

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи
освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЖРЕМОНТНОГО РЕСУРСУ ОБ'ЄМНИХ
ГІДРОАГРЕГАТІВ СТЕНДОВИМИ ПРИСКОРЕНИМИ
ВИПРОБУВАННЯМИ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІ-2-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Дикун Віктор В'ячеславович

Керівник: _____ Мельянцов Петро Тимофійович

Рецензент: _____

Дніпро - 2024

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри
ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н., доц.

(вчене звання)

Дудін В. Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Дикуну Віктору В'ячеславовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Забезпечення міжремонтного ресурсу об'ємних гідроагрегатів стендовими прискореними випробуваннями»

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

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

« 12 » листопада 2024 року № 3784

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Показники аналізу даних про відмови гідроагрегатів та їх вплив на працездатність гідроприводів. Аналітичні показники прискорених методів та засобів випробувань об'ємних гідромашин. Показники для управління випробуваннями аксіально-поршневих гідромашин на вичерпання ресурсу. Пошук патентів на методи та засоби прискорених випробувань, аналіз досліджень за обраною тематикою..

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.Сучасний стан питання та цілі дослідження. 2. Теоретичне дослідження об'ємних втрат робочої рідини для ресурсолітуючих спряжень гідромашин. 3. Методика досліджень.4. Результати досліджень. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна оцінка. Основні висновки та результати досліджень. Список використаних джерел.

5. Перелік презентаційного матеріалу

1. Мета та задачі роботи (1 аркуш А4). 2. Аналітичні результати (3 аркуші, А4). 3. Методика експерименту (2 аркуші, А4). 4. Експериментальні результати (4 аркушів, А4) 5. Економіка (1 аркуш, А4). 6. Висновки (3 аркуші, А4)

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання: _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз стану прискорених випробувань	до 30.09.2024 р.	виконано
2	Аналітичний розділ	до 15.10.2024 р.	виконано
3	Емпіричний розділ	до 02.11.2024 р.	виконано
4	Охорона в непередбачених ситуаціях	до 15.11.2024 р.	виконано
5	Ефективність досліджень	до 25.11.2024 р.	виконано
6	Презентаційна складова	до 05.12.2024 р.	виконано

Студент

(підпис)

Дикун В. В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Мельянцов П. Т.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Дикун В. В. «Забезпечення міжремонтного ресурсу об'ємних гідроагрегатів стендовими прискореними випробуваннями».

Прискорені способи обкатки та випробування аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин, не забезпечують, згідно технічних вимог, якість припрацювання пар тертя та характеризуються значною трудомісткістю робіт. Мета роботи полягала в забезпеченні міжремонтного ресурсу агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин за рахунок удосконалення технології їх обкатки. Поставлена мета досягається вирішенням наступних задач: визначенням основних факторів, що впливають на процес припрацювання деталей і їх ресурс в цілому для спряження та обґрунтування технологічних заходів з підвищення післяремонтної довговічності вузлів тертя об'ємних гідромашин. Розроблені режими обкатки гідравлічних трансмісій в процесі їх ремонту, та конструкція стенду для їх реалізації, а також технологія обробки деталей епіламом значно підвищили якість обкатувально-випробувальних операцій та зменшили їх трудомісткість за рахунок скорочення основного часу обкатки і можуть бути реалізовані на сервісних підприємствах з ремонту аксіально-поршневих гідромашин.

Ключові слова: гідравлічна трансмісія, аксіально-поршнева гідромашина, структурні параметри технічного стану, міжремонтний ресурс, обкатка, припрацювання, випробування.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ТА ЦІЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Аналіз матеріалів про несправності гідравлічних вузлів та їх вплив на працездатність гідравлічного приводу	10
1.2. Параметри технічного стану, контрольовані при ремонті агрегатів гідроприводу трансмісії	14
1.3 Способи випробувань гідроагрегатів, гідроприводів і їх елементів	17
1.4 Способи контролю закінчення ресурсних випробувань.....	19
1.5 Припрацювання поверхонь тертя деталей, як резерв підвищення надійності і терміну служби об'ємних гідромашин.....	20
1.6. Загальні висновки і задачі дослідження.....	22
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНИХ ВТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ ДЛЯ РЕСУРСОЛІТУЮЧИХ СПРЯЖЕНЬ ГІДРОМАШИН	24
2.1. Дослідження об'ємних втрат через систему розподілення потоку рідини	24
2.2 Дослідження взаємозв'язку між зазором в плунжерній парі і об'ємними втратами.....	30
3. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ.....	33
3.1 Методика визначення характеру і динаміки зношення деталей з'єднання качаючого вузла	33
3.2 Експериментальна установка та вимірювальна апаратура	35
3.3 Методика обробки деталей поверхнево-активними речовинами.....	39
4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ	41
4.1 Результати зношення деталей спряження «розподільник-приставне дно».....	41
4.2 Результати зношення деталей спряження «розподільник-приставне дно» під час стендових випробувань	48
4.3 Зношення деталей з'єднання плунжерної пари	50
4.4 Результати зношення деталей спряження «втулка блоку - плунжер» під час стендових випробувань	52
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НЕПЕРЕДБАЧЕНИХ СИТУАЦІЯХ	55

5.1 Стан умов роботи та пожежної безпеки в спеціалізованій майстерні ...	55
5.2 Заходи поліпшення умов праці	57
5.3 Дії у надзвичайних ситуаціях на дільниці	60
6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ.....	62
ВИСНОВКИ РОБОТИ	69
ЛІТЕРАТУРА	72
ДОДАТКИ.....	74

ВСТУП

Експлуатаційна довговічність технічних систем, оснащених гідроприводом трансмісії, формується якістю операцій технологічних процесів виготовлення та відновлення деталей об'ємних гідромашин, що гарантує їх прогнозований ресурс.

На протязі року 10-40% машин та обладнання простоює через поломки або зношеність. Застосування прогресивних технологій ремонту зношених деталей зменшує кількість операцій у 4-6 разів порівняно з виготовленням, знижує матеріаломісткість у 20-30 разів, а витрати на ремонт, що включають енергетичні, трудові та матеріальні ресурси наближаються до 60 – 80% щодо кошторису нового виготовлення, що є надзвичайно важливим [1, 2].

Ефективність роботи сільськогосподарської техніки залежить насамперед від її надійності. Її простоювання, завдяки наявності не складних несправностей, впливає на терміни виконання сільськогосподарських робіт, що на 15 – 30% зменшує їх врожайність. На фоні великих посівних територій це складає значні втрати.

Працездатність та довговічність технічних систем визначається інтенсивністю зношування пар тертя вузлів. В експлуатаційних умовах приблизно 80 – 90% спряжень втрачають свою посадку в результаті зносу деталей [3].

Обґрунтований вибір відповідних матеріалів та покриттів, для трибо сполучень, дозволяє суттєво вплинути на показники зносостійкості та довговічності деталей в з'єднаннях в процесі експлуатації.

Одним із способів підвищення довговічності пар тертя вузлів та агрегатів мобільних технічних систем є застосування фінішних антифрикційних без абразивних обробок (ФАБО) деталей.

Оптимально обґрунтований вибір покриття зношеної поверхні деталі та якісні операції її механічної обробки являються перспективними заходами, направленними на зростання їх терміну служби. Одним із способів підвищення довговічності пар тертя вузлів та відповідно агрегатів технічних

систем являється використання фінішних антифрикційних без абразивних обробок (ФАВО).

Метод ФАВО використовується для ремонту таких деталей, як шийки валів головки блоку циліндрів, гільзи циліндрів, різні втулки і вали. Однією з головних переваг методу ФАВО є його відносна простота і універсальність. Відносна простота і універсальність методу дозволяє використовувати його як на великих серійних машинобудівних підприємствах, так і на невеликих автотранспортних підприємствах [4].

ФАВО є ефективним способом підвищення довговічності деталей машин за рахунок збільшення зносостійкості деталей в 1,5-2 рази та поліпшення опору тертя і заїданню поверхонь тертя [4].

В роботі теоретично обґрунтовано та вирішено проблему підвищення ефективності роботи мобільної сільськогосподарської техніки шляхом поєднання антифрикційної неабразивної обробки (ФАВО) з додаванням нанодисперсних присадок з металевим покриттям до мастильного матеріалу.

Мета роботи. Підвищення післяремонтної довговічності об'ємних гідромашин за рахунок зниження зносу деталей в період припрацювання при обкатці та випробуванні.

Задачі досліджень:

1. Провести аналіз матеріалів по відмовам гідравлічних агрегатів та їх впливу на працездатність гідроприводу.
2. Аналітично розглянути вплив зміни структурних параметрів деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини на роботу спряження.
3. Розробити методику дефектації деталей, що в першу чергу обмежують ресурс аксіально-поршневої гідромашини.
4. Розробити методику і установку з проведення прискореної обкатки гідромашини для покращення припрацювання деталей в спряженнях.
5. Емпірично визначити кількісну оцінку зношення деталей в спряженнях качаючого вузла гідромашини, за період прискореної обкатки, і її впливу на ресурс агрегатів гідравлічної трансмісії.
6. Дати техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

Об'єкт дослідження. Об'ємні агрегати гідравлічних трансмісій, та технічний стан деталей в спряженнях, які обумовлюють втрату їх працездатного стану.

Предмет досліджень. Процеси, які обумовлюють зміну структурних параметрів технічного стану деталей в спряженнях качаючих вузлів агрегатів гідравлічних трансмісій.

Наукова новизна роботи. Аналітично виявлено взаємозв'язок між структурними параметрами технічного стану деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини та об'ємними втратами робочої рідини, що дало можливість визначити вагомість впливу зміни структурних параметрів на працездатність гідроприводу.

Практична цінність роботи. Запропоновано у виробництво комплекс заходів, які дозволяють: підвищити якість припрацювання деталей, скоротивши її тривалість і збільшивши ефективність, а також знизити початковий і сталий знос пар тертя в качаючому вузлу аксіально-поршневої гідромашини.

Висвітлення результатів. Виступ на міжнародній конференції: The 5th International Scientific and Practical Conference «Science in the Environment of Rapid Changes» (November 6-8, 2024; Brussels, Belgium) / comp. by LLC SPC «InterConf». Brussels: De Boeck, 2024. 303 p. ISBN 978-2-8037-1533-6 (series); DOI 10.51582/interconf.

Стаття в збірнику міжнародної конференції. Дикун В. В. Вплив процесу обкатки на післяремонтну довговічність аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин / В. В. Дикун, П. Т. Мельянцов // Proceedings of the 5th International Scientific and Practical Conference «Science in the Environment of Rapid Changes» (November 6-8, 2024; Brussels, Belgium) / comp. by LLC SPC «InterConf». Brussels: De Boeck, 2024. S.254-262.

1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ТА ЦІЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз матеріалів про несправності гідравлічних вузлів та їх вплив на працездатність гідравлічного приводу

Сучасні зернові та кормозбиральні комбайни вітчизняні, так і зарубіжні («John Deere», «Claas», «Case», «Massey Ferguson») оснащені різними гідрофікованими системами, до яких входить об'ємний гідропривід трансмісії (ГСТ-90, ГСТ-112, «Sauer»), складовими якого являються аксіально-поршневі гідромашини [5, 6].

В відповідності до інформації заводу «Гідросила», де виробляються об'ємні гідромашини, в якості критерія, що вказує на їх граничний стан застосовується об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД), значення якого в номінальному режимі менше ніж на 20%. Гамма-відсотковий ресурс ($\gamma = 90\%$) ГСТ-90 до першого капітального ремонту складає 4000 мото-год. (м-год.), а гамма-відсоткове напрацювання на відмову ($\gamma = 95\%$) рівне 1800 м-год. [7, 8].

Якщо припустити, що напрацювання ГСТ-90 до ресурсної відмови розподілено за законом Вейбула із коефіцієнтом варіації $v = 0,365$, то середній ресурс буде дорівнювати:

$$\bar{t} = \frac{l_{0,9}}{W_{0,9}} = \frac{4000}{0,5289} = 7563 \text{ мото-год.}, \quad (1.1)$$

Що наближається до повного ресурсу комбайна.

За даними дослідження експлуатаційної надійності зернозбиральних комбайнів, за перший рік експлуатації в середньому сталося 363 відмови, з яких 102 були викликані відмовами вузлів гідросистеми і 22 - відмовами гідропередачі. Час роботи абсолютно нового ГСТ-90 значно нижче стандарту, встановленого виробником (1800 м/год ВАТ «Гідросила»).

За даними в роботах [5, 6], діапазон напрацювання комбайнів, оснащених ГСТ-90, становить 178...1023 мото-год., середнє значення $T = 616,3$ мото-год. та середньоквадратичне відхилення $\sigma = 243$ мото-год.

Аналіз причин втрати працездатності показав, що до відмов призвели зміни в технології виготовлення і ремонту деталей та технології складання, передчасне і неякісне технічне обслуговування, а також недотримання правил експлуатації об'ємного гідроприводу трансмісії.

Проведені пошукові дослідження надійності агрегатів гідравлічних трансмісій по кількісним результатам розподілились за конструктивними, технологічними та експлуатаційними факторами 5%, 20% та 75% відмов відповідно рис.1.1.

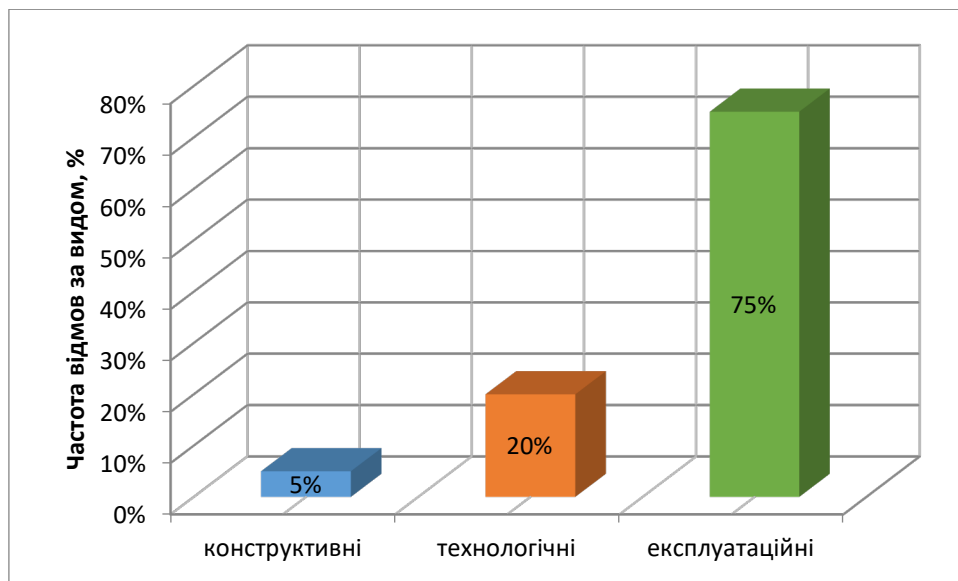


Рис. 1.1 - Розподіл відмов по характеру: 5% - конструктивні; 20% - технологічні; 75% - експлуатаційні

З ускладненням конструкції гідроагрегатів, удосконаленням технології та організації виробництва зростає частка відмов, пов'язаних з експлуатаційними факторами.

Типовими несправностями гідроприводів є вирив гідравлічних шлангів (ВР); зношення деталей насоса і мотора (КВ); засмічення і знос деталей розподільника регулювання подачі (РК); вихід з ладу клапанної коробки

(КК); незадовільна робота живильного насоса (НП); розгерметизація торцевого ущільнення (ПО), наявність повітря в оливі (РП), забруднення робочої рідини (ЗРР), низький вміст оливи у баку (НВ), забруднення фільтруючого елемента (ЗФ), вода в оливі (НВ). Згідно до блоків, які проходили перевірку, було отримано розподілення їх несправностей рис.1.2.

