації булевих функцій дозволяє

визначити мінімальну сукупність діагностичних параметрів для оцінки

технічного стану системи гідроприводу і знаходження в ній елемента, що

відмовив.

Для знайдення оптимальної сукупності діагностичних параметрів, що

дозволяють визначити виникнення несправності у системі гідроприводу,

необхідно для основних режимів роботи системи побудувати ТФН. Для цього за

допомогою функціональної схеми системи з розщепленими параметрами

аналізують зміни параметрів цієї системи при виникненні типових

несправностей у її елементах (гідроагрегатах) в процесі експлуатації. Для складної системи гідроприводу умови зображення її елементів у вигляді логічних блоків виконуються не повністю, тому підставою для аналізу повинні служити не формальні правила проходження сигналу в логічних схемах, а результати експериментальних і теоретичних досліджень впливу можливих несправностей на вихідні параметри та працездатність конкретних агрегатів й елементів, що входять у систему гідроприводу, а також функціональні параметри системи.

Аналіз отриманих ТФН дозволяє визначити мінімальну сукупність діагностичних ознак для оцінки функціонування гідроприводу і знаходження елемента, який відмовив. При цьому мінімальна сукупність діагностичних параметрів для оцінки справного або несправного стану гідроприводу повинна бути такою, щоб при виникненні будь-якої можливої несправності у системі і переході її зі стану e_0 в один із станів e_i -х у відповідному стовпці ТФН навпроти хоча б одного з обраних діагностичних параметрів з'явилось значення «0». Таких мінімальних сукупних діагностичних параметрів для конкретного режиму роботи гідроприводу може бути декілька. У цьому випадку перевага віддається тим параметрам, контроль яких у процесі експлуатації може бути здійснений з мінімальними витратами, або тим, для яких існують добре розроблені технічні засоби контролю, що мають високу надійність.

Численні дослідження гідравлічних приводів машин показують, що для визначення їх технічного стану достатньо контролювати параметри, які оцінюють роботу ділянки гідравлічного живлення та вихідний функціональний параметр приводу (час виконання робочих операцій, максимальне зусилля або момент на вихідному валу приводу та ін.)

4.2. Результати залежності між структурними та функціональними параметрами технічного стану

Проведення лабораторних досліджень з отримання функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану деталей, оброблених сплавом, та функціональними параметрами і наробітком

гідронасоса, проводиться з застосуванням стенд КИ - 4815М, який призначений для обкатки та випробовування агрегатів гідравлічних систем робочого обладнання мобільних машин сільськогосподарського призначення, гідравлічна схема якого наводиться на (рис. 4.1.), згідно методик представлених в третьому розділі.

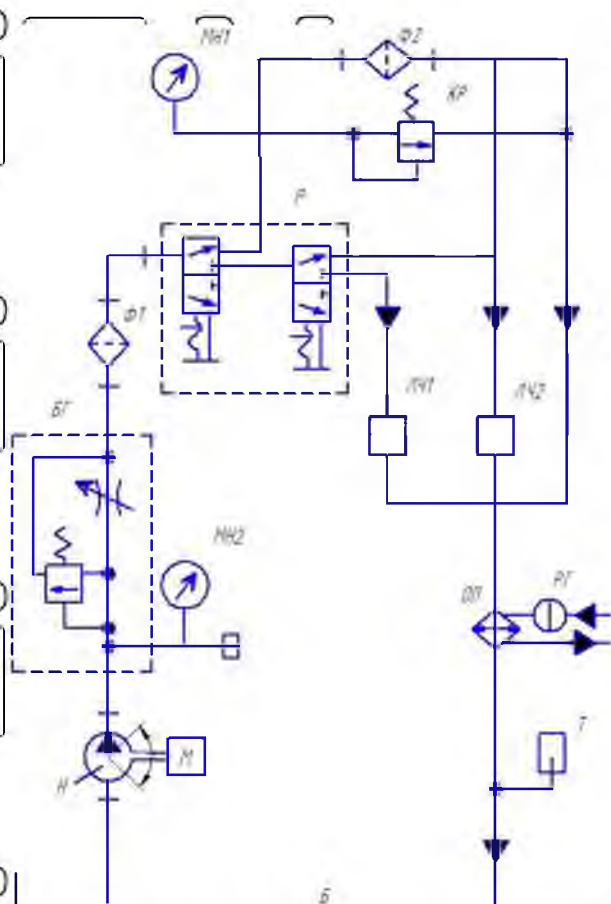


Рис. 4.1. Гідравлічна принципова схема стенду КИ-4815М:

Н – насос; ОП – охолоджуючий пристрій; Б – бак; БГ – гідравлічний блок; МН1, МН2 – манометр; Р – кран; РГ – регулятор температури; КР – редуційний клапан; ЛЦ1, ЛЦ2 – лічильники рідини; Т – термометр; Ф1 – фільтр; Ф2 – відцентровий фільтр.

Для визначення об'ємного коефіцієнту подачі нам необхідно виявити фактичну подачу насоса, яка визначається експериментальним шляхом за допомогою стенду КИ-4815М за відомими методиками [5].

Тривалість випробування насосів складала 50...60 год., так як даний період експлуатації характеризується припрацюванням пар тертя і прискоренням

зношенням деталей. Результати досліджень випробування насосів представлені в (табл.4.1,4.2) та на (рис.4.5,4.6).

Таблиця 4.1

Результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнта подачі насосів

НШ-50-2

Час обкатки насоса, год.	Робочий об'єм насоса, $\text{см}^3/\text{об.}$	Робочий тиск, $P, \text{МПа}$	Дійсна подача насоса, $\text{см}^3/\text{об.}$	Коефіцієнт об'ємної подачі насоса, η
1	2	3	4	5
Насос НШ-50-2 (відновлений під 2-й ремонтний розмір, оброблений епіламом)				
10	50,0	14,0	43,6	0,872
20	50,0	14,0	43,4	0,868
30	50,0	14,0	43,1	0,862
40	50,0	14,0	42,8	0,856
50	50,0	14,0	42,7	0,854
60	50,0	14,0	42,7	0,854
Насос НШ-50-2 (відновлений під 2-й ремонтний розмір, не оброблений епіламом)				
10	50,0	14,0	43,7	0,874
20	50,0	14,0	43,4	0,868
30	50,0	14,0	42,8	0,856
40	50,0	14,0	42,5	0,850
50	50,0	14,0	42,3	0,846
60	50,0	14,0	42,1	0,842

Таблиця 4.2

Результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнта подачі насосів

НШ-32-2

Час обкатки насоса, год.	Робочий об'єм насоса, $\text{см}^3/\text{об.}$	Робочий тиск, $P_p, \text{МПа}$	Дійсна подача насоса, $\text{см}^3/\text{об.}$	Коефіцієнт об'ємної подачі насоса, η
1	2	3	4	5
Насос НШ-32-2 (відновлений під 2-й ремонтний розмір, оброблений епіламом)				
10	32,0	14,0	27,9	0,871
20	32,0	14,0	27,6	0,863
30	32,0	14,0	27,4	0,856
40	32,0	14,0	27,1	0,845
50	32,0	14,0	27,0	0,844
60	32,0	14,0	27,0	0,844
Насос НШ-32-2 (відновлений під 2-й ремонтний розмір, не оброблений епіламом)				
10	32,0	14,0	27,8	0,869
20	32,0	14,0	26,6	0,863
30	32,0	14,0	27,1	0,847
40	32,0	14,0	26,8	0,838
50	32,0	14,0	26,6	0,831
60	32,0	14,0	26,4	0,825

Проведений аналіз отриманих результатів показує, що у насосів, деталі качаючих вузлів яких оброблені епіламом, при напрацюванні п'ятдесят годин спостерігається стабілізація подачі насоса (у насоса НШ-50-2 вона становить $42,7 \text{ см}^3/\text{об.}$, а НШ-32-2 відповідно $27,0 \text{ см}^3/\text{об.}$), тоді як у насосів, які не

оброблювалися епіламом, на протязі всього періоду обкатки спостерігається зменшення подачі насоса і період її стабілізації відсутній.

Наглядно отримані функціональні залежності підтверджуються графічно на рис.4.2. та рис.4.3.

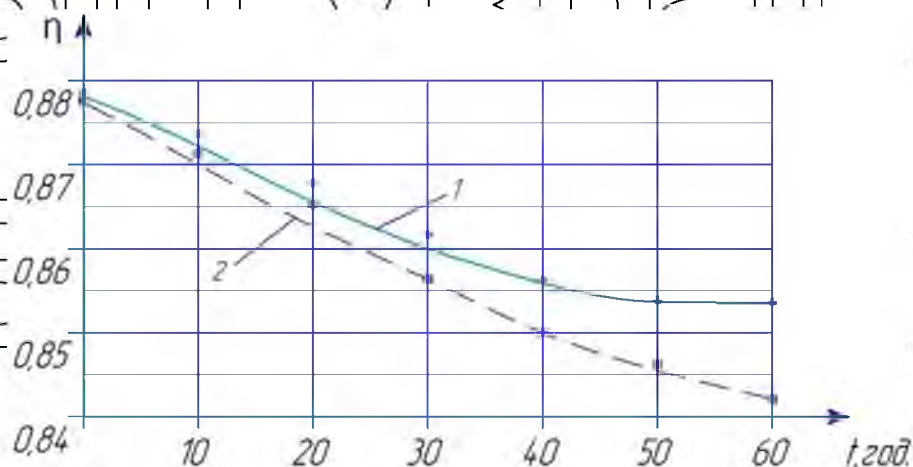


Рис. 4.2. Залежність коефіцієнта подачі (η) насоса НШ-50-2 від наробітку t : 1 – деталі качаючого вузла насоса оброблені епіламом; 2 – деталі качаючого вузла насоса не оброблені епіламом.