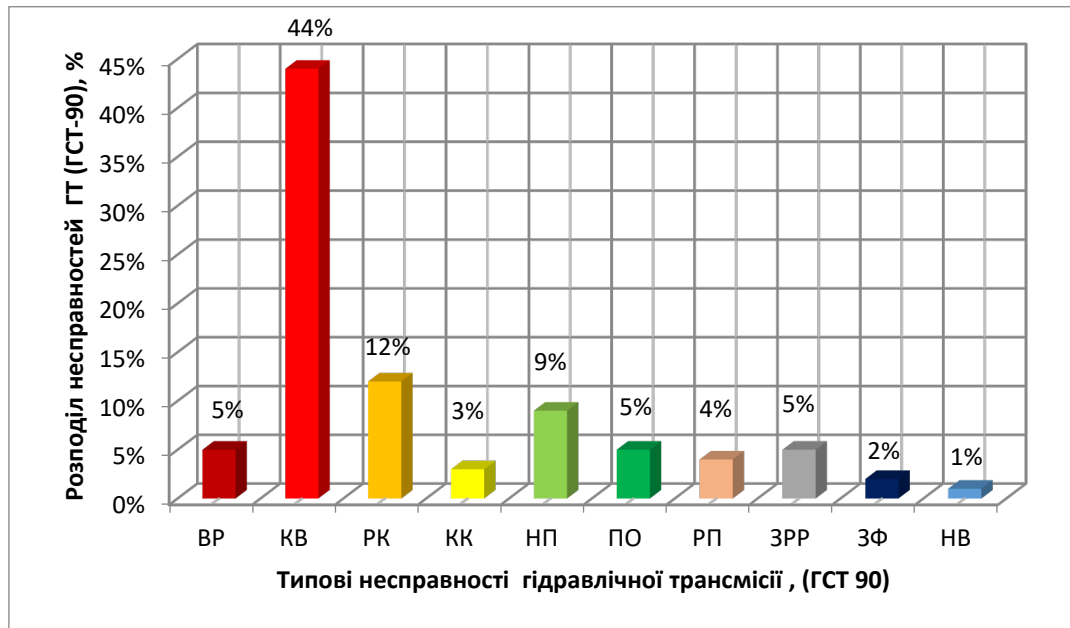


Рис.1.2 – Кількісна оцінка надійності блоків

Детальний розгляд діаграм вказав на значну частку (44%) відмов відбувається в качаючих вузлах насоса і двигуна. Судячи з виду і характеру зносу деталей насосного агрегату, вони в основному схильні до гідроабразивного і кавітаційного зносу, викликаного наявністю механічних частинок і повітря, розчинених в робочій рідині, що може бути віднесено до ресурсної відмови.

Забруднення гідравлічної рідини є однією з основних причин відмов гідравлічного агрегату. Джерела забруднення включають: Технічні забруднення, що потрапляють в агрегат під час виробництва або ремонту; Забруднення при транспортуванні, зберіганні та доливанні гідравлічної рідини; Продукти зносу деталей машини; Потраплення пилу в гідроагрегат через нещільні з'єднання або заливні отвори; Неправильна заміна фільтруючих елементів.

Гідравлічні рідини, що закачуються в гідроприводи, зазвичай відповідають за ступенем чистоти не 10 класу гідравлічних рідин, а 13-15 класу. Згідно з технічними умовами, забруднення рідини гідроприводу механічними частинками впливає на інтенсивний знос деталей з'єднань гідронасоса: «розподільник-приставне днище», «втулка блоку-плунжер», «опора п'яти-опора люльки» гідронасоса, опора п'яти – похила шайба» гідродвигуна.

На продуктивність гідравлічних приводів більше впливає розмір і твердість їхніх частинок, ніж маса домішок. Гідравлічна рідина містить також газові компоненти, які можуть бути розчиненими або нерозчиненими в ній і проявлятися в якості бульбашок. Присутність розчинених газових компонентів в оливі викликає її перегрів та суттєво впливає на роботу присадок.

Виявлена статистична оцінка несправностей комплектів гідромашин вказала на наступне їх розподілення: 44% - деталі вузла насосу (КВН), 20% - деталі вузла мотора (КВМ), 14,1% - клапанні коробки (КК), 6,3% - керувальні розподільники (КР), 4,1% - насоси живлення (НП) рис. 1.3.

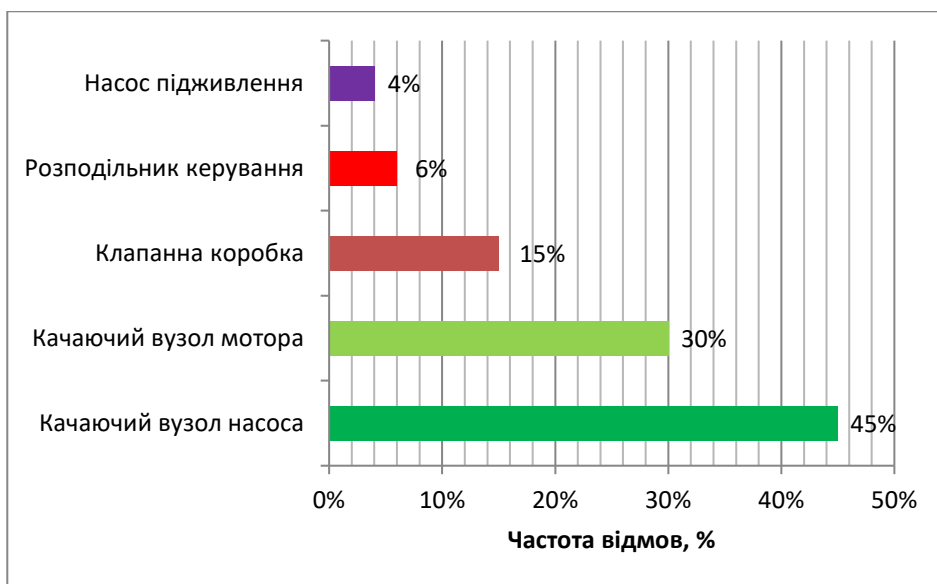


Рис.1.3 – Кількісна оцінка відмов блоків

Основні причини відмов в умовах експлуатації гідроприводів в трансмісії пов'язані, в основному, зі зносом компонентів трансмісійного вузла і деталей, що сполучаються. Причому, найбільша частка відмов припадає на з'єднання «розподільник – приставне дно». Тому одним з найбільш актуальних завдань є забезпечення якісного ремонту та відновлення деталей качаючого вузла аксіально-поршневих агрегатів.

1.2 Параметри технічного стану, контрольовані при ремонті агрегатів гідроприводу трансмісії

В даний час технічне обслуговування гідроприводів трансмісії в умовах експлуатації проводиться відповідно до технічних рекомендацій, що містяться в керівництві з експлуатації та технічного обслуговування [9].

При поточному ремонті агрегату (ГТ) планується виконання робіт різного обсягу і складності. З метою скорочення термінів ремонту і забезпечення технологічності їх виконання всі види робіт розділені на три групи різної складності.

Перша група включає усунення витоків рідини, підтягування різьбових з'єднань, заміна фільтрів, шлангів високого тиску, штоків, пальців, шплінтів, болтів і гайок.

До другої комплексної групи відносяться роботи по заміні гідродвигунів або гідронасосів і наступних компонентів: підживлюючі насоси, гідророзподільники, клапани регулювання робочого тиску, шліцьові муфти.

Такі складні роботи виконуються майстром-наладчиком або під його керівництвом у ремонтно-транспортних підприємствах (РТП) і майстернях загального призначення (МЗП), де проводиться технічне обслуговування і ремонт машин з гідравлічним трансмісійним приводом. Допускається проведення таких складних робіт в центральній ремонтній майстерні господарства під наглядом майстра-наладчика.

До третьої групи належать роботи з усунення несправностей, що потребують демонтажу гідроприводів, заміни деталей, контрольно-регулювальних робіт і випробувань, які потребують спеціального обладнання, інструменту та приладів. Ці роботи виконуються тільки спеціально підготовленими і кваліфікованими слюсарями в спеціалізованих ремонтних підприємствах.

Зрозуміло, що види робіт, які належать до першої групи складності, повністю візуально ідентифікуються і можуть бути швидко ліквідовані. Однак цього не можна сказати про види робіт другої та третьої груп, оскільки вони потребують відповідних досліджень та діагностичних робіт.

При ремонті агрегатів об'ємної гідравлічної трансмісії особлива увага припадає на параметри технічного стану деталей качаючого вузла. Безпосередньо на технічний стан деталей у спряженнях: «розподільник - приставне дно», «втулка блоку - плунжер», «п'ята - опора люльки», «п'ята - похила шайба». Автори вважають, що зношування цих деталей приводить до різкого зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії гідроприводу і відповідно його ресурсу.

Автори рекомендують внутрішні витоки як основний показник технічного стану гідронасоса або гідродвигуна, що ремонтується. Внутрішні витоки оцінюються за загальним витокком гідравлічної рідини через дренажні отвори або за зменшенням подачі гідронасоса при зростанні тиску.

При цьому, практично не визначено, за якими саме конструктивними параметрами слід здійснювати моніторинг технічного стану цих з'єднань, та не вказано їх кількісних значень.

В умовах виробництва контроль структурних параметрів деталей спряжень качаючих вузлів (КВ) «розподільник - приставне дно», «втулка блоку - плунжер», «п'ята - опора» для гідронасоса, «п'ята - похила шайба» для гідромотора виконується на якісному рівні і має суб'єктивну оцінку.

В роботі [9] автори пропонують використовувати механічний та об'ємний сумарний ККД як функціональний параметр для визначення функціональних характеристик гідромашин на випробувальному стенді.

Для агрегатів з парами золотникових елементів і поршнів, в якості структурного параметра пропонується вибирати зазор між сполученими парами, а для насосів в якості функціонального параметра вибирати об'ємний ККД. Для інших агрегатів пропонується вибирати витік робочої рідини, або відносний витік, вимірний по робочому тиску.

Отже як структурні параметри варто розглядати зазори в спряженнях качаючих вузлів гідромашин («розподільник - приставне дно», «втулка - плунжер», «п'ята - опора» для гідронасоса, «п'ята - похила шайба» для гідромотора), а в якості функціональних параметрів об'ємні втрати оливи, механічний і об'ємний ККД.

Однак варто звернути увагу на той факт, що запропоновані для контролю структурні параметри не нормуються, тобто не мають граничних та допустимих значень. Така ситуація свідчить про те, що закономірність впливу зносу основних деталей пар тертя гідромашин на функціональні параметри ГТ не зовсім зрозуміла.

Це обґрунтовано відсутністю достатньої кількості даних щодо відмов блоків ГТ та необхідністю збору і використання статистичного матеріалу для визначення контрольованих структурних параметрів технічного стану.

Разом з тим, ресурс відновлених деталей качаючих вузлів становить лише 50–60 %, по відношенню до виготовлених. Безпосередньо це відноситься таких спряжень як: «втулка – поршень», «розподільники – прикладна пластина», «опора п'яти – опора колиски» у гідронасоса, «опора п'яти – опора похила» у гідромотора. Низький післяремонтний ресурс деталей пояснюється реалізацією технологічних процесів, основні операції яких не в змозі відтворити геометричну форму робочих поверхонь деталей, їх шорсткість та фізико-механічні властивості в відповідності до технічних вимог.

Є очевидним, що забезпечення міжремонтного ресурсу у відремонтованих аксіально-поршневих агрегатів буде залежати від якості проведення ремонтно-відновлювальних робіт на всіх операціях

технологічного процесу: мийно-очисних, розбирально-складальних, відновлювальних, обкатоточно-випробувальних та ін.

Вагомий вплив на довговічність роботи деталей в спряженнях качаючих вузлів гідроагрегатів мають обкатувально-випробувальні операції, які забезпечують їх припрацювання, в процесі якого усуваються похибки, що з'явилися при механічній обробці деталей, неточності, щодо взаємного розміщення поверхонь деталей, які виникають при проведенні складальних операцій, значна різниця в шорсткості робочих поверхонь деталей та ін.

1.3 Способи випробувань гідроагрегатів, гідроприводів і їх елементів

Відомий спосіб випробувань гідроагрегату на знос [10], що дозволяє підвищувати точність визначення зносу шляхом регулювання сталості абразивних властивостей робочої рідини. Стенд для таких випробувань оснащений системою подачі абразивних частинок, з дозатором і датчиками електроопору, до агрегату для контролю забрудненості робочої рідини.

Гідроприводи з використанням об'ємних гідромашин мають жорсткі обмеження по класу чистоти гідравлічної рідини, оскільки абразиви, що додаються в рідину, можуть потрапляти в механізми управління, клапани, регулятори та інші елементи гідроавтоматики, виводячи ці елементи гідроприводу з ладу раніше, ніж сам насос.

Підвищити ефективність прискорених випробувань можна за рахунок збільшення вмісту газу в рідині, яка проходить через випробовуваний вузол, що підвищує локальну температуру в області рухомого з'єднання і, таким чином, інтенсивність зношування. Крім того, газ, що подається в рідину, може додатково нагріватися, що збільшує інтенсивність зношування за рахунок локального нагріву зони тертя. Коефіцієнт тертя і поверхневий знос збільшуються локально в зоні контакту між поверхнею і бульбашками. У той же час, надлишок газу в рідині викликає підвищений рівень кавітації, який часто не відповідає еквівалентним умовам нормальних і прискорених випробувань.

Штучне додавання факторів, які відсутні в реальній експлуатації, призводить до певної умовності отриманої інформації. Прискорення випробувань шляхом форсування параметрів навантаження має аналогічний фізичний вплив на деталі і вузли гідромашини і дає більш достовірну інформацію для визначення змін технічного стану гідромашини в інших аналогічних умовах, які відрізняються від прискорених випробувань лише на рівні параметрів робочого режиму.

В роботі [11] запропоновано метод перевірки ресурсу об'ємних гідропередач, який ґрунтується на періодичному підвищенні тиску робочої рідини в живильних магістралях гідропередачі та, при навантаженні гідропередачі тиску підвищується в нагнітальній магістралі в 1,5 рази.

Такий спосіб призводить до подальшого підвищення тиску в гідролініях, збільшуючи інтенсивність накопичення втомних пошкоджень у випробовуваній гідропередачі і, таким чином, скорочуючи час випробування. Однак при цьому підвищений рівень тиску в зливних лініях може призвести до передчасного виходу з ладу ущільнень в корпусі гідромашини, що унеможливить виконання випробування в повному обсязі.

Актуальним являється випробування ресурсу гідроприводів з регульованою продуктивністю шляхом циклічного навантаження підвищенням тиску в лінії, за рахунок переміщення золотника регулюючого насоса зі швидкістю, що перевищує швидкість спрацьовування клапана, при цьому, імпульс тиску залежить від швидкості переміщення золотника. При таких швидкостях перемикання регулюючого органу насоса в лініях гідроприводу можуть виникати гідродари, що може призвести до непередбачених відмов в роботі гідроагрегату, оскільки час перемикання золотника коротший за час спрацьовування захисного пристрою (запобіжного клапана).

Виникнення гідродарів під час нормальної експлуатації гідроприводів є неприпустимим. Тому цей метод прискорених випробувань не рекомендується використовувати для випробувань на довговічність, оскільки

при його застосуванні умови навантаження не відповідають нормальним умовам експлуатації.

Аналіз методів прискорення випробувань об'ємних гідроприводів, гідромашин і гідроагрегатів дозволяє зробити висновок, що принцип прискорених випробувань на надійність підвищує ефективність методів.

З огляду на специфіку використання аксіально-поршневих гідромашин у складі гідравлічної трансмісії, найбільш поширеним методом прискорених випробувань є застосування експлуатаційних параметрів (тиск нагнітання, частота обертання, частота періодичних змін тиску).

1.4 Способи контролю закінчення ресурсних випробувань

Технічний стан насоса, визначається наступними характеристиками: витратою, тиском і пульсаціями, витокami, зазорами в парах тертя і температурою робочої рідини.

Технічний стан об'ємних гідромашин після прискореного випробування на ресурс оцінюється за функціональними і структурними параметрами, (станом поверхні, величиною зазорів і люфтів, зносом пар тертя в з'єднаннях, залишковою деформацією ущільнень та результатами руйнівного і неруйнівного контролю деталей.

Основною складовою, що визначає продуктивність аксіально-поршневого гідронасоса (АПН), є качаючий вузол. Його технічний стан можна оцінити за такими параметрами, як знос в парі «блок циліндрів-торцевий розподільник», зазор в циліндро-поршневих парах і зазор в шарнірному з'єднанні. Знос і, як наслідок, збільшення зазорів у вище згаданих парах призводить до збільшення внутрішніх витоків і зниження об'ємного ККД.

Це пов'язано з тим, що найважливіші вихідні характеристики гідроприводу безпосередньо визначаються об'ємними втратами гідромашини.

Проведені раніше випробування ПГМ II гами [12] показали, що протягом терміну їх служби знос пари блок циліндрів-поршень відбувається

протягом перших 20-100 годин роботи (інтенсивність зносу визначається режимом роботи гідромашини і зростає зі збільшенням рівня навантаження), а потім практично стабілізується (інтенсивність зносу настільки низька, що практично ця пара тертя не зношується після обкатки).

Випробування 850-1000 годин роботи об'ємних гідроприводів показали, що знос отвору циліндра в середньому становить 1-5 мкм, поршня - 2-6 мкм, розподільника - 2-9 мкм, торця блоку циліндрів насоса - 12-19 мкм, торця блоку циліндрів мотора - від 2 до 7 мкм.

Компоненти торцевих розподільників гідравлічних машин зношуються безперервно під час робочого процесу, але мають різну швидкість зносу на початкових і пізніх стадіях експлуатації.

Виходячи з вище сказаного, величина зносу елементів торцевого розподільника може бути обрана в якості показника, що характеризує об'ємні і механічні втрати гідромашини в процесі експлуатації і, таким чином, технічний стан качаючого вузла гідромашини в цілому.

1.5 Припрацювання поверхонь тертя деталей, як резерв підвищення надійності і терміну служби об'ємних гідромашин

В даний час на підприємствах з виробництва та ремонту машин і устаткування на початкових етапах експлуатації завжди виконується притирання як всієї машини, так і її окремих вузлів.

Припрацювання деталей в спряженнях забезпечує вказану посадку в з'єднанні, в результаті приробітку їх поверхонь тертя. Дозволяє уникнути помилок, що виникли в процесі проведення складальних операцій (зміна геометрії при затягуванні болтів, нерівномірні зміни геометрії деталі із-за температури). Також усуваються похибки, які виникли при механічному обробленні деталі (еліпсність, не площинність, хвилястість та ін.).

Тому притирання пар тертя є фундаментальним технічним процесом для продовження міжремонтного ресурсу гідравлічних трансмісій.

Час стендової обкатки відносно короткий (0,5-1,5 години) порівняно з часом, необхідним для повної обкатки (30–50 годин). Звідси виникає необхідність прискорити приробіток. Робоча гіпотеза скорочення приробітку спряжень моделюється на основі кривої зносу деталей рис. 1.4.

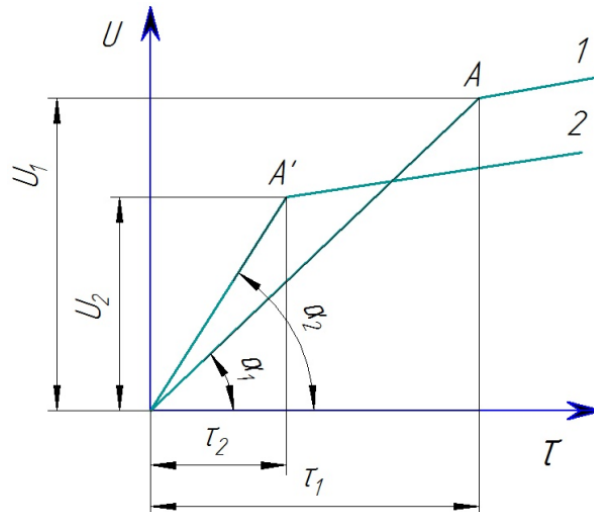


Рисунок 1.4 - Знос спряження за часом: 1 - типовий процес припрацювання, 2 - прискорення процесу припрацювання

Під час початкового періоду припрацювання (рис.1.4) кут нахилу відрізка (OA) менший в порівнянні до кута нахилу відрізка (OA') при прискореному припрацюванні, що вказує на інтенсивну швидкість зносу деталей, але при цьому прискорена обкатка характеризується меншою тривалістю і при подальшій обкатці процес припрацювання проходить з мінімальним зносом.

Чим більший зазор, тим менший термін служби з'єднання і, відповідно, довговічність гідромашини під час експлуатації. У цьому випадку міжремонтний термін (τ_p) служби з'єднання визначається за виразом:

$$\tau_p = \frac{S_{\max} - S_{\text{нрпн.}}}{t_\beta}, \quad (1.2)$$

де S_{\max} - максимальний допустимий зазор у з'єднанні, *мм*;

$S_{\text{прп.}}$ - зазор після припрацювання, який знаходиться в межах допуску, *мм*;

$t_{\beta} = dS/dt$ - швидкість зношування деталей.

Наведений аналіз показує, що зменшення зносу деталей під час обкатки зменшить інтенсивність їх зносу в умовах експлуатації і, таким чином, збільшить міжремонтний ресурс. Отже, під час обкатки агрегатів на стенді нам необхідно створити такі умови, які забезпечать прискорене припрацювання деталей в спряженнях з найменшим зношенням.

1.6. Загальні висновки і задачі дослідження

Проведений аналіз надійності аксіально-поршневих гідромашин, та методів їх обкатки та випробовування дав можливість зробити наступні висновки:

- величина зносу елементів торцевого розподільчатого пристрою та спряження плунжерної пари качаючого вузла агрегату може бути обрана в якості індикатора об'ємних і механічних втрат гідромашини в процесі експлуатації;

- з огляду на специфіку використання об'ємних агрегатів у складі гідравлічної трансмісії, найбільш поширеним методом прискорених випробувань є застосування експлуатаційних параметрів (тиск нагнітання, частота обертання, частота періодичних змін тиску);

- стендові випробування відносно короткі (від 0,5 до 1,5 години) і не дозволяють деталям, що сполучаються, повністю притертися, мінімізуючи при цьому знос деталей.

Мета роботи. Підвищення післяремонтної довговічності об'ємних гідромашин за рахунок зниження зносу деталей в період припрацювання при обкатці та випробовуванні.

Задачі досліджень:

1. Провести аналіз матеріалів по відмовам гідравлічних агрегатів та їх впливу на працездатність гідроприводу.
2. Аналітично розглянути вплив зміни структурних параметрів деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини на роботу спряження.
3. Розробити методику дефектації деталей, що в першу чергу обмежують ресурс аксіально-поршневої гідромашини.
4. Розробити методику і установку з проведення прискореної обкатки гідромашини для покращення припрацювання деталей в спряженнях.
5. Емпірично визначити кількісну оцінку зношення деталей в спряженнях качаючого вузла гідромашини, за період прискореної обкатки, і її впливу на ресурс агрегатів гідравлічної трансмісії.
6. Дати техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНИХ ВТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ ДЛЯ РЕСУРСОЛІТУЮЧИХ СПРЯЖЕНЬ ГІДРОМАШИН

2.1. Дослідження об'ємних втрат через систему розподілення потоку рідини

Метою дослідження є теоретичне визначення об'ємних втрат робочої рідини через з'єднання «розподільник – приставне дно» при варіюванні структурних параметрів технічного стану робочих поверхонь деталей.

Результати дефектації деталей даного спряження показали, що між деталями формується плоска щілина, а знос деталей знаходиться в діапазоні 10...20 мкм, що дозволяє вважати таку плоску щілину капілярною. З [4] також відомо, що при таких розмірах зносу потік рідини в капілярному зазорі підпорядковується загальним гідравлічним законам.

Розглянемо типову схему течії робочої рідини під дією різниці тисків між двома паралельними пластинами, розташованими на такій відстані, що утворюється капілярний зазор (висота) B .

Припустимо, що пластини достатньо великі, щоб оцінити потік у двох вимірах, і що розподіл швидкості в поперечному перерізі між пластинами є параболічним, що відповідає ламінарній течії рідини.

Розглянемо елементарну частинку рідини d , розташовану біля нижньої пластини. Силам, зумовленим перепадом тиску ΔP та відцентровими силами, протидіють напруження зсуву τ , що діють на нижню поверхню (площину), як показано на рис. 2.1.

За умов рівноваги сил, що діють на елементарні частинки, маємо:

$$d\rho \cdot dy + \rho dx \cdot dy \cdot n^2 \cdot 4\pi \cdot (r_o + x + \frac{x}{2}) + (\tau - d\tau)dx = \tau dx, \quad (2.1)$$

де n – обертання приставного дна;

r_o – відстань від центра деталі до початку щілини;

ρ - густина оливи.

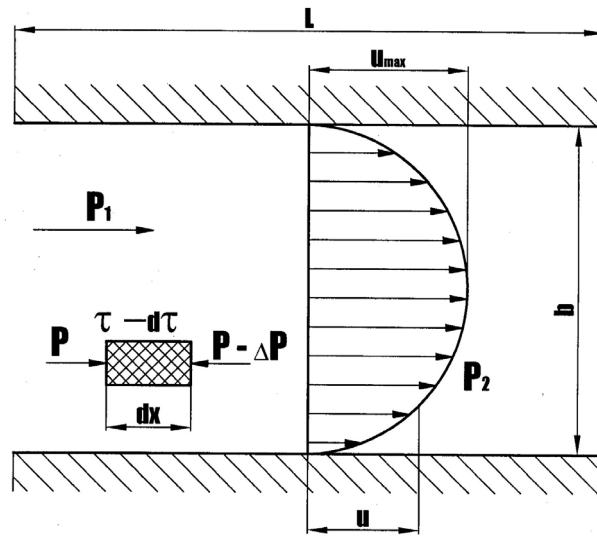


Рис. 2.1 - Розрахункова схема потоку робочої рідини між двома пластинами

Звідси слідує:

$$\frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_o + x/2) = \frac{d\tau}{dy}, \quad (2.2)$$

Так як $\tau = \mu \frac{du}{dy}$ із [4], отримаємо:

$$\frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_o + x/2) = \mu \frac{d^2u}{dy^2}, \quad (2.3)$$

Вирішивши рівняння (2.3) отримаємо:

$$U = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_o + x/2) \right) \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 + C_2 \quad (2.4)$$

Постійні C_1 та C_2 згідно з умови, що швидкість оливи U на стінках щілини дорівнює нулеві.

Тоді отримаємо:

$$U = -\frac{1}{\mu} \left(\frac{B^2}{4} + y^2 \right) \cdot \left(\frac{dP}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 (r_0 + x/2) \right), \quad (2.5)$$

Так як тиск зменшується в щілині по лінійному закону отримаємо:

$$U = \frac{1}{3\mu} \cdot \frac{B^2}{4} \left(\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(r_0 + \frac{L}{2} \right) \right), \quad (2.6)$$

А витрат оливи через одиницю довжини будуть визначатись:

$$Q = \frac{B^3}{12\mu} \left(\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(r_0 + \frac{L}{2} \right) \right), \quad (2.7)$$

Звідси для щілини шириною W витрата складе:

$$Q = \frac{W \cdot B^3}{12\mu} \left(\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(r_0 + \frac{L}{2} \right) \right), \quad (2.8)$$

Тут втрати робочої рідини через відцентрові сили вважаються незначними і ними можна знехтувати.

Отже рівняння (2.8) можна використовувати для визначення витрати робочої рідини через зазор, що утворився внаслідок зносу деталей, які входять до sprzęження «розподільник-приставне дно».

Однак, в першому випадку розглядається ідеальна ситуація, в якій плоский зазор утворюється в результаті рівномірного зносу деталей розподільного пристрою.

В умовах експлуатації знос таких деталей відбувається нерівномірно. В результаті роботи деталей, що сполучаються, на виході утворюється проточний канал, площа якого зменшується від B_1 до B_2 (рис. 2.2).

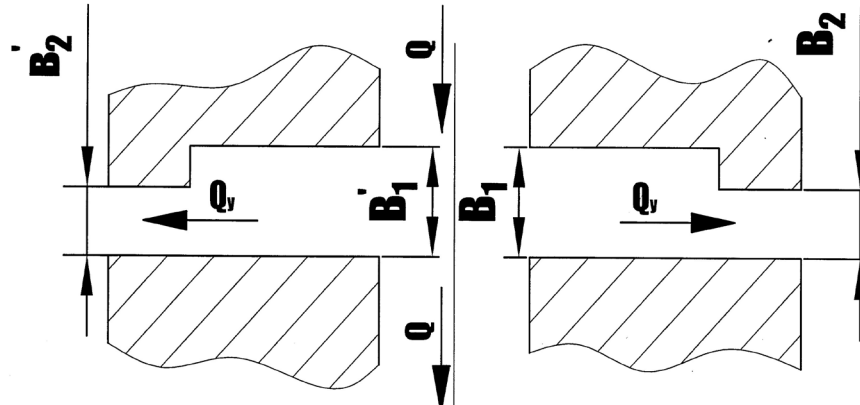


Рисунок 2.2 – Щільві канали, утворені зносом деталей спряження «розподільник – приставне дно», площа перерізу яких зменшується від B_1 на вході до B_2 на виході

Щоб отримати відповідну залежність між зносом і витратою робочої рідини, необхідно врахувати падіння тиску в кінці шляху потоку, викликаного перепадом від B_1 до B_2 . У цьому випадку використовується відома залежність:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \xi_{зс}, \quad (2.9)$$

де $\xi_{зс}$ – коефіцієнт звуження зазору;

V - швидкість течії оливи:

$$\xi_{зс} = (1 - B_2/B_1)/2, \quad (2.10)$$

Загальна втрата тиску може бути виражена наступним чином:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2, \quad (2.11)$$

де ΔP_1 – втрати тиску в щілині;

ΔP_2 – втрати тиску в торцьовій частині щілини;

Представивши ΔP_1 та ΔP_2 через витрату оливи отримаємо рівняння її витрати:

$$Q^2 + \frac{24 \cdot B_2^2 \cdot W \cdot \nu \cdot L}{B_1^3 \cdot \xi_{36}} \cdot Q = \frac{2B_2^2 \cdot W^2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot \xi_{36}}, \quad (2.12)$$

де W – ширина щілини;

L – довжина щілини;

ν - кінематична в'язкість оливи.

Розрахунок витрати робочої рідини через зазор входу B_1 і виходу B_2 щілини розподільча тої пари проводиться по наступним даним: зазор на виході $B_1 = 0...30$ мкм; зазор на вході $B_2 = 0...60$ мкм; довжина щілини $L = 4$ мм ширина щілини $W = 1$ мм; щільність оливи $\rho = 900$ кг/м³; динамічна в'язкість $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/с; перепад тиску робочої рідини $\Delta P = 3,5; 15,0; 21,0$ МПа.

Результати розрахунку представлені в таблиці 2.1 та графічно на рис.

2.3

Таблиця 2.1- Величина втрат робочої рідини через зазори в сполученні «розподільник-приставне дно»

Величина зазору B_1 та B_2 щілини, мкм		Витрати робочої рідини см ³ /с в залежності від тиску		
B_1	B_2	$\Delta P = 3,5$ МПа	$\Delta P = 15$ МПа	$\Delta P = 21$ МПа
10	5	-	2,6	3,6
15	7,5	2,1	8,8	12,3
20	10	4,8	20,7	28,3
25	12,5	9,5	40,3	56,6
30	15	16,9	68,9	80,0
35	17,5	25,6	107,8	149,0
40	20	38,4	157,0	220,0
45	22,5	52,4	218,6	298,0
50	25	73,6	289,0	389,0
55	27,5	96,7	368,5	492,0

Із аналізу отриманих результатів витікає, що при значеннях зазору $V_1=40$ мкм і $V_2=20$ мкм конусної щілини при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа втрати оливи досягають 225 см^3 , які вважаються граничними за функціональним параметром, із-за неможливості роботи гідроприводу в номінальному режимі.