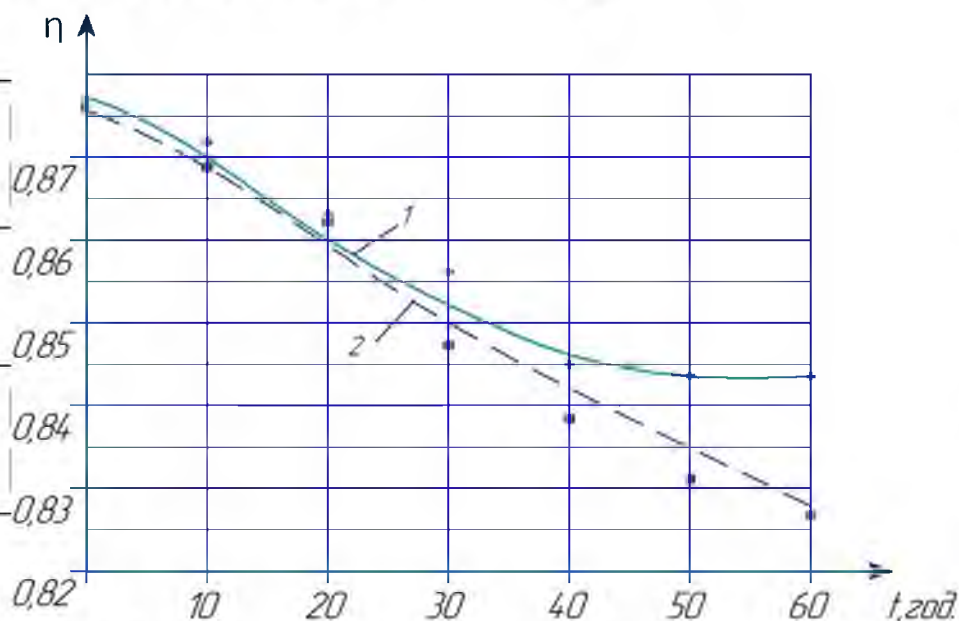


Рис. 4.3. Залежність коефіцієнта подачі (η) насоса НШ-32-2 від наробітку t : 1 – деталі качаючого вузла насоса оброблені епіламом; 2 – деталі качаючого вузла насоса не оброблені епіламом.

Більш детальний аналіз графічної частини показує, що різниця між коефіцієнтами подачі насосів за перші двадцять годин роботи є не значною і обумовлюється загальним припрацюванням деталей і формуванням розмірних ланцюгів в з'єднаннях качаючого вузла за рахунок стабілізації геометричного

положення деталей, що має однакові наслідки для насосів, як оброблених так і не оброблених епіламом.

Послідуюча різниця коефіцієнтів подачі насосів обумовлюється зміною ресурсних параметрів в результаті зношення деталей качаючого вузла насоса.

При цьому у відремонтованих насосів НШ-50-2, деталі качаючих вузлів яких оброблені епіламом, при роботі протягом шістьдесяти годин коефіцієнт подачі на 1,4% перевищує коефіцієнт подачі відремонтованих насосів, які не оброблено епіламом. Для насосів НШ-32-2 даний показник становить 2,25%.

Більша різниця показника коефіцієнта подачі для насосів НШ-32-2 пояснюється тим, що питомі навантаження, які діють на деталі в спряженнях качаючого вузла, мають більші значення за рахунок менших розмірів площин тертя при заданому тиску робочої рідини та обертів вала, як для насосів з теоретичним робочим об'ємом ($q_m = 50,0 \text{ см}^3 / \text{об.}$) так і для насосів з робочим

об'ємом ($q_m = 32,0 \text{ см}^3 / \text{об.}$).

Кращі показники коефіцієнта подачі для насосів, оброблених епіламом, можна пояснити тим, що на поверхні деталі, яка оброблена поверхнево-активними речовинами, формується шар орієнтованих молекул, які радикально міняють енергетичні властивості поверхні деталі не змінюючи її структуру, а лише модифікуючи її, надаючи поверхні антифрикційні, антиадгезійні та захисні властивості.

При цьому геометричні розміри оброблюваної деталі залишаються не змінними, так як товщина захисного шару плівки складає приблизно 40-80 Å (10^{-8} см), що не впливає на розмірний ланцюг качаючого вузла насоса.

4.2. Розроблення з удосконалення системи діагностичного забезпечення гідроприводу

Діагностичним забезпеченням [4, 9] передбачається створення та реалізація комплексу взаємно погоджених правил, методів, алгоритмів і засобів, необхідних для здійснення діагностування на всіх етапах життєвого циклу

об'єкту. Об'єктом діагностування в роботі розглядається як гідропривід в цілому, так і його складові частини (гідроагрегати та елементи). Етапами життєвого циклу об'єктів вважається: розроблення та виготовлення; експлуатування; ремонт.

На кожному з цих етапів мають діяти правила, за якими визначається технічний стан об'єкта діагностування. На етапі розроблення та виготовлення параметри технічного стану об'єктів та порядок випробування регламентуються відповідною технічною документацією. На етапі експлуатування об'єктів мають діяти нормативні документи, які регламентують процеси: пошуку та встановлення відмов; встановлення технічного стану гідроприводів в цілому та їх складових частин; визначення залишкового ресурсу гідроагрегатів; прогнозування терміну безвідмовної експлуатації об'єкта. На етапі ремонту визначають залишковий ресурс та потребу в ремонті об'єктів.

4.2.1. Загальні правила діагностування гідроприводу

Завданнями технічного діагностування є контроль технічного стану; пошук місця та визначення причин відмови; прогнозування технічного стану.

Технічний стан об'єкта встановлювали на підставі порівняння фактичного (заміряного при

діагностуванні) значення параметра технічного стану з нормативним значенням, передбаченим технічною документацією. Прогнозування технічного

стану виконували з метою визначення з заданою імовірністю інтервалу часу (ресурсу) протягом якого збережеться працездатний (справний) стан об'єкта.

Для оцінки технічного стану об'єкта застосовували діагностичні параметри, які безпосередньо характеризують працездатність об'єкта (розмір деталей, зношення, зазор або натяг в sprzęженні тощо) та такі, що побічно характеризують працездатність об'єкта (температура, подача, тиск та втрата робочої рідини,

вібрація, швидкість, потужність, сила тощо) [4, 9]. Нормування діагностичних параметрів проводили за такими ознаками:

- номінальне значення діагностичного параметра відповідає справному

технічному стану об'єкта, за яким він здатний виконувати усі задані функції;

▶ граничне значення діагностичного параметра відповідає такому технічному стану об'єкта, за яким його подальша експлуатація неприпустима чи недоцільна, або відновлення його працездатного стану неможливе чи недоцільне;

▶ граничнодопустиме значення діагностичного параметра відповідає такому технічному стану об'єкта, за яким його залишковий ресурс складає сумарний наробіток від моменту контролю (діагностування) його технічного стану до переходу у граничний стан.

Номинальні значення встановлювали на підставі технічних характеристик нових гідроагрегатів та експлуатаційних параметрів і режимів функціонування гідроприводу трактора. Граничні значення визначали виходячи з показників працездатності відповідних гідрофікованих механізмів трактора, які регламентовано нормативними документами на трактор.

Граничнодопустимі значення діагностичних параметрів мають відповідати такому залишковому ресурсу агрегату, якого достатньо для нормального (справного) функціонування гідроприводу до наступного діагностування, яке регламентовано нормативними документами [11].

Враховуючи специфіку експлуатування трактора, граничнодопустимі значення діагностичних параметрів обґрунтовували виходячи з періодичності проведення діагностування при третьому технічному обслуговуванні та перед початком сезону.

Частотний, температурний та навантажувальний режими функціонування гідроприводів для регламентованих [11] видів діагностування прийнято в роботі наступні: номінальна частота обертання приводного вала гідронасоса відповідає номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна (з урахуванням передаточного числа); середня частота обертання приводного вала гідронасоса

відповідає 50-60% від номінальної; температура робочої рідини, яка застосовується в гідроприводах тракторів має відповідати вимогам нормативних документів [22, 23], під час діагностування підтримувалась в діапазоні від 45°С

до 55°C ; навантажувальний режим функціонування гідروприводу контролювався за параметрами тиску (перепаду тисків) робочої рідини згідно вимог на конкретний гідропривід трактора; експрес-діагностування проводили за обмеженою кількістю діагностичних параметрів для визначення загального технічного стану гідроприводу з регламентованою періодичністю; оперативне діагностування проводили для пошуку відмов в разі їх виникнення; періодичне діагностування проводили через встановлені інтервали часу з метою встановлення технічного стану об'єкта, залишкового ресурсу гідроагрегатів та потреби в ремонті.

Процес діагностування проводили за такою схемою: пошук відмов та визначення технічного стану за зовнішніми ознаками; визначення технічного стану об'єктів за результатами встановлених показників функціонування гідрофікованих механізмів (тривалістю виконання технологічних операцій, швидкістю переміщення, частотою обертання тощо); пошук відмов та визначення технічного стану гідроприводу в цілому і його складових частин за розробленими алгоритмами з застосуванням діагностичних засобів.

4.2.2. Алгоритм пошуку відмов гідроприводу

На підставі аналізу структурно-функціональних зв'язків взаємодії між складовими частинами (гідроагрегатами, спряженнями, деталями) гідроприводу, що представлені в діагностичних моделях, та впливу змін структурних параметрів на діагностичні параметри і показники працездатності гідрофікованих механізмів, розроблено алгоритм пошуку відмов і визначення технічного стану гідроприводу. Для гідроприводу, як засвідчили результати проведених досліджень, перевагу мають умовні алгоритми, оскільки має місце декілька різних реалізацій алгоритму діагнозу, залежних від фактичного технічного стану об'єкта і відрізняються складом або послідовністю їх реалізації. Для умовних алгоритмів характерним є те, що вибір або призначення наступної елементарної перевірки проводиться з урахуванням результатів попередньої вже реалізованої елементарної перевірки. Вибір елементарних перевірок та

послідовність їх виконання проводили з урахуванням: затрат на їх реалізацію; впливу даного параметра на технічний стан гідроприводу в цілому чи його складових частин; імовірності знаходження об'єкта діагностування в відповідному технічному стані; достовірності діагнозу. Всі ці показники визначались за результатами проведених теоретичних та експериментальних досліджень.

Для побудови оптимальних алгоритмів відмов гідроприводу трактора, як складного технічного об'єкта діагностування, використали метод віток та меж.

Задача побудови оптимального алгоритму діагнозу полягає в виборі такої множини елементарних перевірок і такої послідовності їх реалізації, що забезпечить мінімальну вартість реалізації алгоритму. Суть даного метода формулюється так. Об'єкт діагностування (гідропривід, або його складова частина) складається з (N) довільно з'єднаних між собою елементів, кожен з яких може знаходитись в справному або несправному стані. Задано множину станів (S_i) кожний з яких характеризується N -мірним вектором. Кожна γ -компонента вектора представляє собою „1” в разі відсутності відмови в γ -му елементі та „0” в разі наявності відмови. Імовірність знаходження об'єкта в стані (S_i) позначається через (P_i) , причому $\sum P_i = 1$.

Задано кінцеву множину (π_i) перевірок, які мають відповідно тільки позитивний або негативний результат. Вартість однієї перевірки (π_i) складає (C_i) . Прийнято наступне: множина прийнятих перевірок (π_i) повністю забезпечує можливість проведення пошуку; вартість перевірок не залежить від послідовності їх виконання; в процесі здійснення пошуку об'єкт не переходить з одного стану в інший. Оцінювали якість алгоритму одного стану об'єкта функцією [23]:

$$C(H) = \sum_{i=1}^n C_i \left(\sum_{S_i \in S_i} P_i \right), \quad (4.1)$$

де $C(H)$ - середня вартість визначення технічного стану (пошуку відмов) об'єкта, грн.;

$i = 1, 2, \dots, n$ - кількість елементарних перевірок, які потрібно виконати для визначення стану об'єкта;

C_i - вартість виконання однієї перевірки, грн.;

S_t, S_i - множина станів об'єкта, які передбачено визначити реалізаціями перевірок;

P_i - імовірність знаходження об'єкта в стані (S_s).

Вартість виконання перевірки:

$$C_1 = (a \cdot t \cdot K_{T3} + b \cdot \omega_i) \cdot d \cdot g_0 \quad (4.2)$$

де a, b, d - вагові коефіцієнти, встановлювали за умови ($a + b + d = 1$),
 $a \leq a, b, d \leq 1$.

Імовірність знаходження об'єкта (складової частини або елемента гідроприводу) встановлювали за результатами дослідження, де визначали ступінь впливу зміни структурних параметрів деталей на параметри технічного стану гідроагрегатів та показники працездатності гідрофікованих механізмів.

Трудомісткість (час) виконання операцій, передбачених елементарними перевірками, встановлювали за результатами хронометражу. Вартість однієї години встановлювали за існуючою тарифною сіткою.

На підставі проведених досліджень розроблено алгоритм пошуку відмов гідроприводу роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора (рис. 4.4.).

Алгоритм представлено орієнтованими графами у вигляді дерев рішень [23] для пошуку відмов. Вершинами графів є параметри (показники), які найбільш повно характеризують технічний стан (працездатність) гідроприводу та їх складових частин, а їх кількісні значення свідчать про справний чи несправний стан

об'єктів діагностування. Вершина, в яку не заходить ні одна дуга, називається початковою або коренем дерева і, як правило, представляє параметр, який найбільш повно характеризує технічний стан гідроприводу в цілому, а для алгоритму пошуку відмов конкретного гідроагрегату, його технічний стан.

Вершини, з яких не виходить ні одна дуга, є кінцевими (вісячими) і характеризують технічний стан складової частини (елемента) гідроприводу, що відповідає його справному чи несправному стану.

Кінцеві вершини відповідають прийнятій глибині пошуку відмов, на рівні складальної частини без її розбирання та демонтажу з трактора. Всі інші вершини називаються внутрішніми. Рангом вершини дерева називається кількість дуг шляху від початкової вершини до вершини, ранг якої розглядається. Граф побудований таким чином, що об'єднання всіх підмножин технічних станів зіставлених вісячим вершинам дерева, є множина технічних станів об'єкта.

Кожному шляху стосовно вершин дерева, від початкової до внутрішньої та вісячої, відповідає послідовність конкретної елементарної перевірки.

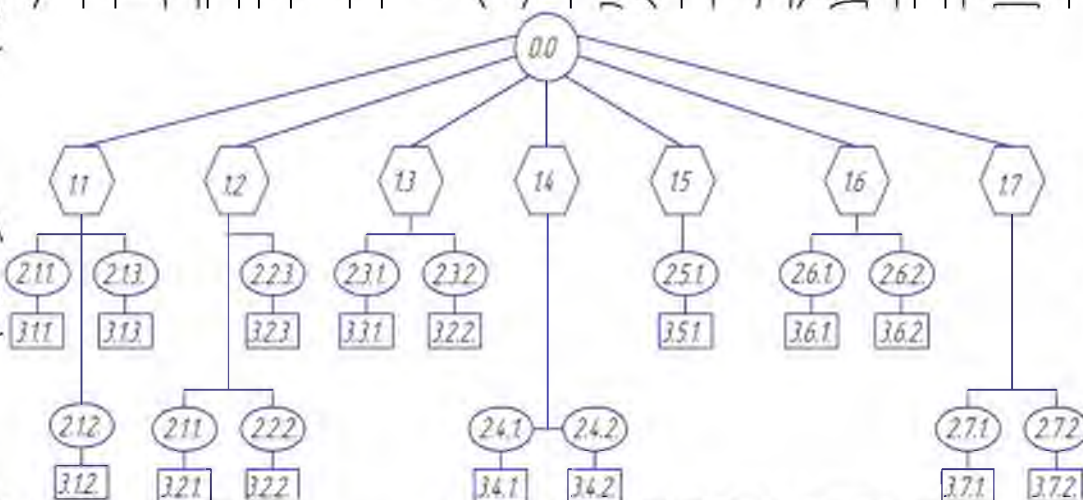


Рис. 4.4. Алгоритм пошуку відмов гідроприводу трактора: 0.0 - тривалість (час) піднімання плуга; 1.1 - бак; 1.2 - насос; 1.3 - фільтр; 1.4 - запобіжний клапан; 1.5 - гідророзподільник; 1.6 - гідроциліндр; 1.7 - плуг; 2.1.1 - рівень робочої рідини; 2.1.2 - температура робочої рідини; 2.1.3 - забрудненість сапуна; 2.2.1 - привод насоса; 2.2.2 - частота обертання приводного вала насоса; 2.2.3 - подача робочої рідини на номінальних режимах; 2.3.1 - перепад тиску робочої рідини на фільтрі; 2.3.2 - забрудненість фільтра; 2.4.1 - тиск спрацювання запобіжного та переливного клапанів; 2.4.2 - зовнішня втрата робочої рідини в складових елементах гідроприводу; 2.5.1 - внутрішня втрата робочої рідини в гідророзподільнику; 2.6.1 - зовнішня втрата робочої рідини в спряженнях гідроциліндра; 2.6.2 - зазори (зношення) в спряженнях деталей гідроциліндрів; 2.7.1 - маса плуга; 2.7.2 - зазори в спряженнях деталей крилення плуга; 3.1.1 -

забезпечити потрібний об'єм робочої рідини; 3.1.2- відрегулювати систему охолодження робочої рідини; 3.1.3 - очистити сапун; 3.2.1 - перевірити механізм привода; 3.2.2- встановити потрібну частоту обертання вала насоса; 3.2.3 - замінити насос; 3.3.1 - відрегулювати перепускний клапан; 3.3.2 - очистити фільтр; 3.4.1 - відрегулювати тиск спрацювання запобіжного та переливного клапанів, а в разі потреби очистити поверхні деталей і усунути їх заїдання; 3.4.2 - усунути втрату робочої рідини в з'єднаннях деталей; 3.5.1 - замінити гідророзподільник; 3.6.1 - усунути втрату робочої рідини, а в разі потреби замінити гідроциліндр; 3.6.2 - замінити зношені деталі; 3.7.1 - перевірити масу плуга та причину її невідповідності нормі; 3.7.2 - перевірити стан механізмів кріплення плуга

Побудова представленого на рисунку алгоритму виконана таким чином.