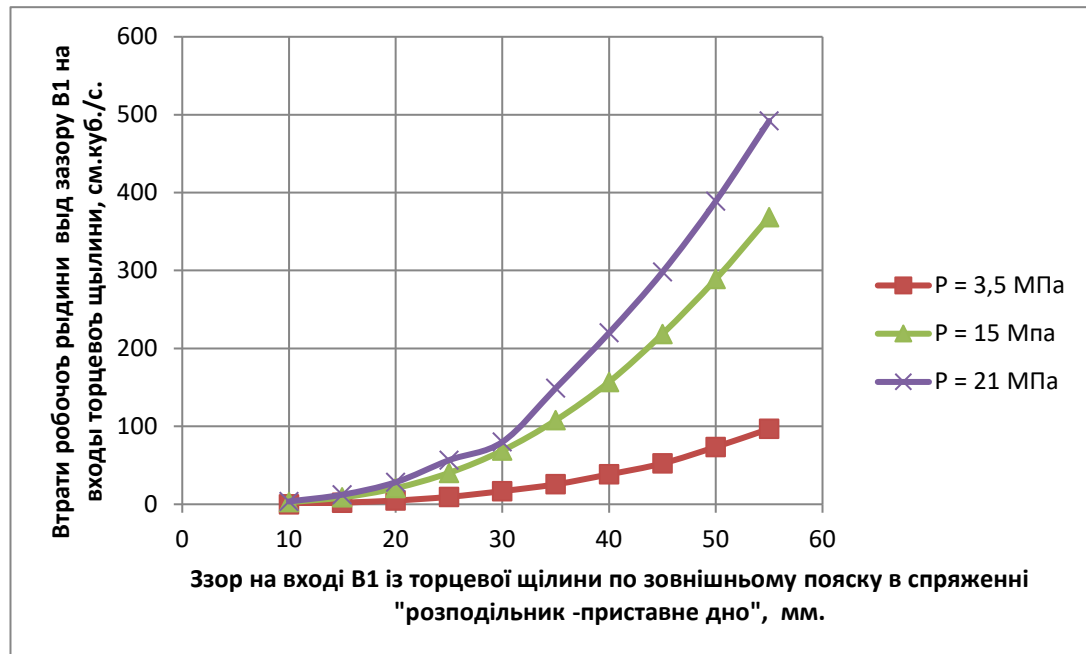


Рис. 2.3 – Втрати оливи від зазору торцевої щілини на вході V_1 по зовнішньому пояску

Отже знос деталей розподільча тої пари при $V_1=40$ мкм і $V_2=20$ мкм конусної щілини за структурним параметром можна вважати граничним.

Дане значення зазору являється актуальним для сервісних підприємств, що займаються ремонтом гідростатичних трансмісій з точки зору визначення ремонтпридатності деталей даного sprzęження.

Це пояснюється тим, що в умовах експлуатації граничні об'ємні витрати оливи будуть формуватись також витокami рідини із інших sprzęжень, деталі яких зношуються і при цьому, структурні параметри з'єднання розподільча тої пари можуть мати різний стохастичний стан.

Результати дослідження показують, що значення зазорів $V_1=40$ мкм та $V_2=20$ мкм відповідно на вході і виході конусної щілини в розподільча тій

парі, за номінального тиску $\Delta P = 21$ МПа, втрати оливи досягають 225 см^3 , за яких система керування робочим об'ємом основного насоса не в змозі відтворити заданий режим, так як насос підживлення повністю працює на компенсацію втрат оливи і не забезпечує робочий тиск в системі управління.

2.2 Дослідження взаємозв'язку між зазором в плунжерній парі і об'ємними втратами

Результати проведених в першому розділі досліджень, показали, що до структурних параметрів технічного стану, які доповнюють сумарні об'ємні витрати, слід віднести структурні зміни деталей в спряженні «плунжер-втулка блоку» качаючого вузла гідромашини.

У цьому випадку основна увага приділяється витраті гідравлічної оливи через зношування деталей.

У цьому контексті ми використовуємо вже відомі залежності для оцінки нашого взаємозв'язку. Кількість робочої рідини, що протікає через зазор, можна визначити за рівнянням :

$$Q_k^v = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (2.12)$$

де D - середній діаметр зазору;

ΔP - перепад тиску оливи в місці розрахунку;

δ - номінальний зазор з'єднання;

l - довжина ділянки, на якій визначається витрата робочої рідини.

Розрахунок витрати робочої рідини через зазор між сполученням поршня і втулкою блоку проводився з використанням наступних даних: діаметр з'єднання $D = 0,02 \text{ м}$; зазор в з'єднанні $\delta = 0 \dots 80 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; довжина на якій визначаються витрати робочої рідини $l = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; перепад тиску оливи

між магістралями високого і низького тиску $\Delta P = 3,5; 15,0; 21,0 \text{ МПа}$; густина оливи $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Результати розрахунків наводяться в таблиці 2.2 і представлені графічно на рисунку 2.4.

Таблиця 2.2 – Розрахункові показники втрат оливи між поршнем і втулкою блоку

Значення зазору δ , мм	Значення витрат робочої рідини в $\text{см}^3/\text{с}$ для наступних значень ΔP		
	$\Delta P = 3,5 \text{ МПа}$	$\Delta P = 15,0 \text{ МПа}$	$\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$
0,030	0,002	0,007	0,012
0,040	0,005	0,021	0,029
0,050	0,009	0,040	0,056
0,060	0,016	0,069	0,097
0,070	0,025	0,11	0,154
0,080	0,038	0,16	0,230
0,090	0,055	0,234	0,328
0,100	0,075	0,321	0,450

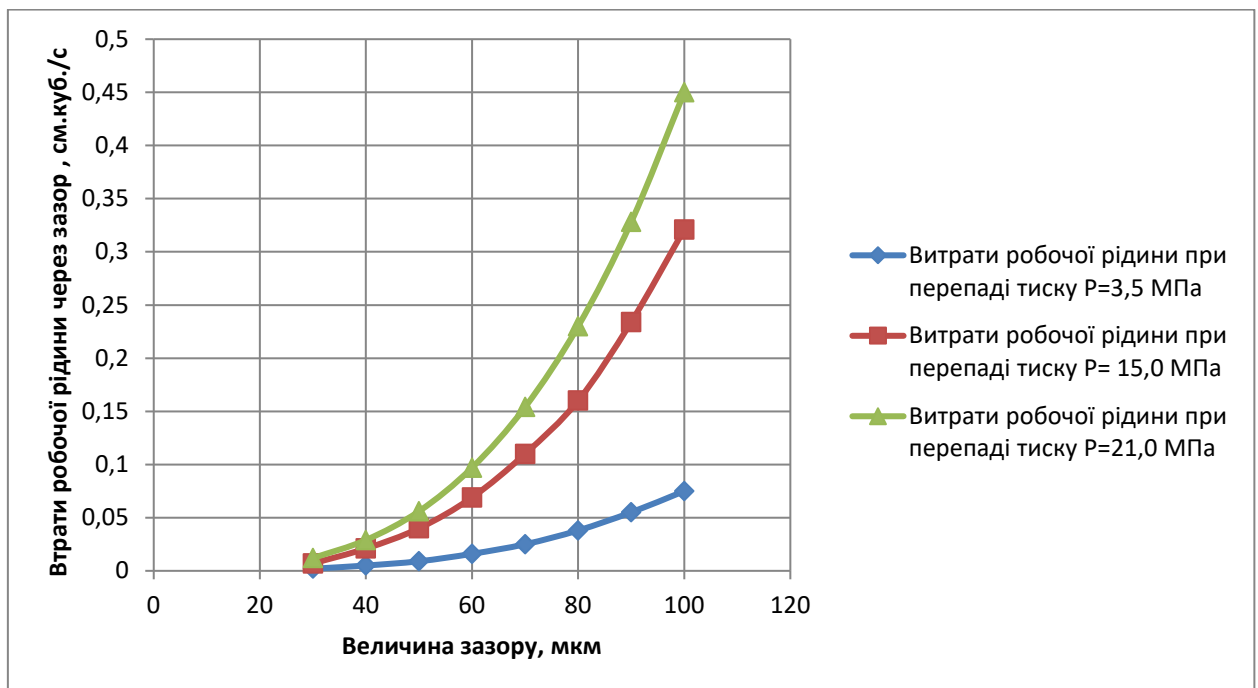


Рис. 2.4 – Аналітична залежність втрат робочої рідини від радіального зазору в спряженні «плунжер-втулка блоку»

Аналіз отриманих результатів показує, що для зазору 100 мкм в парі «плунжер-втулка блоку», і при номінальному тиску $\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$ витрати оливи становлять $45 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$.

Такі значення об'ємних втрат оливи, для зазору 100 мкм в спряженні «плунжер-втулка блоку», лише доповнюють сумарні об'ємні втрати в гідроприводі і самостійно не можуть обумовлювати втрату його працездатності. Дійсна оцінка впливу технічного стану даної пари буде визначатись наявністю інформації щодо динаміки зміни зазору в умовах експлуатації через статистичну оцінку.

Висновок по розділу.

1. Значення зазорів $B_1 = 40$ мкм та $B_2 = 20$ мкм конусної щілини в спряженні «розподільник-приставне дно» можна вважати граничними так як, при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа, втрати оливи для даних значень зазору досягають 225 см^3 , за яких система керування робочим об'ємом основного насоса не в змозі відтворити заданий режим, так як насос підживлення повністю працює на компенсацію втрат оливи і не забезпечує робочий тиск в системі управління.

2. Для зазору 100 мкм в спряженні «плунжер-втулка блоку», об'ємні витрати оливи становлять $45 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$, при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа, та лише доповнюють сумарні об'ємні втрати в гідроприводі і самостійно не можуть обумовлювати втрату його працездатності. Дійсна оцінка впливу технічного стану даної пари буде визначатись наявністю інформації щодо динаміки зміни зазору в умовах експлуатації через статистичну оцінку.

3. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика визначення характеру і динаміки зношення деталей з'єднання качаючого вузла

Оцінка характеру і величини зносу деталей з'єднань («розподільник - приставне дно», «втулка блока - плунжер») проводиться безпосереднім візуальним оглядом, фотографуванням робочої поверхні і мікрометрією.

Вимірювання проводяться відповідно до рекомендацій, наданих ДСТУ-18509-80. Перед вимірюванням ретельно протираються всі деталі. Щоб уникнути суб'єктивних помилок, мікрометрія виконувалась постійним дефектувальником при сталій температурі в приміщенні $20 \pm 5^{\circ}\text{C}$.

Контроль геометричних розмірів деталей певного найменування вказував на їх динаміку в умовах експлуатації. Особливо це стосується спряження «розподільник – приставне дно», на яке припадає основна частина об'ємних втрат гідравлічної рідини і низька подача аксіально-поршневих гідронасосів.

У деталей, які розподіляють потоки оливи в качаючому вузлі гідромашини, характер зносу визначається візуально. Кількісна оцінка зносу виявляється способом профілографування з застосуванням профілометра моделі 296 (рис.3.1).



Рис. 3.1 – Вимірювання зношення робочої поверхні приставного дна профілометром моделі 296

Профілограми знімались з поверхні приставного дна в площинах, схема розміщення яких наводиться на рис.3.2.

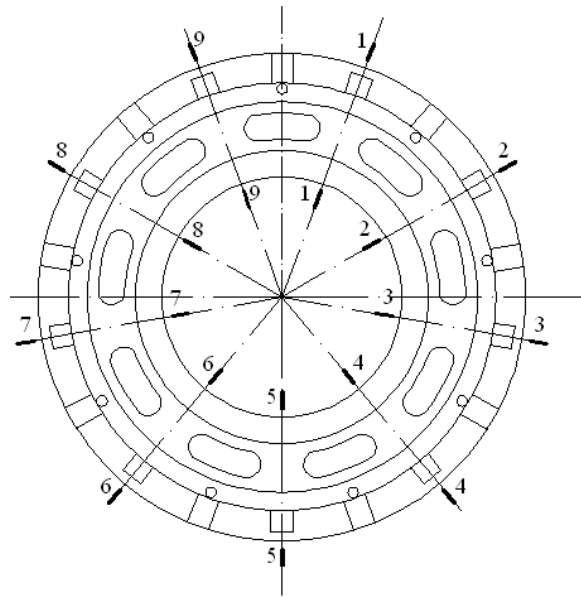


Рис.3.2 – Схема розміщення площин для проведення дефектації приставного дна

Суть способу вимірювання зносу за допомогою профілографії показана на рисунку 3.3.

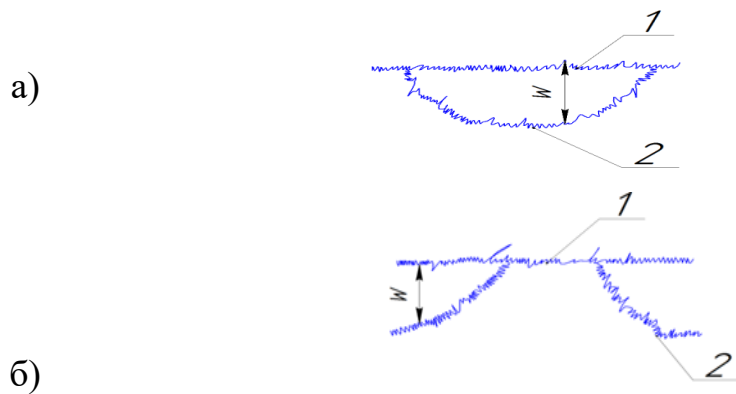


Рис. 3.3 – Визначення зношення профілографуванням: а - розподільник; б - приставне днище; W - величина зносу; 1 - профілограми нової поверхні; 2 - профілограма зношеної поверхні

Деталь розміщують відповідно до траекторії профілювання, щоб гостра голка починала рух через ту частину, де вона не зношується. Величина зносу

визначається як різниця між профілем зношеної і не зношеної поверхні деталі.

Вид зношення складових плунжерного з'єднання визначався зовнішнім оглядом. На кількісному рівні зношення деталей даного з'єднання виявлялось контролем геометрії їх розміру. Плунжера вимірювались у 2-х взаємно перпендикулярних площях та 4-х перерізів, пасамитром ПС -25 з ціною поділки 0,002 мм (рис. 3.4,а).

Вимірювання втулок проводиться в чотирьох перерізах і в двох взаємно перпендикулярних площинах (рис. 3.4,б) нутроміром 18-50 ГОСТ 9244-75 з ціною ділення 0,001 мм.

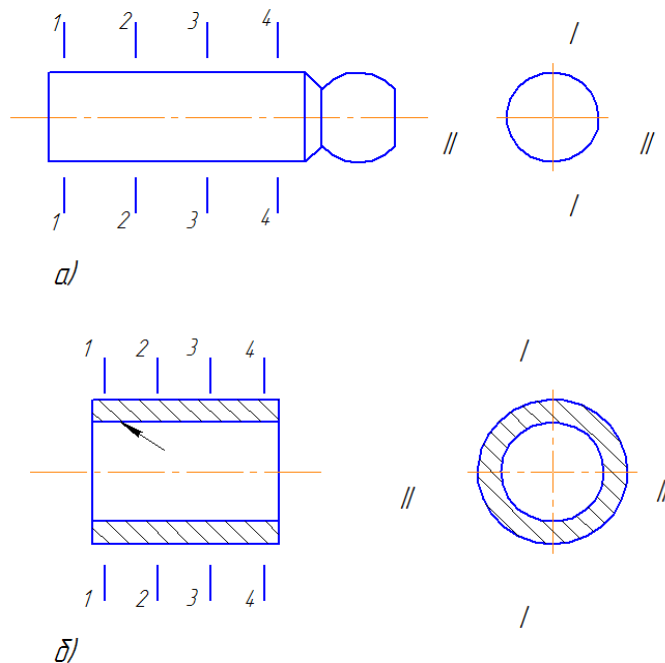


Рис. 3.4 – Схема заміру деталей спряження «втулка блоку - плунжер»:

а) - плунжер; б) – втулка

3.2 Експериментальна установка та вимірювальна апаратура

Для проведення експериментальних робіт використовувався випробувальний стенд, для обкатки та випробування гідростатичної

трансмiсії, розроблений в лабораторії з дослідження надійності гiдравлiчних систем мобiльної технiки сiльськогосподарського призначення.