Початковою вершиною графа (0.0) вибрано один з параметрів, який найбільш повно характеризує технічний стан гідроприводу та працездатність гідропідсилювача механізму і може залежати від кожної відмови складових частин об'єкта. На рівні другого рангу графа розміщено складові частини об'єкта (1.1...1.N), зміна технічного стану яких може впливати на загальний параметр (0.0). На рівні третього рангу графа (2.1.1 ...2. Ni) представлено можливі відмови (зміни параметрів технічного стану), для визначення кожної з них сформовано перелік та послідовність виконання елементарних перевірок. На рівні третього рангу графа (3.1.1... 3. Ni) представлено можливі рішення (дії) стосовно усунення відмови. Для кожної елементарної перевірки, які встановлювались від початкової вершини до висячої (наприклад "0,0 → 1.1 → 2.11") вершини, визначили вартість її виконання згідно формул (4.1, 4.2). Через те, що передбачає побудова оптимального алгоритму тільки пошуку відмови, то висячими вважались вершини на рівні третього рангу. Вартість робіт на усуненню несправностей не розглядались в цьому дослідженні. Вартість кожної елементарної перевірки зазначено на графі під позначенням вершини, що відповідає запропонованому рішення по усуненню відмови. Пошук відмов слід розпочинати з елементарної перевірки, вартість якої найменша.

Перевірка розробленого алгоритму пошуку відмов гідроприводу трактора засвідчила його правомірність та достовірність, а відхилення вартості виконання, як окремих так і всіх елементарних перевірок не перевищує 12 %.

4.2.3. Засоби діагностування гідроприводу

За результатами проведених теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтовано діагностичні параметри, що характеризують технічний стан гідроприводу в цілому та його складових частин, а також встановлено такі фізичні величини, які підлягають вимірюванню в процесі діагностування [4, 11]:

витрату робочої рідини в діапазоні від $83 \text{ см}^3/\text{с}$ (5 л/хв.) до $3666 \text{ см}^3/\text{с}$ (220 л/хв.) з допустимою похибкою в $\pm 5 \%$; статичний тиск робочої рідини в діапазоні від 2 МПа (2 кгс/см^2) до 50 МПа (500 кгс/см^2) з

допустимою похибкою в $\pm 2,5 \%$; вакуум в діапазоні від 10 кПа ($0,1 \text{ кгс/см}^2$) до 60 кПа ($0,6 \text{ кгс/см}^2$) з допустимою похибкою в $\pm 1,5 \%$; температуру робочої рідини в діапазоні від $+10^\circ \text{C}$ до $+100^\circ \text{C}$ з допустимою похибкою в $\pm 2 \%$;

частоту обертання приводних валів в діапазоні від $0,02 \text{ с}^{-1}$ до 34 с^{-1} з допустимою похибкою в $\pm 2 \%$; час в діапазоні від 1 с до 300 с з допустимою похибкою в $\pm 2 \%$; об'єм робочої рідини в діапазоні від 1 см^3 до 2000 см^3 з допустимою похибкою в $\pm 2,5 \%$; силу (зусилля) в діапазоні від 10 Н до 600 Н з допустимою похибкою в $\pm 2,5 \%$; лінійні та кутові величини вимірюються в діапазонах

заданих нормативною документацією з допустимою похибкою в межах $\pm 5 \%$.

Для вимірювання тиску, вакууму, температури, частоти обертання, часу, об'єму, сили лінійних та кутових розмірів в процесі діагностування гідроприводів використовували стандартні промислового виготовлення засоби з відповідним їх доопрацюванням до умов діагностування конкретних об'єктів.

З часу освоєння промисловістю виготовлення гідрофікованої сільськогосподарської техніки для технічного обслуговування та діагностування

гідроприводів застосовували різні засоби [4, 9, 11,], приділяючи особливу увагу засобам вимірювання витрати робочої рідини (витратоміром). Найбільшого поширення до 1990 року мав комплект пристроїв КИ-5473 ГОСНИТИ з витратоміром КИ-1097-1 [4, 11]. В ННЦ «ІМЕСГ» виконано роботи по модернізації цього комплекту, з метою розширення діапазонів вимірювання діагностичних параметрів.

На рис. 4.5. представлено склад комплекту засобів для діагностування гідроагрегатів [4, 11].

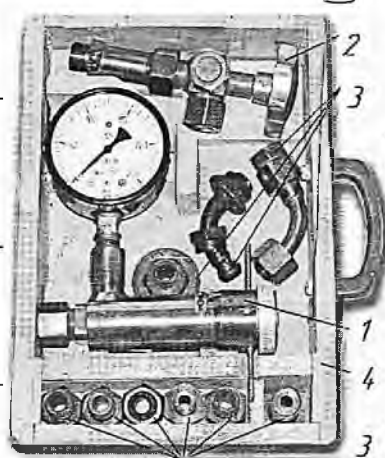


Рис. 4.5. Комплект засобів для діагностування гідроагрегатів: 1 - витратомір; 2 - комутатор потоків; 3 - перехідні під'єднувальні пристрої; 4 - футляр

Для вимірювання витрати робочої рідини розроблено витратомір постійного перепаду тиску (рис. 4.6.).

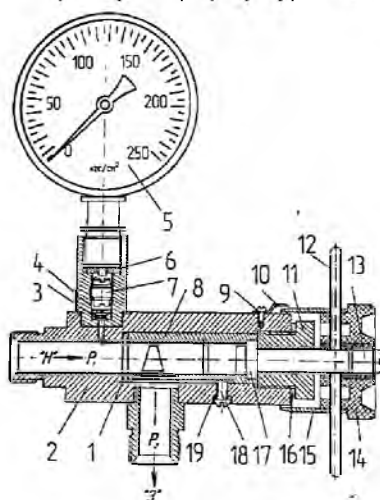


Рис. 4.6. Конструктивна схема витратоміра [4]: 1, 6, 16, 19 - ущільнювальні прокладки; 2 - корпус; 3, 4 - шайба і пластина демпфера; 5 - манометр; 7 - гвинт демпфер; 8 - втулка; 9, 13, 18 - гвинт; 10 - стрілка показчик; 11 - напрямна; 12 - стержень; 14 - рукоятка; 15 - лимб; 17 - плунжер.

Вимірювальним елементом цього витратоміра є втулка з калібрувальною щілиною та плунжер з фігурною кромкою. При повертанні плунжера відносно калібрувальної щілини втулки, яка закріплена жорстко, його фігурна відсічна кромка змінює площу щілини, через яку перетікає робоча рідина.

Розглянутий витратомір забезпечує вимірювання витрати робочої рідини в діапазоні від $83 \text{ см}^3 / \text{с}$ ($5 \text{ л} / \text{хв.}$) до $1500 \text{ см}^3 / \text{с}$ ($90 \text{ л} / \text{хв.}$) при перепадах тиску від 1 МПа ($10 \text{ кгс} / \text{см}^2$) до 15 МПа ($150 \text{ кгс} / \text{см}^2$).

4.4. Загальний технологічний процес ремонту гідравлічних насосів

Технологічний процес ремонту гідравлічних насосів починається з їх прийняття в ремонт та перевірки комплектності. Після чого насоси відправляють на очистку.

Забрудненість гідроагрегатів на 90 % складається із механічних домішок, оливи, нейтральних смол. Ці забруднення відносяться до групи асфальтосмолистих відкладень, котрі видаляються в більшості випадках розчинами синтетичних миючих засобів типу «Лобомід-101», МС-8, МС-18 та ін. Для очищення гідроагрегатів застосовують очисні машини ОМ-4267 ГОСНИТИ.

Гідравлічні насоси, у яких відсутні вище вказані дефекти, відправляють на передремонтне діагностування. Якщо він лежить в інтервалі $0,4 \dots 0,65$ і в процесі роботи насоса відсутні сторонні звуки, то такий насос відправляють на поточний ремонт. Насоси, у яких ($K_Q < 0,4$), складаються у контейнер і транспортуються на робоче місце з розбирання.

Сутність технологічного процесу поточного ремонту заключається в тому, що качаючий вузол (підшипникова і піджимна обойми, шестерні та

пластики) при розбиранні не розкомплектовують. При цьому зберігається положення деталей, яке вони займали до розбирання.

В корпусі насоса розточують колодязь під манжету радіального ущільнення до $\varnothing 52$ мм в заміні $\varnothing 48$ мм в спеціальному пристрої. Розточення проводиться спеціальним зенкером з оправкою на горизонтально-фрезерному верстаті 6Н83П. В корпусі також поглиблюються місця дотику шестернями внутрішньої поверхні $\varnothing 110$ мм. Це необхідно для того, щоб в процесі роботи шестерні не дотикались зубами корпусу. Для манжети виготовлюють спеціальну опорну пластину товщиною 3 мм.

Застосування манжети радіального ущільнення більшого діаметру (з $\varnothing 48$ мм до $\varnothing 52$ мм) дозволяє збільшити зусилля підтискання піджимної обойми качаючого вузла і тим самим компенсувати радіальний зазор.

При проведенні цих робіт паралельно підлягають контролю шестерні та обойми (підшипникова та піджимна), які не знеособлюються. Для проведення дефектувальних операцій застосовуються спеціальні пристрої та оснащення.

Після проведення вище вказаних операцій проводять збирання гідравлічного насоса та його випробування та обкатування.