Загальна схема стенду показана на рисунку 3.5. Головними компонентами установки є: електричний двигун 1; насос 2 і мотор 3, які являються складовою гiдравлiчної трансмісії; навантажувальний мотор 7; підкачуюча станція 5.

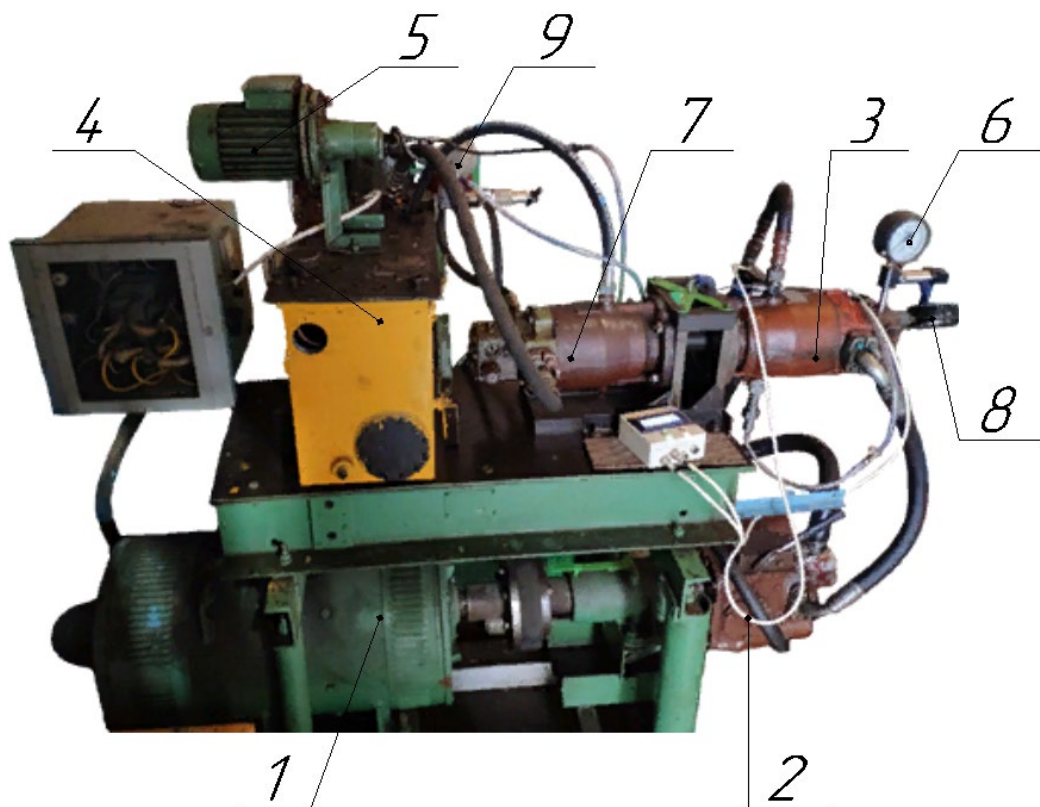


Рисунок 3.5 – Загальний вид стенда для обкатки та випробування гiдравлiчних трансмісій: 1 – електродвигун; 2 – аксіальний насос; 3 – аксіальний мотор; 4 – резервуар; 5 – закачуюча установка ;6, 8, 9 – манометри; 7 - навантажувальний мотор

Гiдравлiчна схема стенда наводиться на (рис. 3.6). Робота установки заключається в слiдуючому. Електродвигуном 1 подається крутний момент до насосу 2, і через головний контур системи запускає гiдромотор 3, вихiдний вал якого з'єднаний з навантажувальним мотором 7, який створює

гальмівний момент, працюючи в насосному режимі, завдяки перекриття його нагнітаючої магістралі регульованим дроселем 8. Величина навантаження контролюється за допомогою манометра 6.

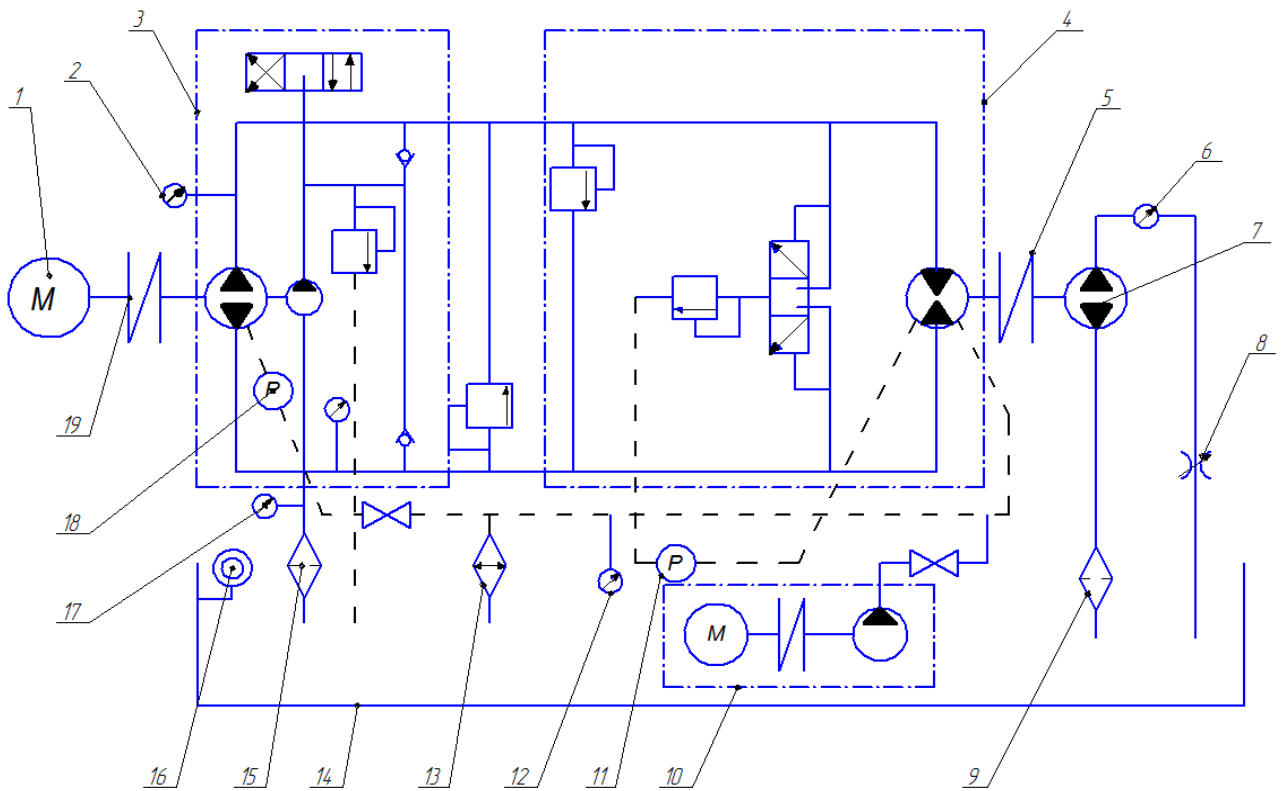


Рисунок 3.6 – Гідравлічна схема стенда: 1-електродвигун; 2,6,12,17-манометри; 3- гідронасос; 4,7- гідромотори; 5,19 - муфта; 8- дросель; 9,15- фільтри; 10- підкачуюча станція; 11,18 – витратоміри; 13 – теплообмінник; 14- ємність; 16 – термометр

Станція підкачки використовуються для заповнення гідравлічної системи гідроприводу гідравлічною рідиною перед початком роботи. Вона складається з електродвигуна, з'єднаного з шестеренчастим насосом, який активує насос для подачі гідравлічної оливи до дренажної магістралі трансмісії.

Стабілізація температури оливи в контурах гідроприводу забезпечується теплообмінником 13, в якому передбачено колектор для проточної води.

До головного агрегат 3 олива потрапляє завдяки живильного насосу, із гідробаку 14 до фільтра 15, а від нього до зворотних клапанів. На фільтруючому елементі 15 встановлено вакуумметр 17 для контролю його технічного стану. Використання двигуна з регульованою швидкістю дозволяє створювати різні швидкісні режими, а разом з використанням гідравлічних гальм - різні режими навантаження, і комбінація цих факторів може бути використана для моделювання різних характеристик гідравлічного приводу.

Робочий об'єм головного насоса змінюється за рахунок зміни кута опори люльки через сервопоршня, переміщенням важеля розподільника системи керування робочого об'єму як дистанційно, так і механічно.

При проведенні експериментів на стенді дотримувались наступних вимог: в якості робочої рідини використовували трансмісійне мастило МГЕ-46В ДСТУ 17479.3-85 з робочим діапазоном температур – 60...+80°C. З визначеною періодичністю контролюється рівень мастила в баку та клас його чистоти. Підключення допоміжних пристроїв до гідроприводу, які необхідні для моделювання неврівноважених процесів в головному контурі в процесі обкатки гідромашин, не повинно змінювати основних технічних характеристик згідно інструкції з експлуатації.

Отримання інформації про задані режими роботи гідравлічної трансмісії, виконувалося через манометри для контролю тиску в магістралях системи, індукційних датчиків типу ІС-445 для контролю частоти оберту валів. При необхідності, частота обертання валів гідромашин перевірялась з застосування переносного механічного тахометра.

Вимір об'ємних втрат оливи проходив з застосуванням лічильників рідини, які контролювали її перетік в клапанній коробці в обхід перепускного клапана та витоків через дренажний шланг у гідромотора. Різниця показників лічильників свідчила про інтегральні втрати рідини через спряження качаючого вузла гідромотора.

3.3 Методика обробки деталей поверхнево-активними речовинами

Підготовка деталей до нанесення епіламів проходить наступним чином. Перед нанесенням поверхнево-активних речовин на деталі качаючого вузла аксіально-поршневої машини (розподільник, приставне дно, плунжер, втулка) їх попередньо очищують від механічних забруднень і знежирюють.

Знежирення проводиться в ручну. Поверхня промивається за допомогою кисті або тампона (вата, марля, чисте дрантя) до повного видалення жирових забруднень. Щоб уникнути повторного жирового забруднення знежирених деталей, особливо робочих поверхонь, необхідно уникати прямого контакту деталей з незахищеною шкірою рук. При наявності жирових плям вироби додатково обробляються бензином Б-70 «Калоша», ацетоном або бензино-спиртовою сумішшю.

Після очищення й знежирення деталі сушать у сушильній шафі при 110-120 °С протягом не менш 30 хвилин. Оброблені втулки блока сушать у приміщенні при кімнатній температурі до повного висихання розчинника (відносна вологість у приміщенні не повинна перевищувати 60%).

Після сушіння деталі оброблюються епіламом у «холодний» спосіб. Їх укладають в металевий кошик і занурюють в розчин. Витримують деталі у ньому не менш 15 хвилин. Через кожні 3 хвилини кошик піднімається і опускається для перемішування розчину й поліпшення його доступу до поверхні виробів. Необхідно стежити за тим, щоб деталі постійно були покриті розчином і не мали контакту з повітрям. «Холодний» спосіб - єдиний метод для обробки прецизійних виробів.

На великогабаритні вироби епілами наноситься за допомогою кисті або тампона (не менш 3 раз із витримкою 5-10 хвилин після нанесення кожного шару).

Оброблені епіламом деталі проходять термофіксацію в сушильній шафі при температурі 110-120 °С на протязі 30-60 хвилин.

Достовірність присутності поверхнево-активної речовини на обробленій поверхні деталі визначається при допомозі вазелінової оливи

ДСТУ 3164-78. Для цього, краплину оливи розміром 1-1,5 мм наносять на поверхню деталей і вимірюють кут кромки. За наявності на поверхні покриття, кут повинен бути більше 45° . Процес достовірної наявності покриття дублюється розміщенням деталі за нахилом $70-75^\circ$ на 15 хв. і контролем зміщення краплини з базового місця. Якщо краплі масла не зісковзнули, то поверхня оброблена.

Підготовлені деталі за такою технологією йшли на комплектування, а потім збирання аксіально-поршневих гідромашин та відправки їх на обкатку.

Висновок.

1. Розроблення методик проведення дефектування деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини, та обробки їх епіламними покриттями забезпечують високу якість експериментальних робіт і знижують тривалість.

2. Обладнання та методика обкатки і випробувань агрегатів гідравлічних трансмісій можуть бути реалізовані компаніями, що надають послуги з їх технічного сервісу.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати зношення деталей спряження «розподільник-приставне дно»

У гідроприводі трансмісії мобільної сільськогосподарської техніки широко застосовуються аксіально-поршневі гідравлічні машини, що використовують плоский розподільник для розподілу потоку робочої рідини у поршневу порожнину блоку це робоча пара «розподільник-приставне днище».

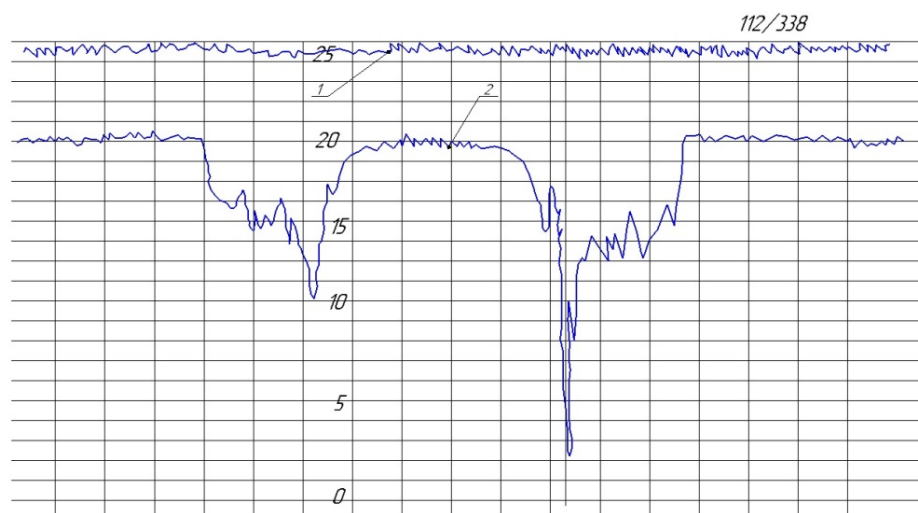
До основних переваг використання цієї системи розподілу потоку робочої рідини можна віднести меншу ймовірність її руйнування при попаданні абразивних твердих частинок в порожнину плоско паралельної пари розподілу.

В умовах експлуатації зношення деталей плоскої розподільчастої пари «розподільник приставне дно», з врахуванням конструктивних особливостей і умов роботи, має не рівномірний характер по всій робочій поверхні.

В зв'язку з цим, для визначення зношення деталей застосовується метод профілографування, який розглянуто в підрозділі 3.1.

Профілограми зношених і не зношених поверхонь розподільника і приставного дна наведені на (рис. 4.1. а), б).

а)



б)

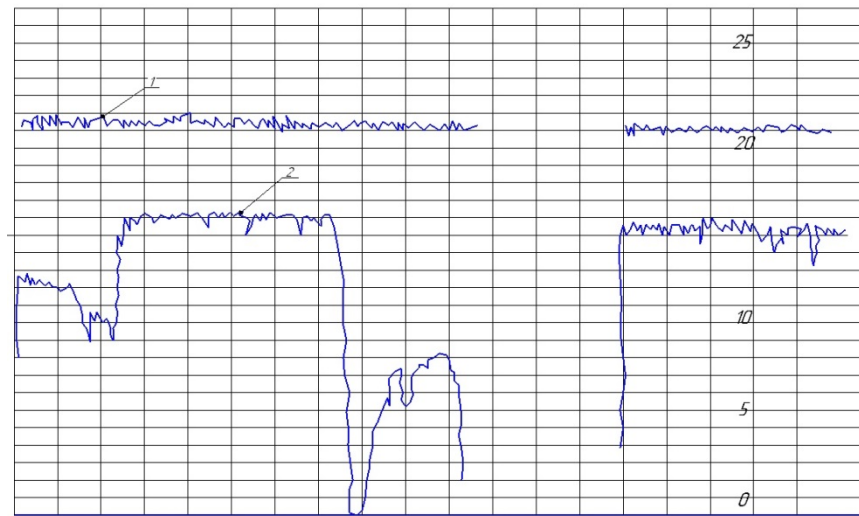


Рис. 4.1 – Профілограми поверхонь розподільника а) і приставного дна б): 1- профілограма не зношеної поверхні деталі; 2 – профілограма зношеної поверхні деталі;

Аналіз отриманих профілограм показує, що в результаті зношення деталей спряження «розподільник – приставне дно» формується щільний канал, площа перерізу якого зменшується з V_1 на вході до V_2 на виході рис. 4.2.

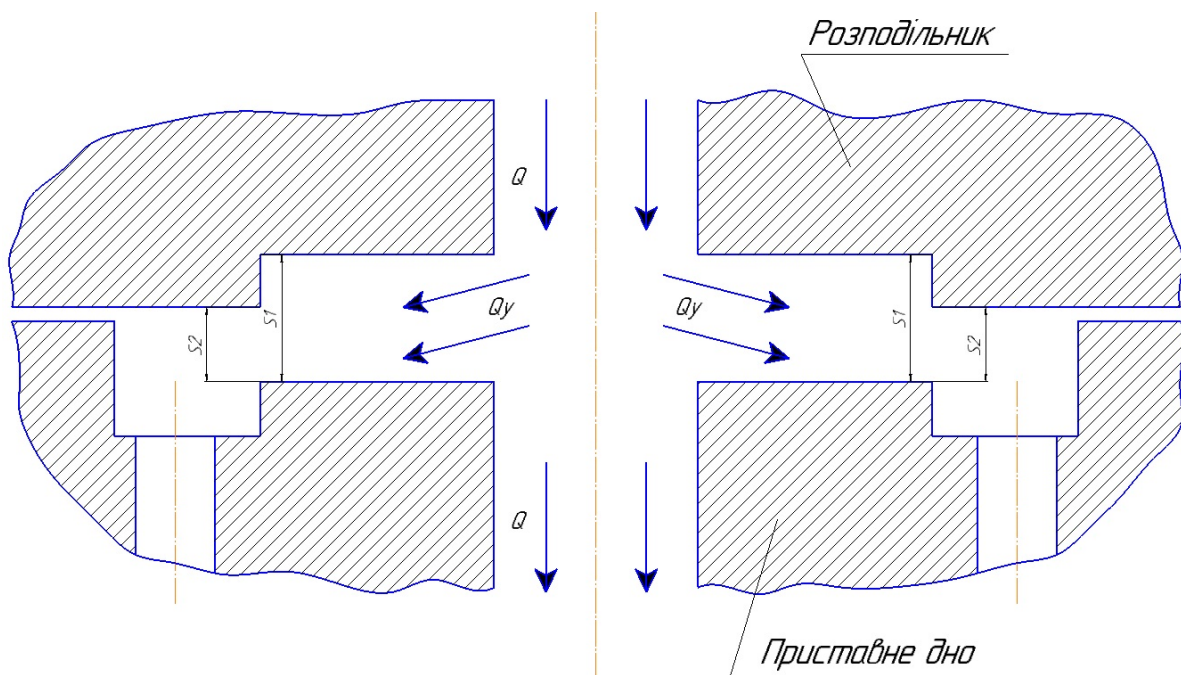


Рисунок 4.2 – Щільний канал, який формується в спряженні плоскої розподільчастої пари, площа перерізу якого зменшується з V_1 на вході до V_2 на виході.

Розподільник виготовляється зі сталі ШХ 15. Контроль технічного стану його робочої поверхні показав наявність слідів зносу в площині, яка контактує з плоским днищем (рис. 4.3).

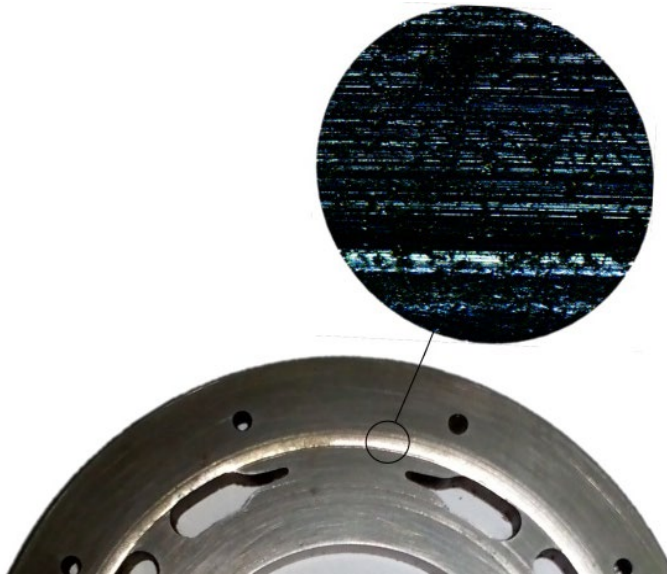


Рис.4.3 – Місця зносу деталі (кратність 60х)

Максимальний знос поверхонь відбувається повздовж твірних серповидних отворів, які відокремлюються між собою містками. Це пояснюється перенесенням замкнутих об'ємів оливи, які переходять із зон високих тисків до низьких, утворюючи при цьому хвилі, удари яких припадають на краї серповидних отворів, спричиняючи зміну їх структури. Водночас процес супроводжується перетіканням оливи з великою швидкістю, в якій наявні металеві забруднення, через містки між серповидними отворами, що спричиняє появу на них ерозійних канавок в перехідних зонах тиску.

Наявність повздовжніх рисок на робочих поверхнях розподільника вказує на перевагу гідроабразивного зносу в порівнянні з іншими видами (рис 4.3).

Більший знос у розподільників спостерігається по зовнішнім поясам серповидних вікон, за рахунок зростання швидкісних потоків оливи для даних діаметрів. Наявність абразивних частинок в даних швидкісних потоках

мастила формує ризики більшої глибини в порівнянні з внутрішніми поясами серповидних вікон (рис. 4.4).

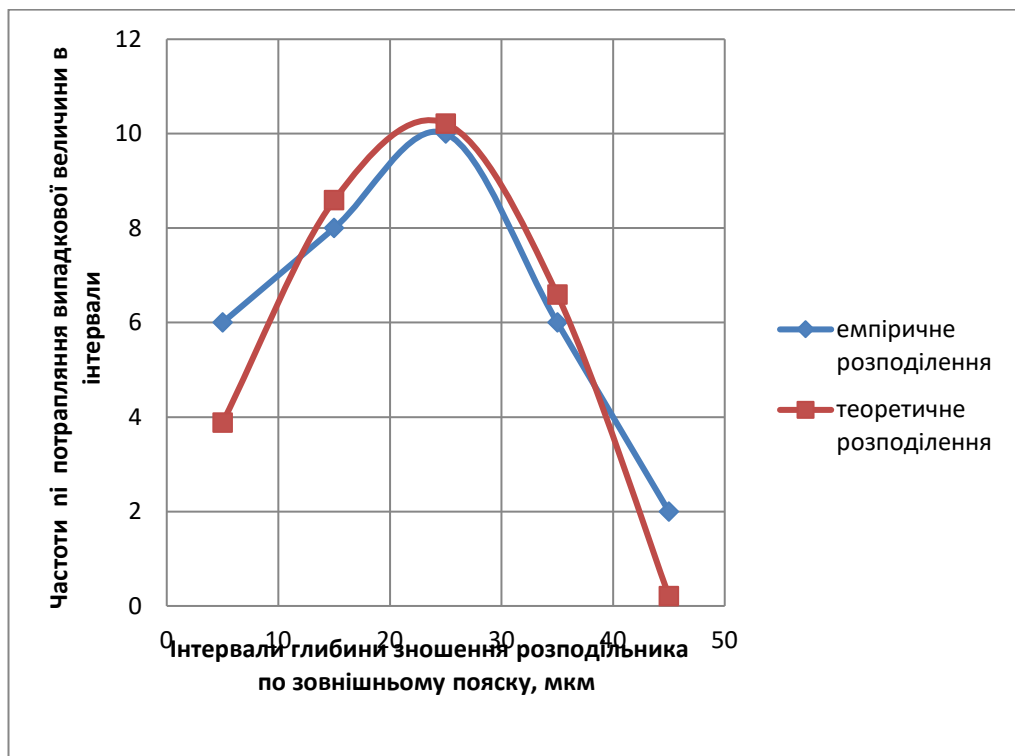
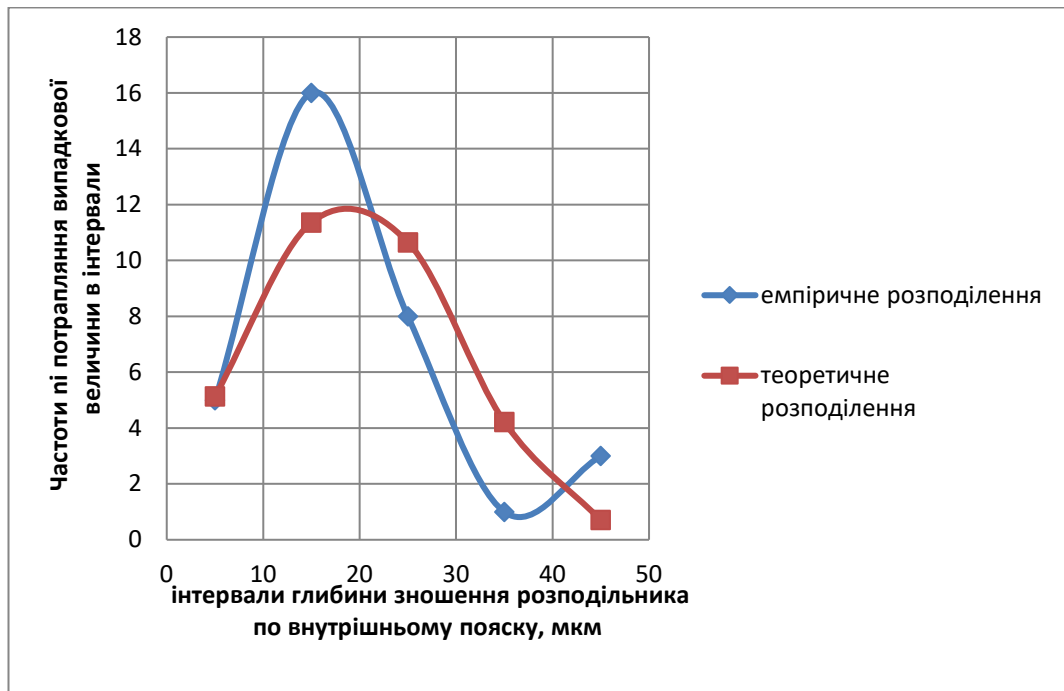


Рис. 4.4 – Розподіл зносу розподільника за поясами

Середня глибина зносу розподільників для зовнішніх поясів становить $\bar{X} = 27,83 \text{ мкм}$ з середньоквадратичним відхиленням $S = 12,73 \text{ мкм}$, для внутрішніх поясів середній знос складає $\bar{X} = 19,24 \text{ мкм}$ при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,74 \text{ мкм}$. Величини максимальних зносів для зовнішніх поясів дорівнюють $52,0 \text{ мкм}$ і для внутрішніх поясів - $46,0 \text{ мкм}$.

Днище приставне виготовляється з латуні ЛМЦ КНС 58-3-15-15-1. Знос деталі спостерігається на поверхнях, які контактують з розподільником, і в купі формують систему плоского розподілу потоків оливи. Наявність однакових умов праці пояснюють аналогічний знос днища, що і у розподільників (рис.4.5).

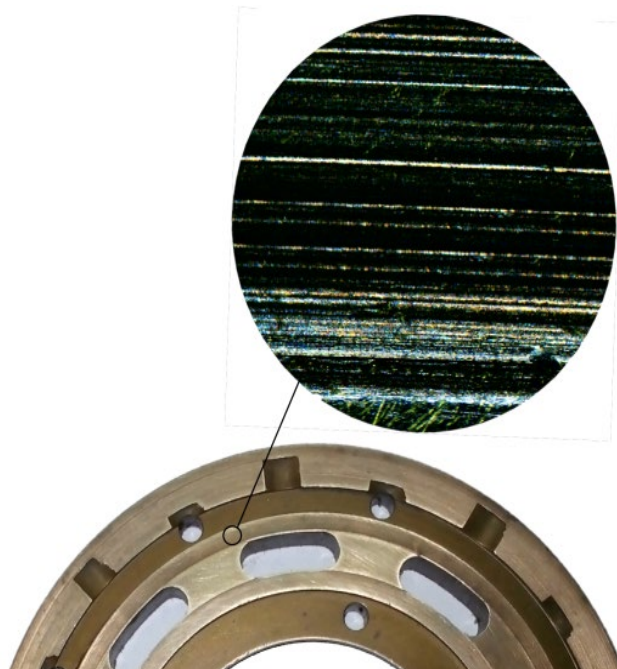


Рис.4.5 – Місця зносу днища (кратність 60х)

Присутність кругових рисок на робочих поверхнях днища приставного свідчить про їх гідроабразивне зношення. При цьому, більший знос також проявляється по зовнішніх поясах серповидних отворів (рис.4.6).