Колодязь в корпусі насоса розточують на горизонтально фрезерному верстаті за допомогою спеціального двохлезийного зенкера. Глибину розточки колодязя витримують по індикатору, закріпленому на станині верстата. Розточують колодязь з $\varnothing 48$ мм до $\varnothing 52^{+0,05}$ мм на глибину, витримавши розмір $6^{+0,2}_{-0,5}$ мм. Поглиблення на поверхні корпусу ($\varnothing 100$ мм) фрезерують в спеціальному пристрої з застосуванням фрези $\varnothing 63$ мм, $L = 40$ мм.

Відновлення підшипникової і підтискної обойми зводиться до розточування напівотворів під цапфи шестерень до діаметра $34^{+0,015}$ мм, витримавши міжосьовий розмір в границях $50 \pm 0,015$ мм. В підтискних обоймах одночасно з обробленням напівотворів розточують радіальні поверхні під ремонтний розмір $P_1 = 29,8$ мм, $P_2 = 29,7$ мм, $P_3 = 29,6$ мм.

У шестерень цапфи зовнішнього діаметра і торцеві поверхні зубів шліфують під ремонтні розміри (табл. 4.3.).

Таблиця 4.3.

Ремонтні розміри шестерень

Ремонтний розмір	Діаметр цапфи, мм	Зовнішній діаметр шестерні, мм	Висота шестерні, мм
P ₁	29,8	59,6	30,7
P ₂	29,7	54,4	30,4
P ₃	29,7	59,2	30,1

Розміри шестерень після відновлення контролюють ричажним мікрометром і спеціальним пристроєм для виміру зовнішнього діаметра

Зношені в місцях контактів шестерень платики шліфують під відповідний ремонтний розмір по товщині в спеціальному пристрої на плоскошліфувальному верстаті.

Враховуючи те, що геометричні розміри паза обойми і товщини платика змінюються попередній незначний натяг в sprzęженні забезпечують постановкою металевої пластини.

Манжети відновлюють виготовленням в пресформах із маслостійкої рідини.

Складання насосів починають із ущільнюючого вузла вала ведучої шестерні. Потім в корпус з насосом зі сторони нагнітання установлюють манжету радіального ущільнення. Після чого складають качаючий вузол і поміщують його в корпус. Після чого установлюють ущільнювальне кільце і прикріплюють кришку до насоса, рівномірно затягуючи болти.

Після завершення складальних операцій насос підлягає обкатці та випробуванню. При їх обкатці та випробуванні перевіряють параметри, притримуючись режимів згідно технічних вимог.

4.3.1 Проектування технологічного процесу відновлення платика

насоса НШ-К

Характеристика деталі та її основні дефекти. В процесі експлуатації у

шестеренних насосів типу НШ-К платика служить для компенсації торцевого зазору. Тому у платика зношується поверхня, яка прилягає до торців шестерень.

Середнє значення зношення дорівнює 0,24 мм. При цьому площа хвостової частини має більше значення, чим на крильчатках

Складання маршрутної карти відновлення деталі. Для усунення дефектів

у платика необхідно призначити такі операції:

05 Фрезерна

Фрезерувати поверхню 1 до ремонтного розміру.

Верстак вертикально-фрезерний 6Р12.

Оправка 6222-0035 ГОСТ-13785-68, фреза 2214-053 ВКР ГОСТ 9473-71,

мікрометр МК-0-25 ГОСТ 6507-60, лінійка лекальна ЛД-1-200 ГОСТ 8026-75.

010 Свердлильна

Зенкерувати отвори 2, витримавши розмір „h”. Верстак вертикально-свердлильний 2Н-135, зенкер 70-2323-1502, штангенциркуль ШЦ-125-01 ГОСТ 166-73.

015 Свердлильна

Зенкерувати отвір 3, витримавши розмір „h”. Станок вертикально-свердлильний 2Н-135, зенкер 70-2323-1502, штангенциркуль ШЦ-125-01 ГОСТ 166-73, пристрій 70-7317-1513.

020 Слюсарна

Притупити гостроту краю. Верстак ОРГ-1468-01-060 ГОСНИТИ. Напильник 2820-0023 ГОСТ 1465-69.

025 Очисна - Очищення відновлених пластиків. Машина мийна 12-306 ГОСНИТИ.

030 Контрольна. Контроль розміра „Н” і „h” відновлених поверхонь. Стіл

контрольний 9870 ГОСНИТИ. Мікрометр МК-0-25 ГОСТ 6507-60, штангенциркуль ШЦ-125-01 ГОСТ 166-73, лінійка лекальна ЛД-1-200 ГОСТ

8026-75, шуп №1 ГОСТ 882-75, зразок шорсткостей поверхонь фрезерування 0,2
ГОСТ 9378-75.

Розробка технологічних операцій та режимів обробки. Технологічний

процес відновлення платиків передбачає спосіб ремонтних розмірів, тобто
деталь механічними операціями оброблюється пі зменшений розмір.

005 Фрезерна

Перехід 1. встановити деталь, закріпити.

Допоміжний час (T_d) на закріплення деталі з використанням пристрою

$$T_d = 2 \text{ хв. [36].}$$

Перехід 2. фрезерувати поверхню 1 від розміру $11,7_{-0,05}^{+0,02} \text{ мм}$ до розміру
 $11,4_{-0,06}^{+0,02} \text{ мм}$.

Таким чином глибина різання дорівнює: $t = 11,7 - 11,4 = 0,3 \text{ мм}$

При фрезерних операціях такий припуск на механічну операцію
знімається за один прохід $i = 1$.

Площини фрезують орцевою фрезою діаметром 90 мм. При глибині
різання межа 2 мм подача складе $S_{об} = 1 \text{ мм/об}$ або $S_m = 12 \text{ мм/хв.}$. Швидкість

різання $V_p = 157 \text{ м/хв, } n = 500 \text{ хв}^{-1}$.

Основний час визначимо по формулі [36].

$$T_o \cong \frac{L \cdot i}{n \cdot S_{об}} \quad (4.3)$$

де L – довжина фрезеруємої поверхні з врахуванням врізання і перебігу,

мм;

i – кількість заходів $i = 1$;

n – кількість обертів за хвилину, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

$S_{об}$ – подача на 1 оберт фрези $S_{об} = 1 \text{ мм/об}$.

Довжина фрезеруємої поверхні L визначиться з виразу [36]:

$$L = l + l_1 + l_2 \quad (4.4)$$

Де l – довжина фрезерування, мм ($l = 90 \text{ мм}$),

l_1 – величина перебігу фрези, мм ($l_1 = 3 \text{ мм}$);
 l_2 – величина врізання, мм ($l_2 = 9,4 \text{ мм}$).
 $L = 90 + 3 + 9,4 = 102,4 \text{ мм}$

Підставимо отримані значення в (4.3.) і визначимо T_o :

$T_o = \frac{102,4}{500 \cdot 1} = 0,2 \text{ хв.}$
 Допоміжний час, пов'язаний з переходом $T_{дон}^2 = 0,7 \text{ хв.}$ [36]:

$$T_{дон.} = T_{дон}^1 + T_{дон}^2 = 0,2 + 0,7 = 0,9 \text{ хв}$$

Додатковий час визначиться за формулою [6]:

$T_{дод} = \frac{(T_o + T_{дон}) \cdot T}{100}$, (4.5.)
 $T_{дод} = \frac{(0,2 + 0,7) \cdot 7}{100} = 0,08 \text{ хв}$

Підготовчо-заклучний час складе $T_{пз} = 0,08 \text{ хв}$ [36].

Штучно-калькуляційний час дорівнюватиме [36].

$T_{шк} = T_o + T_{дон} + T_{дод} + T_{пз}$, (4.6.)

$$T_{шк} = 0,2 + 0,9 + 0,08 + 16 = 17,18 \text{ хв}$$

Перехід 3. Зняти деталь.

010 Свердлильна

Перехід 1. Встановити деталь, закріпити.

Перехід 2. Зенкерувати отвір до $d = 16 + 0,12 \text{ мм}$ на глибину від 5 мм до 7

мм.

Визначимо глибину різання $t = 2 \text{ мм}$.

Кількість заходів дорівнює $i = 1$.

Подача за один оберт дорівнюватиме: $S_{об} = 0,2 \text{ мм/об}$. Швидкість

різання $V_p = 12 \text{ м/хв}$, $n = 230 \text{ хв}^{-1}$.

Визначимо основний час по формулі (4.3.):

НУБІП УКРАЇНИ

$$T_o = \frac{(2+2) \cdot 1}{230 \cdot 0,2} = 0,1 \text{ хв.}$$

Допоміжний час на встановлення і зняття деталі в пристрою з пневматичними зажимами $T_{доп}^1 = 0,4 \text{ хв}$, час, зв'язаний з проходом $T_{доп}^2 = 0,15 \text{ хв}$.

Додатковий час визначимо з виразу [36]:

НУБІП УКРАЇНИ

$$T_{дод} = \frac{(T_o + T_{доп}) \cdot 6}{100} \quad (4.7.)$$

$$T_{дод} = \frac{(0,1 + 0,4 + 0,15) \cdot 6}{100} = 0,04 \text{ хв.}$$

Підготовчо-заклучний час дорівнюватиме $T_{пз} = 7 \text{ хв}$ [36]:

НУБІП УКРАЇНИ

Тоді $T_{ук}$ буде дорівнювати:

$$T_{ук} = T_o + T_{доп} + T_{дод} + T_{пз} = 0,1 + 0,4 + 0,55 + 7 = 7,69 \text{ хв}$$

Перехід 3. Зняти деталь.