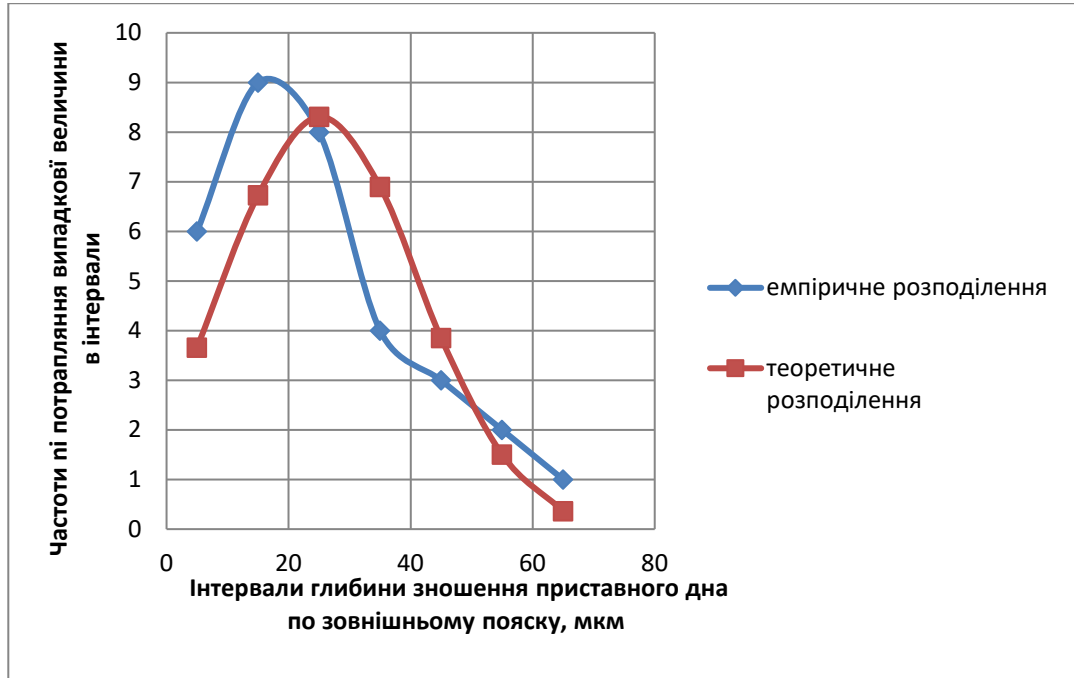
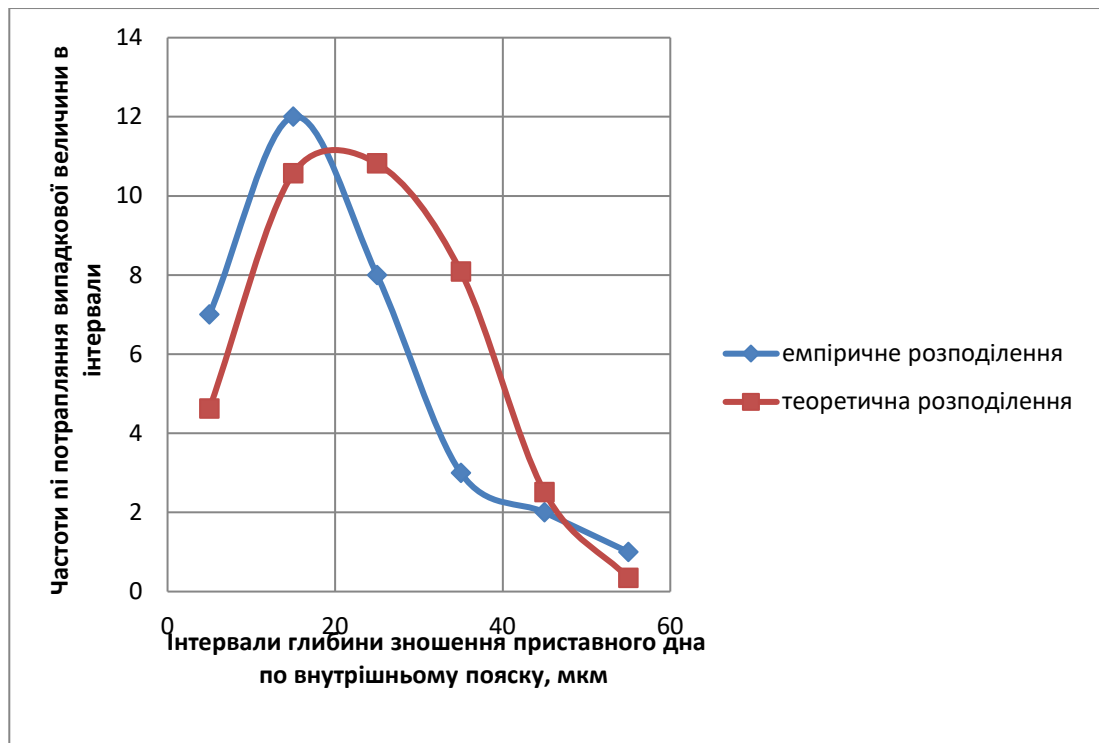


Рис.4.6 – Розподіл зносу днища за поясами

Середня глибина зносу днища для зовнішніх поясів становить $\bar{X} = 25,30$ мкм за середньоквадратичному відхиленні $S = 15,84$ мкм, для

внутрішніх поясів середній знос складає $\bar{X} = 20,30$ мкм з середньоквадратичним відхиленням $S = 11,14$ мкм. Величини максимальних зносів для зовнішніх поясів дорівнюють 67,0 мкм і для внутрішніх поясів - 52,0 мкм.

Проведення вимірювання деталей з'єднання розподілу потоків оливи виявило закономірний знос їх робочих поверхонь, який обумовлюється умовами їх праці і проявляється в вигляді щільового каналу з формую дифузору, який має кут раструбу 0,5.

Беручи до уваги конусність зазору, який викликає витік робочого мастила, як структурний параметр, що контролює технічний стан з'єднання для розподілу потоків оливи, слід використовувати розмір зазорів відповідно до входу V_1 і виходу V_2 з конусної щілини для зовнішніх поясів і відповідно V'_1 та V'_2 для внутрішніх поясів.

Щоб визначити вплив зношення деталей розподільчатої пари на об'ємний коефіцієнт корисної дії трансмісії, треба володіти динамікою зміни зазору в з'єднанні і його впливу на втрати оливи.

Дослідження характеру і величин зносу деталей розподільчатої пари дають можливість зробити наступні висновки:

Знос робочих поверхонь деталей плоского розподільника «розподільник приставне дно» значною мірою спричинений гідроабразивним зношенням; Максимальний знос поверхонь відбувається повздовж твірних серповидних отворів, із-за дії на них хвильових ударів, обумовлених перенесенням замкнених об'ємів оливи із зон високих тисків до низьких; Як структурний параметр, що контролює технічний стан з'єднання для розподілу потоків оливи слід використовувати розмір зазору відповідно до входу V_1 і виходу V_2 з конусної щілини для зовнішніх поясів і відповідно V'_1 та V'_2 для внутрішніх поясів.

4.2 Результати зношення деталей спряження «розподільник-приставне дно» під час стендових випробувань

Процес стендової обкатки і випробування об'ємних гідромашин включає підготовчі та заключні операції з монтажу і демонтажу гідроагрегатів на стенді, та основні операції, з безпосередньої їх обкатки та випробування. Тривалість основних робіт в процесі обкатки об'ємних гідромашин знаходиться в межах (0,7-0,9) години. Протягом перших трьох хвилин трансмісія працює без навантаження, для перевірки зовнішньої герметичності агрегату і правильності роботи клапанів і механізмів управління (гідророзподільники робочого об'єму, перепускний клапан робочого тиску підживлювального насоса, перепускний клапан в клапанній коробці та ін.).

Основний режим обкатки починається зі створенням тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі замкнутого контуру $P_{\text{наг.}}=5,0$ МПа, та поступово збільшується на $P_{\text{наг.}}=5,0$ МПа, через кожні п'ять хвилин роботи трансмісії до тиску спрацювання запобіжного клапана $P_{\text{наг.}}=32,5$ МПа (для гідравлічної трансмісії ГСТ-90).

Щодо поліпшення якості припрацювання деталей в об'ємних гідромашинах, рекомендується застосування епіламних покриттів, які в умовах експлуатації також забезпечать підвищення довговічності аксіально-поршневих гідромашин, так як епіламування відноситься до фізико-хімічних методів обробки твердих поверхонь деталей фторорганічними поверхнево-активними речовинами для підвищення їх зносостійкості.

Перед складанням експериментального качаючого вузла гідроагрегату поверхні деталей знежирювались, просушувались і оброблювались епіламом «Полізам-05». Деталі, після їх обробки епіламом, проходили термофіксацію при температурі 120 °С.

Контроль зміни структурних параметрів технічного стану деталей виконувався з застосуванням методу профілаграфування та інструментальних методів за відомими методиками.

Результати дослідження зносу днища з'єднання розподільча тої пари тертя по його ущільнюючим поясам між твірними серповидних отворів, в період припрацювання деталей аксіально-поршневої гідромашини представлено в табл.4.1 і наведено на (рис. 4.7).

Таблиця 4.1 – Результати зносу днища

№ п/п	Час обкатки гідроагрегату, t , хв.	Зношення робочої поверхні приставного дна не обробленого епіламом «Полізам-05», δ , мкм	Зношення робочої поверхні приставного дна обробленого епіламом «Полізам-05», δ , мкм
1	10,0	0,9	0,3
2	20,0	1,1	0,6
3	30,0	1,5	0,9
4	32,0	2,0	1,2
5	40,0	2,1	1,2
6	50,0	2,2	1,2
7	60,0	2,3	1,2

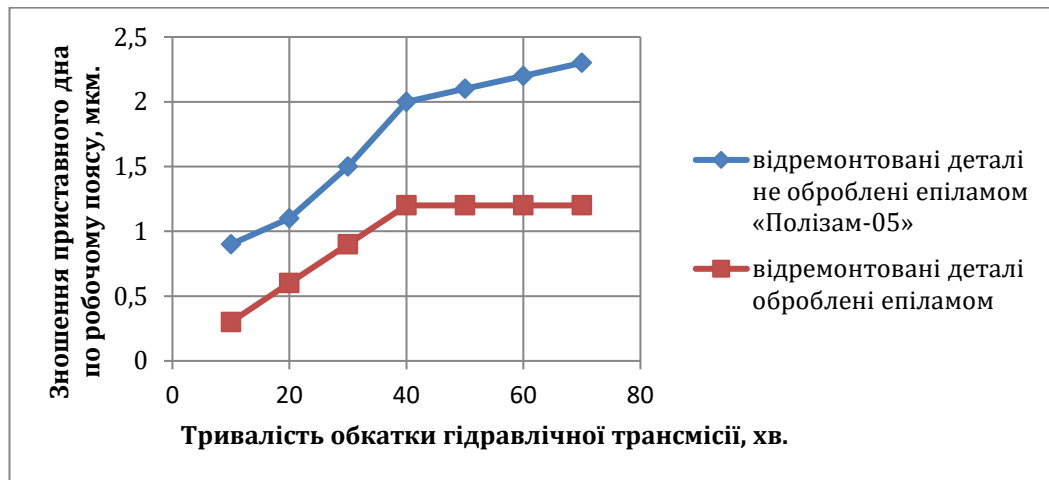


Рис. 4.7 – Залежність зносу деталі від часу випробувань

Аналіз динаміки зносу приставного дна, при послідовному підвищенні тиску, показав, що нахил кривої зносу зменшується для деталей, оброблених поверхнево-активною речовиною. Кількісна оцінка зносу деталей оброблених епіламом на 52,2 % менша в порівнянні з деталями, що мають стандартний стан. При цьому, в інтервалі обкатки агрегатів 35-40 хв. спостерігається стабільність процесу притирання для приставного дна, яке

було оброблено епіламом «Полізам-05», а максимальне зношення робочої поверхні деталі становило 1,2 мкм.

Це пояснюється наступним чином. У деталі, обробленої епіламом, на поверхні утворюється шар орієнтованих молекул. Цей шар радикально змінює енергетичні властивості поверхні деталі без зміни її структури, формує її модифікацію, що значно підвищує такі властивості поверхні тертя як антифрикційність та антиадгезійність. Також без змін залишаються і геометрична форма оброблюваних деталей, а розміри товщини їх поверхневого покриття дорівнюють наближено 40-80 Å (10^{-8} см).

Впровадження в технологічний процес ремонту аксіально-поршневих гідромашин, операцій, для обробки ресурсолімітуючих деталей епіламування, забезпечує зростання наробітку гідравлічних трансмісій і підтверджує їх ефективне використання.

4.3 Зношення деталей з'єднання плунжерної пари

Важливо визначити характер і ступінь зносу в зоні сполучення втулка-поршень блоку. Це пов'язано з тим, що вважається, що поршневі пари мають значний вплив на об'ємні втрати гідравлічної рідини в результаті збільшення зазору між парами через зношування.

Плунжер виготовляється зі сталі ШХ-15 СГ двійної переплавки для забезпечення рівномірності щільності металу. Він зношується не рівномірно по своїй довжині, так як має складний рух спочатку вперед до точки відсікання тиску оливи між зонами високого тиску та низького, а потім назад до зони низького і одночасно обертаючись разом з блоком при постійному контакті його п'яти з похилою опорою, між якими виникають тангенціальні сили, що утворюють крутний момент, який плунжера через свої бокові поверхні передають через втулку і блок до валів гідромашин, забезпечуючи їх оберт. Наявність моменту обумовлює ексцентричне розміщення плунжера в втулці блоку, що ускладнює рух оливи в зазорі і впливає на величину її

витоків та вказує для контролю структурних параметрів деталей використовувати середній зазор.

Для виготовлення втулки застосовують латунь ЛМЦСКА 58-2-2-1-1. Її діаметр забезпечує зазор з плунжером в границях 11...23 мкм. Знос втулки, як і у плунжера, не рівномірний по своїй довжині із-за його ексцентричного розміщення в з'єднанні, що формує максимальні її зношення в крайніх положеннях плунжера і відповідних поверхнях втулки. Середній зазор для циліндричної пари складає $\bar{X}=24,48$ мкм, при середньоквадратичному відхиленні $S=10,14$ мкм, а максимальний зазор досягає $\delta=48,0$ мкм (рис. 4.8).

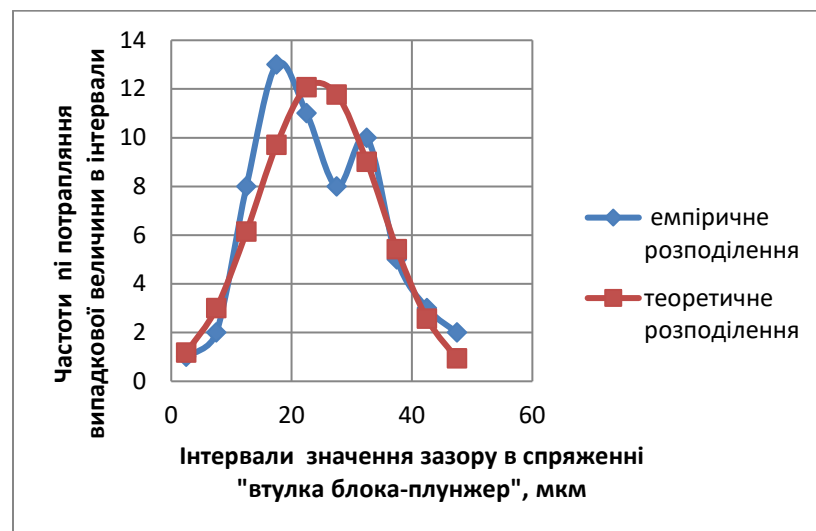


Рис. 4.8 – Значення зазору в плунжерній парі

Наведені результати (рис.4.8) показують, що у 25% гідравлічних агрегатів середнє значення зазору в плунжерному з'єднанні, для границь $\delta=30...48,0$ мкм, відповідно в 1,3...2,1 разів більше максимально допустимого зазору для нових деталей даного спряження.

В цілому отримані результати показали, що складність руху плунжера обумовлює ексцентричне розміщення плунжера в втулці блоку, і формує нерівномірне зношення деталей спряження, що ускладнює рух оливи в зазорі та вказує для контролю структурних параметрів деталей використовувати середній зазор.

4.4 Результати зношення деталей спряження «втулка блоку - плунжер» під час стендових випробувань

Емпіричні дослідження з визначення динаміки зазору в плунжерному спряженні під час обкатки гідроагрегатів проводились за методикою і на обладнанні, що і для розподільча тої пари.

Результати експериментальних досліджень зміни зазору в спряженні «втулка-блоку плунжер» при проведенні стендової обкатки експериментальних аксіально-поршневих гідромашин, у яких деталі плунжерної пари були оброблені епіламом «Полізам-05» наведені в табл.4.2. і графічно представлені на рис. 4.9.