015 Свердлильна

НУБІП УКРАЇНИ

Перехід 1. Встановити деталь, закріпити.
Перехід 2. Венкерувати отвір $d = 29 \pm 0,14 \text{ мм}$ на глибину 2 мм.

Приймаємо подачу за 1 оберт $S_{об} = 0,2 \text{ мм/об}$ Швидкість різання

$$V_r = 18 \text{ м/хв}, n = 230 \text{ хв}^{-1}.$$

НУБІП УКРАЇНИ

Визначимо основний час по формулі (4.3.):

$$T_o = \frac{(2+2) \cdot 1}{230 \cdot 0,2} = 0,1 \text{ хв.}$$

Допоміжний і додатковий час відповідно дорівнюватиме:

НУБІП УКРАЇНИ

$$T_{доп}^1 = 0,55, T_{доп}^2 = 0,04 \text{ хв.}$$

Підготовчо-заклучний час $T_{пз} = 7 \text{ хв}$.

Тоді:

$$T_{ук} = 0,1 + 0,04 + 0,55 + 7 = 7,69 \text{ хв.}$$

НУБІП УКРАЇНИ

020 Слюсарна

Перехід 1. Встановити деталь, закріпити.
Перехід 2. Притупити гостроту краю.

При опилюванні країв плоских поверхонь неповний штучний час дорівнює $T_{шт} = 16 \text{ хв}$. (Для деталі з бронзи). Допоміжний час, пов'язаний з встановленням деталі $T_{дон} = 3 \text{ хв}$. [36]

Додатковий час на слюсарних роботах приймають в розмірі 8% від оперативного часу [36]:

$$T_{дод} = \frac{(T_o + T_{дон}) \cdot 8}{100}, \quad (4.8.)$$

$$T_{дод} = \frac{(16 + 3) \cdot 8}{100} = 0,4 \text{ хв}$$

Підготовчо-заклучний час $T_{пз} = 3 \text{ хв}$.

Тоді норма часу дорівнюватиме:

$$T_k = T_o + T_v + T_{дод} + T_{пз} = 1,6 + 3 + 0,4 + 3 = 8 \text{ хв}$$

025 Очищення

Очистка проводиться з метою зняття жирових плівок, виникаючих в процесі обробки деталі.

Норма часу на очищення деталі повинно не перевищувати 30 хв.

Таким чином в цілому норма часу на відновлення деталі без очисних робіт складе:

$$T_n = 17,18 + 7,69 + 7,69 + 8 = 41,18 \text{ хв}$$

Таким чином розроблення загального технологічного процесу ремонту насоса модифікації НЩ-К дає можливість обґрунтувати основні операції та сформувати виробничі пости і місця з необхідним обладнанням, що забезпечить підвищення якості їх ремонту. Розроблення технологічного процесу відновлення платика-замкача дало можливість визначити норму часу на його відновлення і визначитися з операціями, тривалість яких можна зменшити, що забезпечить зменшення собівартості відновлення платика-замкача.

НУБІП України

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ

ДОСЛІДЖЕНЬ

НУБІП України

Розрахунок техніко-економічних показників проведених досліджень та методів інженерних розрахунків необхідно проводити не тільки з врахуванням економічного ефекту від впровадження нового діагностичного обладнання або

НУБІП України

технології технічного обслуговування але і враховувати діагностичні показники контролю технічного стану машинно-тракторних агрегатів, які дозволяють виявити резерви в виробничому процесі технічного обслуговування насосів модифікації НШ-К з точки зору зниження трудомісткості ремонтно-обслуговуючих робіт та їх собівартості.

НУБІП України

Економічна оцінка проектних рішень розраховується з врахуванням показників діагностування на основі яких удосконалюється технологія і організації виробничого процесу з технічного обслуговування, діагностування та ремонту насосів модифікації НШ-К і буде визначатися на основі показників

НУБІП України

роботи сервісного центру з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

За результатами проведених досліджень рекомендується провести технологічне переоснащення сервісного підрозділу з технічного обслуговування і діагностування гідравлічних агрегатів.

НУБІП України

Техніко-економічну оцінку виконаних дій будемо визначати з врахуванням того, що в процесі технічного переозброєння будівельні роботи не велись, а капітальні вкладення визначаються вартістю придбаного обладнання.

Розрахуємо поточні витрати на ремонт, які складаються із заробітної плати з нарахуваннями, витрат на амортизацію приміщення та обладнання, витрат на запасні частини, вузли і ремонтні матеріали, електроенергію, паливо та інше.

НУБІП України

Для впровадження запропонованих заходів необхідно придбати основне обладнання яке наводиться в таблиці 5.1.

НУБІП України

Таблиця 5.1.

Марка та вартість додаткового основного обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	Тип, марка	К-ть	Вартість, грн.
1	Ванна для миття деталей	OM-1316	1	25 000
2	Ванна для миття деталей у гасі	OM-2287	1	18 000
3	Прес гідравлічний	OKC-1671M	1	15 000
4	Стенд для випробовування та контролю гідравлічних агрегатів	KI-4815M	1	22000
5	Комплект майстра - налагоджувальника	OPG-4999	1	12000
6	Шафа з набором інструменту дефектувального	OPG-1661	1	8000
-	Всього		6	100000

Вихідні данні для обґрунтування економічної ефективності роботи наведені в таблиці 5.2.

НУБІП України

Таблиця 5.2.

Вихідні данні для розрахунку проекту

Показники	Значення показників	
	базові	проектні
Річна програма ремонту, шт.	500	850
Кількість слюсарів - ремонтників, осіб	1	2
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	7000	7000
Вартість діючого обладнання для проведення обслуговувань, грн.	160000	
Вартість придбаного обладнання, грн.	-	150000
Річні витрати електроенергії, кВт/год	26000	37000
Ціна 1/кВт/год. електроенергії, грн.	1,96	1,96
Вартість од. ремонту, грн.	1600	1600

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники:

1. Вартість проведених технічних обслуговувань.

Вартість проведених технічних обслуговувань розраховується з врахуванням річної програми технічних обслуговувань насосів та вартості одного технічного обслуговування за виразом:

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

де η^B, η^P - відповідно базова і проектна річна програма технічного обслуговування ($\eta^B = 500 \text{обсл.}$, $\eta^P = 850 \text{обсл.}$);

B_{op} - вартість одного обслуговування, грн.;

$$B_p^B = 500 \cdot 1600 = 800000 \text{грн.}$$

$$B_p^P = 850 \cdot 1600 = 1360000 \text{грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$EB = ЗП + А + B_{ел} + B_{рем} + IB, \quad (5.2.)$$

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

A - амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{ел}$ - вартість електроенергії, грн.;

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

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

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

$$ЗП = ЗП_{cp} \cdot K_{пр} \cdot 12 + ЗП_{ч} \quad (5.3.)$$

де $ЗП_{cp}$ - середньомісячна заробітна плата робітника, грн. ($ЗП_{cp}^B = ЗП_{cp}^P =$

7000грн.);

$K_{пр}$ - кількість основних робітників, дол. (для базового варіанту

$K_{пр}^B = 1 \text{дол.}$, для проектного варіанту $K_{пр}^P = 2 \text{дол.}$);

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

$$ЗП^{\text{Б}} = 7000 \cdot 1 \cdot 12 = 84000 \text{ грн.}$$

$$ЗП^{\text{П}} = 7000 \cdot 2 \cdot 12 = 168000 \text{ грн.}$$

Відповідно нарахування на зарплату визначається:

$$ЗП_{\text{н}}^{\text{Б}} = 0,22 \cdot 84000 = 18480 \text{ грн.}$$

$$ЗП_{\text{н}}^{\text{П}} = 0,22 \cdot 168000 = 36960 \text{ грн.}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^{\text{Б}} = 84000 + 18480 = 102480 \text{ грн.}$$

$$ЗП^{\text{П}} = 168000 + 36960 = 204960 \text{ грн.}$$

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

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

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

де $B_{\text{об}}$ – балансова вартість обладнання, грн. (для базового варіанта $B_{\text{об}}^{\text{Б}} = 160000$ грн.; для проектного $B_{\text{об}}^{\text{П}} = B_{\text{об}}^{\text{И}} + B_{\text{об}}^{\text{Б}} = 100000 + 160000 = 260000$ грн.);

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

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

$$A_{\text{об}}^{\text{П}} = \frac{260000 \cdot 21,93}{100} = 57018,0 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію будівлі визначаються за формулою:

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

де $B_{\text{б}}$ – балансова вартість будівлі, грн. ($B_{\text{б}} = 950000$ грн., як для базового так і для проектного варіанту);

$H_{\text{б}}$ – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на приміщення,

($H_{\text{б}} = 7,76\%$).

Тоді

$$A_{\text{зр}} = \frac{950000 \cdot 7,76}{100} = 73720,0 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

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

Тоді

для базового варіанту

$$A^{\text{Б}} = 35088,0 + 73720,0 = 108808,0 \text{ грн.}$$

і проектного

$$A^{\text{П}} = 57018 + 73720 = 130738,0 \text{ грн.}$$

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

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

де $Q_{\text{ел}}$ - річні витрати електроенергії, кВт/год (для базового варіанту $Q_{\text{ел}}^{\text{Б}} = 26000 \text{ кВт/год}$, для проектного варіанту $Q_{\text{ел}}^{\text{П}} = 37000 \text{ кВт/год}$);

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

$$V_{\text{ел}}^{\text{Б}} = 26000 \cdot 1,96 = 50960 \text{ грн.}$$

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

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

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

Тоді

$$V_{\text{рем}}^{\text{Б}} = \frac{108808 \cdot 30}{100} = 32642,4 \text{ грн.}$$

$$V_{\text{рем}}^{\text{П}} = \frac{130738 \cdot 30}{100} = 39221,4 \text{ грн.}$$

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

$$IB = \frac{(3П + A + B_{\text{ЕЛ}} + B_{\text{РЕМ}}) \cdot 3}{100}, \quad (5.9.)$$

$$IB^{\text{Б}} = \frac{(58560,0 + 108808,0 + 50960,0 + 32642,4) \cdot 3}{100} = 7529,1 \text{ грн.}$$

$$IB^{\text{П}} = \frac{(117120,0 + 130738,0 + 72520,0 + 39221,4) \cdot 3}{100} = 10788,0 \text{ грн.}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (5.2.) складуть:

$$EB^{\text{Б}} = 58560,0 + 108808,0 + 50960,0 + 32642,4 + 7529,1 = 258499,5 \text{ грн.}$$

$$EB^{\text{П}} = 117120,0 + 130738,0 + 72520,0 + 39221,4 + 10788,0 = 370387,0 \text{ грн.}$$

3. Повна собівартість проведених технічних обслуговувань (ПС)

визначиться за виразом:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (5.10.)$$

$$ПС^{\text{Б}} = 258499,5 \cdot 1,02 = 263669,5 \text{ грн.}$$

$$ПС^{\text{П}} = 370387,0 \cdot 1,02 = 377794,7 \text{ грн.}$$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$П = V_{\text{гр}} - ПС, \quad (5.11.)$$

$$П^{\text{Б}} = 800000 - 263669,5 = 448237,5 \text{ грн.}$$

$$П^{\text{П}} = 1360000 - 377794,7 = 982205,3 \text{ грн.}$$

5. Рівень рентабельності (Р) буде дорівнювати:

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

$$P^{\text{Б}} = \frac{448237,5}{263669,5} \cdot 100 = 17\%$$

$$P^{\text{П}} = \frac{982205,3}{377794,7} \cdot 100 = 26\%$$

6. Додаткові капітальні вкладення (Б) визначаються:

$$B = B_{\text{Ш}} + B_{\text{Д}}, \quad (5.13.)$$

де $B_{\text{ПР}}$ - вартість обладнання придбаного і діючого, грн. ($B_{\text{ПР}} = 660000$ грн.);

$B_{\text{Д}}$ - вартість діючого обладнання, грн. ($B_{\text{Д}} = 160000$ грн.).

$$B = 660000 - 160000 = 500000 \text{ грн.}$$

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

$$E_p = \Pi^{\text{П}} - \Pi^{\text{Б}}, \quad (5.14.)$$

$$E_p = 982205,3 - 448237,5 = 533967,8 \text{ грн.}$$

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

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

$$T_o = \frac{500000}{533967,8} \approx 1 \text{ рік}$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3.

Техніко-економічні показники впроваджуваного проекту

Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
Вид робіт	Техн. обслуг.	Техн. обслуг.
Обсяг робіт, од.	500	850
Кількість основних робітників, осіб		2
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.		500000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	258499,5	370387,0
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	102480	204960
- амортизаційні відрахування, грн.	108808,0	130738,0
- вартість електроенергії, грн.	50960,0	725200,0
- витрати на ПР та ТО, грн.	32642,4	39221,4
- інші витрати, грн.	7529,1	10788,0
Повна собівартість продукції, грн.	2636990,5	3777940,7
Загальний прибуток, грн.	448237,5	982205,3

Річний економічний ефект, грн.	-	533967,8
Рівень рентабельності, %	17	26
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	1,0

Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при запланованій програмі технічного обслуговування 850 одиниць на рік рівень рентабельності складе 26,0%, річний економічний ефект становить 533967,8 грн, а термін окупності матеріальних затрат близько 1,0 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з покращення технології ресурсного і заявочного діагностування насосів модифікації НШ-К при проведенні технічних обслуговувань.

НУБІП України

ВИСНОВКИ

1. Надійність агрегатів гідравлічної системи машинно-тракторного агрегату в умовах експлуатації, обумовлюється своєчасним і якісним проведенням технічних обслуговувань згідно вимог планово-запобіжної системи з широким використанням ресурсного і заявочного діагностувань, при цьому актуальним являється застосування профілактичного діагностування, для контролю технічного стану гідроагрегатів, що обумовлюється зміною умов експлуатації гідравлічних систем останнім часом.

2. Відновлення робоздатного стану гідравлічних агрегатів проводити на спеціалізованих підприємствах з їх технічного сервісу, що обумовлюється високими вимогами до кваліфікації слюсарів-ремонтників, а також наявності необхідного технологічного обладнання, що дає можливість забезпечити необхідну якість ремонту гідравлічних агрегатів. При проведенні діагностувальних робіт передбачити забезпеченість виконання основних операцій діагностування необхідними засобами, при реалізації яких мінімально виконуються операції з розгерметизації гідравлічної системи.

3. Теоретичними дослідженнями висунута гіпотеза стосовно можливості застосування в якості діагностичних параметрів характеристики зміни тиску робочої рідини на динамічних перехідних процесах функціонування гідроприводів.

4. Задіяна методика проведення мікрометражних робіт з дослідження структурних параметрів технічного стану деталей качаючого вузла шестеренного насосу забезпечує необхідну якість їх проведення і може бути реалізована на спеціалізованих підприємствах з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

5. Запропонована методика виявлення функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану деталей насоса і об'ємним коефіцієнтом його корисної дії в лабораторних умовах забезпечує необхідну точність в відповідності до технічних вимог діагностування.

6. Результати досліджень, функціональної залежності між об'ємними втратами робочої рідини і радіальним і торцевим зазорами в качаючому вузлі насоса показали, що максимальні об'ємні втрати робочої рідини через торцевий зазор ($\delta_m = 440,0 \text{ см}^3/\text{с}$) на порядок менші в порівнянні з радіальним зазором ($\delta_p = 1400,0 \text{ см}^3/\text{с}$) в качаючому вузлі насоса. Такий стан справи обумовлюється тим, що довжина щілини в торцевому зазорі значно більша ніж в радіальному, що створює опір потоку рідини через зазор і значно їх зменшує.

7. Різке зростання об'ємних втрат робочої рідини для радіального і торцевого зазорів спостерігається при зазорі від 0,2мм (об'ємні втрати для даного зазору відповідно становлять $\Delta Q_1 = 190 \text{ см}^3/\text{с}$ і $\Delta Q_2 = 80 \text{ см}^3/\text{с}$). Це обумовлюється тим, що при менших зазорах в спряженнях спостерігається процес облітерації щілини, що таж створює опір для потоку рідини і тим самим зменшує об'ємні втрати за часом. З збільшенням зазору об'ємні втрати значно збільшується, що вказує на те, що ефект облітерації втрачає свою дію.

8. Зміна об'ємного ККД гідравлічного насоса проходить плавно до значення загального зазору $\delta_3 = 0,36 \text{ мм}$ (об'ємний ККД досягає значення $\eta = 0,71$). При такому значенні ККД насос забезпечує роботу гідравлічної системи машино-тракторного агрегата на всіх її режимах. Для даного значення зазору наробіток машино-тракторного агрегата складає $N = 1200 \text{ мото-год.}$, що становить 60% до його поточного ремонту, при якому проходить також ремонт і гідроагрегатів. Гідронасос практично відпрацює залишковий ресурс, так як граничне значення об'ємного ККД насоса становить $\eta = 0,55 - 0,60$.

10. Зміна технічного стану гідроприводу в разі зміни його об'ємного (ККД) від 0,893 до 0,107 спричиняє такі зміни характеристик пуску робочої рідини на перехідному режимі його функціонування: максимальний тиск робочої рідини

змінюється від $P_{\text{max}} = 16,5 \text{ МПа}$ до $P_{\text{max}} = 12,5 \text{ МПа}$; тривалість (нас) росту тиску робочої рідини від мінімального до максимального значень змінюється від $0,065 \text{ с}$ до $0,190 \text{ с}$; інтенсивність збільшення тиску робочої рідини змінюється від $253,85 \text{ МПа/с.}$, що підтверджує ефективність запропонованого методу

діагностування гідравлічного приводу по перехідному режиму.

11. Розроблення алгоритму пошуку відмов гідроприводу машино-тракторного агрегата забезпечує зниження трудомісткості діагностувальних робіт при пошуку несправності за рахунок структурного аналізу параметрів технічного стану гідроприводу і їх діагностичних та функціональних показників.

12. Існуючі засоби діагностування роздільно-агрегатної гідравлічної системи машино-тракторного агрегата в основному реалізуються при функціональній діагностиці, що обумовлює розгерметизацію гідравлічної системи і необхідність виводу роботи її агрегатів на номінальному режимі роботи, що не завжди можливо.

13. Розроблення загального технологічного процесу ремонту насоса модифікації НШ-К дає можливість обґрунтувати основні операції та сформулювати виробничі пости і місця з необхідним обладнанням, що забезпечить підвищення якості їх ремонту. Розроблення технологічного процесу відновлення платика-замикача дало можливість визначити норму часу на його відновлення і визначитися з операціями, тривалість яких можна зменшити, що забезпечить зменшення собівартості відновлення платика-замикача.

14. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при запланованій програмі технічного обслуговування 850 одиниць на рік рівень рентабельності складе 26,0%, річний економічний ефект становить 533967,8 грн, а термін окупності матеріальних затрат близько 1,0 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з покращення технології ресурсного і заявочного діагностування насосів модифікації НШ-К при проведенні технічних обслуговувань.

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дирда В. І. Ремонт машин / Підручник [Текст] / В. І. Дирда, И. Г. Мельянцов, О. І. Кириленко та ін. - Дні-вськ, Журофонд, 2015.-292с

2 Власов П. А. Надежность сельскохозяйственной техники [Текст] / П.А.

Власов. - Пенза: РИО НГСХА, 2001. - 124 с.

3. Ефимов В.В. Обеспечение эксплуатационной надежности гидросистем сельскохозяйственной техники при использовании рапсового масла в качестве рабочей жидкости: Дис....канд. техн. наук /В.В. Ефимов. - Самара, 2000. - 177 с.

4. Дидур В. А. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В.А. Дидур, В.Я. Ефремов. - Киев: Техника, 1986. -128с.

5. Власов П. А. Повышение износостойкости деталей и узлов тракторов применением рациональных температур топливо-смазочных материалов: Дис. ... д-ра техн. наук / П.А. Власов. - Саратов, 1994.-63 с.

6. Орехов А .А. Снижение интенсивности изнашивания тракторных трансмиссий применением рациональных температур трансмиссионных масел: Дис.... канд. техн. наук / А. А. Орехов. - Пенза, 2001. - 162 с.

7. Шевченко А. И. Справочник слесаря по ремонту тракторов [Текст] / А. И. Шевченко - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние. - 1989. -512с.

8. Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет [Текст] / З.В. Ловкис - М.: Агропромиздат, 1990. - 239 с.

9. Дидур В. А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В. А. Дидур, Ю. С Малый. - М.: Россельхозиздат, 1982. - 127 с.

10. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем [Текст] / В. Е. Черкун. - М.: Колос. -1984.-253с.

11. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов / Г. Л. Кальбус. - М.: Колос, 1982. - 287 с.

12. Ионов П. А. Выбор оптимальных режимов восстановления изношенных деталей электроискровой наплавкой (на примере золотника гидрораспределителя Р-75): Дис. ... канд. техн. наук / П.А. Ионов. - Саранск, 1999. - 198 с.

13. Величко С. А. Восстановление и упрочнение электроискровой наплавкой изношенных отверстий чугунных корпусов гидрораспределителей (на примере корпуса гидрораспределитель Р-75): Автореф. дис...канд. техн. наук / С.А. Величко С.А. - Саранск, 2000. - 16 с.

14. Горбатов В. В. Почему низка надежность гидрообъемного привода / В.В. Горбатов // Техника в сельском хозяйстве. - 1987. - №9. - С. 43

15. Башта Т. Н. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Т.Н. Башта. - М.: Машиностроение, 1968. - 628 с.

16. Ключковский Н. И. Восстановление алюминиевых втулок гидравлических насосов типа НШ диффузионной металлизацией / Н.И. Ключковский. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Москва, 1989. - 16 с

17. Калининский В. И. Оценка технического состояния гидроагрегатов / В.И. Калининский, О.Р. Кошечкин // Строительные и дорожные машины. - 1987. - №12. - С.19.

18. Руднев В. К. Продлить сроки службы рабочих жидкостей гидроприводов [Текст] / В.К. Руднев, Е.С. Венцель, И.Г. Панев, А.Б. Вайнштейн // Механизация строительства. - 1988. - №11. - С.22.

19. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем [Текст] / А.А. Комаров. - М.: Машиностроение, 1969. - 236 с.

20. Сырицын Т. А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов [Текст] / Т.А. Сырицын. - М.: Машиностроение, 1990. - 248 с.

21. Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода [Текст] / Т.А. Сырицын. - М.: Машиностроение, 1981. - 216 с.

22. Герш Г. И. Устройство и эксплуатация гидравлического оборудования тракторов и сельскохозяйственных машин [Текст] / Г. И. Герш, И. С. Белоусов. - М.: Россельхозиздат, 1971. - 127 с.

23. Загребельный В. И. Методы диагностики работоспособности гидравлических систем / В. И. Загребельный // Тр. Ин-та. - Рига. - 1968. - Вып. 34. - сб. 1. - С. 50-52.

24. ГОСТ 27674-88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. - М.: Изд-во стандартов, 1988. - 20 с.

25. Григорьев М. А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях [Текст] / М. А. Григорьев. - М.: Машиностроение, 1970. - 270 с.

26. Писаренко Г. С. Сопротивление материалов [Текст] / Г. С. Писаренко. - Киев: Вища школа, 1973. - 672 с.

27. Икрамов, У. А. Расчетные методы оценки абразивного износа [Текст] / У. А. Икрамов. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.

28. Борошок, Л. И. Гидравлические элементы в системах автоматизации сельскохозяйственных агрегатов [Текст] / Л. И. Борошок. - М.: Машиностроение, 1969. - 162 с.

29. Бендицкий, Э. Я. Эксплуатация и техническое обслуживание гидравлического оборудования тракторов [Текст] / Э. Я. Бендицкий, Г. Е. Топилин. - М.: Рос-здат, 1980. - 112 с.

30. Барышев В. И. Повышение надежности и долговечности гидросистем тракторов и дорожно-строительных машин в эксплуатации. [Текст] / В. И. Барышев - Челябинск: Южно-Уральское кн. изд-во, -1973. - 130 с.

31. Лозовский В. Н. Схватывание в прецизионных парах трения. Сборник АН СССР «О природе схватывания твердых тел» [Текст] / В. Н. Лозовский - М: Изд-во: Наука, 1967. - 29 с.

32. Мясоедов Н. С. Исследование износа золотниковых пар распределителей Р75-В3 тракторной гидросистемы [Текст] / Н. С. Мясоедов - М: Труды ГОСНИТИ, том 8., 1966. - с. 17-25.

33. Технология ремонта деталей и узлов сельскохозяйственной техники с применением полимерных материалов // под общей ред. Черноиванова В. И. и Березникова В. В. - М.: ГОСНИТИ, 1975 - 144 с.

34. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах [Текст] / Г. Л. Кальбус - Киев: Урожай, 1982 – 200 с.

35. Методические рекомендации по технологии ремонта гидравлической аппаратуры. - М.: ЦЕНТ НТИ, 1988. 31 с.

36. Молодык Н. В. Восстановление деталей машин. Справочник [Текст] / Н. В. Молодик, А. С. Зенкин - М.: Машиностроение, 1989. - 480 с.

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

38. ДНАОП 01.41-1.01-01. Правила охорони праці під час технічного обслуговування та ремонту машин і обладнання сільськогосподарського виробництва. – К.: Держстандарт, 2001. – 119 с.

39. Порядок проведення медичних оглядів працівників певних категорій, Наказ Міністерства охорони здоров'я України 21.05.2007 N 246. – К.: МОЗ України, 2007. – 49 с.

40. Шор Я. Б. Таблица для анализа и контроля надежности. [Текст] / Я. Б. Шор, Ф. Н. Кузьмин - М.: Советское радио, 1968 - 288 с.

41. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах [Текст] / Г. Л. Кальбус - Киев: Урожай, 1982 – 200 с.

42. Комаров В. А. Совершенствование структуры и содержания ремонтных воздействий для агрегатов автомобилей сельскохозяйственного назначения (на примере коробки передач автомобиля ГАЗ-53) Автореф. дисс. канд. техн. наук. [Текст] / В. А. Комаров - Саранск, 1987 - 18 с.

43. Кальбус Г. Л. Стенды для испытания тракторных гидроприводов: Учебн. Пособие для средних профессионально - технических училищ [Текст] / Г. Л. Кальбус - М.: Агрпромпиздат, 1985 - 96 с.

44. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. [Текст] / И. И. Артоболевский - М. Наука, 1975 - 640 с.

45. Артемьев Ю. Н. Расчетные уравнения и таблицы по курсу «Основы надежности сельскохозяйственной техники». Метод, указания. [Текст] / Ю. Н. Артемьев, Н. А. Онковский - М., 1976 - 30 с.

46. Маркин Ю. С. Надежность зубчатых передач [Текст] / Ю. С. Маркин, П. П. Лезин, Н. И. Пителина - Казань: Казан, гос. энерг. ун-т, 2002 - 305 с.

47. Бабаев И. А. Исследование и разработка технологии восстановления деталей порошковыми композиционными покрытиями. (на примере шестерен насосов типа НШ). Автореф. дисс. канд. техн. наук [Текст] / И. А. Бабаев И. - М.: 1982, 23 с.

48. Баранник В. І. Теоретичні дослідження показників довговічності відремонтованих насосів модифікації НШ-К // В. І. Баранник, П. Т. Мельянцов // Zbiór raportów naukowych «Nauka I Utworzenie XXI Stulecia: Teoria, Praktyka, Innowacje» – Opole: «Diamond trading tour», 2013 - Т.7 – С.54-58.

49. Елизаветин М. А. Повышение надежности машин. [Текст] / М. А. Елизаветин - М., «Машиностроение», 1973 - 430 с.

50. Ульман И. Е., Довгаль М. А., Черкун В. Е., Костюшин А. К. Определение величины сближения шестерен при ремонте шестеренных насосов. [Текст] / И. Е. Ульман, М. А. Довгаль, В. Е. Черкун, А. К. Костюшин - Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2019, № 2, с. 51-53.