Таблиця 4.2 – Результати експериментальних досліджень зміни зазору в спряженні «втулка-блоку плунжер»

№ з/п	Час обкатки гідроагрегату, t , хв.	Зазору в спряженні «втулка-блоку плунжер» за умови, що деталі спряження не оброблені епіламом «Полізам-05», δ , мкм	Зазору в спряженні «втулка-блоку плунжер» за умови, що деталі спряження оброблені епіламом «Полізам-05», δ , мкм
1	10,0	21,0	18,0
2	20,0	23,5	20,5
3	30,0	29,0	21,5
4	40,0	30,5	22,0
5	50,0	32,0	22,2
6	60,0	33,0	22,2

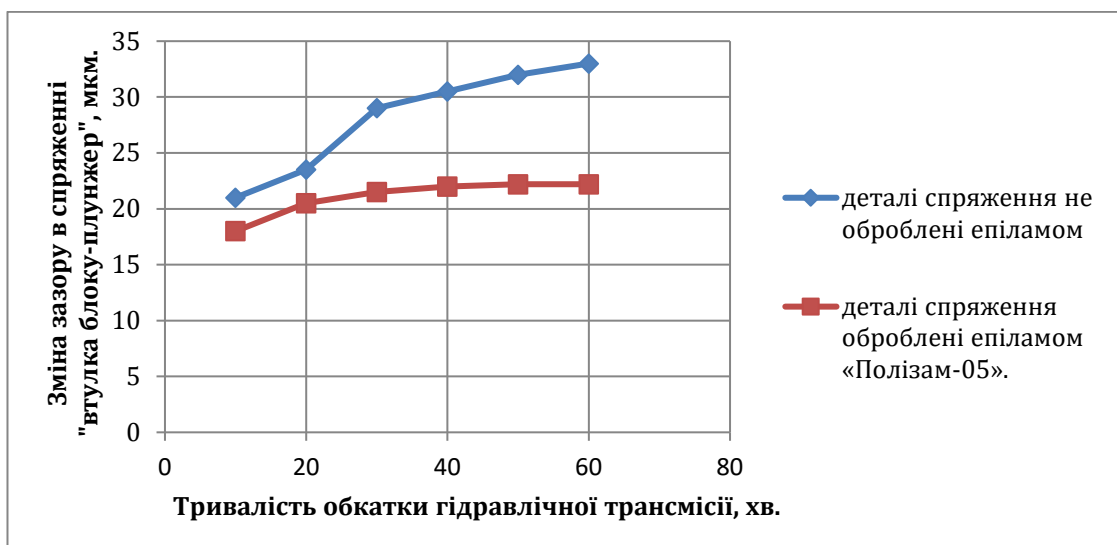


Рис. 4.9 - Динаміка зміни зазору в спряженні «втулка блока-плунжер»

Аналіз зміни зазору в з'єднанні «втулка блоку-плунжер» показує, що під час обкатки під навантаженням ($P_H=21,0$ МПа), зазор у оброблених епіламом деталей менший майже в 1,6 рази в порівнянні з необробленими деталями. На оброблених деталях зазор стабілізувався в діапазоні 40-50 хв., що вказує на закінчення процесу приробітку деталей оброблених епіламом в спряженні.

Зменшення зношення деталей спряжень качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин в процесі припрацювання, за рахунок запропонованих заходів з удосконалення технології їх обкатки в умовах спеціалізованих сервісних підрозділів, являється одним із факторів, який впливає на забезпечення міжремонтного ресурсу об'ємних гідромашин в умовах експлуатації.

Висновки по розділу.

1. Знос робочих поверхонь деталей плоского розподільника «розподільник приставне дно» значною мірою спричинений гідроабразивним зношенням. Максимальний знос поверхонь відбувається повздовж твірних серповидних отворів, із-за дії на них хвильових ударів, обумовлених перенесенням замкнутих об'ємів оливи із зон високих тисків до низьких.

2. Як структурний параметр, що контролює технічний стан з'єднання для розподілу потоків оливи слід використовувати розмір зазору відповідно до входу B_1 і виходу B_2 з конусної щілини для зовнішніх поясів і відповідно B'_1 та B'_2 для внутрішніх поясів.

3. Складність руху плунжера обумовлює його ексцентричне розміщення в втулці блоку, і формує нерівномірне зношення деталей спряження, що ускладнює рух оливи в зазорі та вказує для контролю структурних параметрів деталей використовувати середній зазор.

4. Кількісна оцінка зносу деталей оброблених епіламом на 52,2 % менша в порівнянні з деталями, що мають стандартний стан. При цьому, в інтервалі обкатки агрегатів 35-40 хв. спостерігається стабільність процесу

притирання для приставного днища, яке було оброблено епіламом «Полізам-05», а максимальний знос робочої поверхні деталі становив 1,2 мкм.

5. Впровадження в технологічний процес ремонту аксіально-поршневих гідромашин, операцій, для обробки ресурсолімітуючих деталей епіламом, в середньому до 50% зменшує знос деталей в парах тертя качаючих вузлів за час приробітку і підтверджує їх ефективне використання.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НЕПЕРЕДБАЧЕНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Стан умов роботи та пожежної безпеки в спеціалізованій майстерні

Впровадження запропонованих заходів з удосконалення технології обкатки об'ємних гідромашин в процесі їх ремонту планується в ремонтній майстерні «Самарського Агротехсервісу» на ділянці з ремонту агрегатів трансмісії мобільних машин.

Спеціалізоване відділення розташоване в зоні капітального ремонту цеху. Майстерня спеціалізованого відділення оснащена необхідним основним і допоміжним обладнанням. Мийка ОМ-7359 для зовнішнього очищення агрегатів; стенд ОР-1959-11-14 для розбирання та збирання гідроагрегатів; стенд ОР-8488-01 для притирання деталей; стенд ОР-92303 для обкатки та випробування гідропередач; слюсарний стенд СС-1461-01А. Залежно від техніки виконання робіт, на ділянці є чотири робочих місця. На ділянці працює слюсар – ремонтник.

Розміщення обладнання на майданчику здійснюється відповідно до технічних вимог. Відстань між основним обладнанням та стіною становить 0,5 метра, а відстань між обладнанням - від 0,9 до 2,2 метра відповідно до вимог [13], при цьому дотримані вимоги до коридорів для проходу працівників та електромобілів.

Опалюється майстерня власною котельнею. Ділянка обладнана ізольованими рухомими дверима, має загальну припливно-витяжну вентиляцію для забезпечення необхідних температурних умов і очищення повітря відповідно до вимог.

Виробнича діяльність на ділянці орієнтована на ремонт агрегатів гідравлічних трансмісій. Цей вид робіт створює такі небезпечні фактори, як токсичність парів палива та мастил, підвищений рівень шуму та вібрації на робочому місці, запыленість, фізичні перевантаження, що потребують перерв, монотонна робота. Джерелами шкідливих парів є гідравлічні рідини, що зливаються з гідроагрегатів під час розбирання, а також гідравлічні рідини,

що використовуються для випробування гідроагрегатів на випробувальних стендах. Небезпечні для здоров'я людини пари також можуть утворюватися від лужних і синтетичних миючих розчинів, що використовуються для багатоступеневого очищення деталей і вузлів.

Джерелами токсичних викидів на майданчику є спеціальні рідини, що використовуються для обробки гвинтових і різьбових з'єднань для полегшення демонтажу, робочі рідини, що використовуються для забезпечення нормальної роботи агрегатів під час експлуатації та випробувань.

Працівники відділів технічного обслуговування гідравлічних агрегатів відносяться до категорії працівників зорової роботи (середня точність). Мінімальна або ототожнююча величина розміру об'єкта ідентифікації становить від 0,5 мм до 1,0 мм. Стандартна норма освітленості для умов загального освітлення відповідає 200-225 люкс.. Нормоване сумарне значення індексу засліпленості -40, а коефіцієнт мерехтіння – 20%. Стандартна норма інтегрального показника природнього освітлення зверху та згрупованого виду відповідає 2,4 %, а освітленості з боку - 0,9%.

Згідно наведених показників видно, що умови праці в цехах і на постах дільниці з технічного сервісу гідроагрегатів відносяться до другої категорії «допускаємі», які характеризуються рівнем показників виробничих зон і трудового процесу, що відповідають встановленим гігієнічним нормам. Виробничі процеси на дільницях за станом вибухової, пожежно-вибухової та пожежної безпеки відносяться до категорії «В – пожежна безпека» оскільки на дільниці знаходяться легкозаймисті, горючі та важкогорючі речовини і матеріали з питомою теплотою згоряння понад 180 МДж/м^2 у окремих дільницях, що мають площу більше 10 м^2 .

Робочі зони, що розташовані безпосередньо на дільниці з технічного обслуговування гідропередач, за пожежною безпекою відносяться до категорії П-1. Зовнішні стіни та внутрішні перегородки будівлі майстерні

збудовані з червоної цегли. Ці матеріали є негорючими, тому будівля відноситься до негорючих класів II.

5.2 Заходи поліпшення умов праці

Заходи безпеки праці, розроблені для спеціалізованих підприємств і їх підрозділів по ремонту гідравлічних агрегатів, визначаються деталями виробництва, які викликають основні небезпечні і шкідливі фактори виробництва.

З метою покращення умов праці слюсарів на робочих місцях дільниці та запобігання травматичних випадків, технічні стенди для зберігання ремонтного фонду (аксіально-поршневих гідромашин) повинні бути забезпечені спеціальними зажимами для утримання агрегатів, вузлів та деталей. На робочих місцях для очищення, обкатки та випробування гідроагрегатів рекомендується передбачати місцеву вентиляцію, а на робочих місцях для розбирання та складання гідроагрегатів, обкатки – підйомно-транспортні засоби.

Основне обладнання, що спричиняє вібрацію та шум під час роботи, необхідно встановити на гумових амортизаторах. Трудомісткість монтажних-демонтажних робіт значно зменшиться завдяки розміщенню стелажів в робочих зонах, де розбираються та збираються агрегати.

Для попередження розвитку профзахворювань у робітників, вибухів та пожеж при застосуванні у якості знежирювача ксилолу, визначимо потрібний повітрообмін приміщення.

Визначимо об'єм парів розчинника, що випаровується, за формулою:

$$Q = 0,01 \cdot B \cdot C \cdot \frac{S}{n \cdot \tau} n, \quad (5.1)$$

де B – кількість вивітрюваних компонентів, 80%;

C – питома витрата розчинника, ($C = 50 \text{ г} / \text{м}^2$);

S – площа оброблюваної поверхні, ($S = 0,45 \text{ м}^2$);

n – кількість робітників;

τ - тривалість робіт, год.

Швидкість повітря в віконних прорізах прийmemo ($V_o = 0,4 \text{ м / с}$).

Гранично допустима концентрація (ГДК) для ксилолу становить ($q = 50 \text{ мг / м}^3$).

Тоді

$$Q = 0,01 \cdot 80 \cdot 50 \frac{0,45}{2 \cdot 0,25} \cdot 2 = 72 \text{ г / год.}$$

Знаходимо нижню межу концентрації ксилолу при температурі 22°C:

$$C_{n,t} = 1 \cdot (1,02 - 0,0000029 \cdot 295) = 1,019 \% \text{ об.}$$

Гранично допустима вибухонебезпечна концентрація ксилолу визначиться:

$$\text{ГДВК} = \frac{1,019}{4} = 0,255 \% \text{ об}$$

Виразимо C_n через мг / л :

$$1 \% \text{ об} = \frac{100 \cdot 9991,5}{831,396 \cdot 295} = 40,36 \text{ г / м}^3$$

$$0,255 \% \text{ об} = 10,29 \text{ г / м}^3$$

Кількість повітря, яку необхідно подати в приміщення для забезпечення концентрації шкідливої речовини не більше ГДК, визначають за формулою:

$$L = 1,3 \frac{Q}{q}, \quad (5.2)$$

де q - ГДК шкідливої речовини, мг / м^3 .

Визначаємо необхідний повітрообмін :

$$L_{ГДВК} = 1,3 \frac{72}{10,29} = 9,1 \text{ м}^3 / \text{г}$$

$$L = 1,3 \frac{72}{0,05} = 1872 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Кратність воздухообміну визначиться за виразом:

$$K = \frac{L}{V}, \quad (5.3)$$

де L – повітрообмін, $\text{м}^3 / \text{г}$;

V - об'єм приміщення, м^3 , ($V = 46 \text{ м}^3$).

Тоді

$$K_{ГДВК} = 9,1 / 46 = 0,197$$

$$K_{ПДК} = 1872 / 46 = 40,69$$

Визначаємо час провітрювання протягом 1 години за виразом:

$$t_{пр} = \frac{d \cdot L}{S_e \cdot V}, \quad (5.4)$$

де d - коефіцієнт для 1 години;

S_e – площа вентиляційного отвору, м^2 ;

V - швидкість руху повітря, $\text{м} / \text{год}$ ($V = 1440 \text{ м} / \text{год}$).

Для ГДВК

$$t_{np} = \frac{1 \cdot 9,1}{2(0,4 \cdot 0,4) \cdot 1440} = 0,019 \approx 1,14 \text{ хв.}$$

Для ГДК

$$t_{np} = \frac{1 \cdot 1872}{2(0,4 \cdot 0,4) \cdot 1440} = 4,1 \text{ год.}$$

Розрахунки показали, що для забезпечення вибухобезпеки праці при застосування розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,14 хвилини. А для досягнення гранично-допустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 4,1 години.

Дослідження базується на використанні антифрикційних присадок в гідравлічній рідині (обробка робочих поверхонь) для підвищення припрацювання компонентів насосного агрегату аксіально-поршневих гідромашин в період обкатки.

Всі роботи з нагрівання, зважування і приготування компонентів і композицій на основі антифрикційних матеріалів (наприклад, металевих полімерів, дисульфиду молібдену) повинні проводитися у витяжній шафі. Забороняється працювати у витяжній шафі за відсутності припливу повітря і нагрівати полімерні матеріали на відкритому вогні.

Розчин епіламу можна випаровувати тільки у витяжній шафі з вакуумним насосом. Дверцята шафи відчиняються через 5 хвилин після припинення нагрівання.

5.3 Дії у надзвичайних ситуаціях на дільниці

На виробничій дільниці з ремонту агрегатів трансмісії в процесі виробничої діяльності можуть виникати аварійні ситуації.

Аварійна ситуація може виникнути в результаті ураження електричним струмом при роботі на основному обладнанні. За такої ситуації

першочергово необхідно знеструмити стэнд. При незначному враженні струмом необхідно використати медичну аптечку. При значних опіках потрібно викликати швидку допомогу.

Якщо слюсар втратив свідомість і на ньому розміщується електричний дріт, треба перевірити відсутність напруги на ньому, а дріт перемістити за допомогою дерев'яних палиць.

При отруєнні парами шкідливих речовин в зоні робочого місця треба зробити протяг в приміщенні, відтягнути робочого в небезпечну зону і провести штучне дихання, при цьому, попередньо необхідно викликати швидку допомогу.

При пошкодженнях, обумовлених виходом з ладу інструмента, устаткування або іншого обладнання в першу чергу необхідно вимкнути обладнання, а потерпілого зручно укласти. При сильному пошкодженні необхідно викликати швидку допомогу, а власними силами надавати первинну допомогу, застосовуючи медичні аптечки, що знаходяться на дільниці.

Про виникнення аварійної ситуації необхідно обов'язково сповістити керівництво виробничого підрозділу та адміністрацію підприємства.

Висновок по розділу.

Для покращення умов праці при обробленні деталей епіламними покриттями і зменшення впливу шкідливих випарів при застосуванні розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,14 хвилини. А для досягнення гранично-допустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 4,1 години.

6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ

Економічна оцінка розраховується з врахуванням зменшення трудомісткості робіт з обкатки та випробовування аксіально-поршневих машин за рахунок застосування методик, які скорочують тривалість даних операцій та покращують якість припрацювання деталей, що служить основою для збільшення ресурсу гідромашин.

Для впровадження розробленої технології з обкатки та випробовування агрегатів гідравлічних трансмісій закуповується обладнання на суму - 40000 грн. Визначення ефективності запропонованих технічних рішень визначаються наступними показниками:

1. Вартість об'єктів ремонту.

Розрахунок проводиться на основі річних програм:

$$B_P = \eta \cdot B_{OP}, \quad (6.1)$$

де $\eta^B, \eta^П$ - існуюча та запропонована програми відповідно

($\eta^B = 100$ рем., $\eta^П = 170$ рем.);

B_P - ремонт одиниці, грн. ($B_{OP} = 6000$ грн).

$$B_P^B = 6000 \cdot 100 = 600000 \text{ грн}$$

$$B_{ПП}^B = 6000 \cdot 170 = 1020000,0 \text{ грн.}$$

2. Загальні виробничі витрати:

$$E_B = Z_{П} + A + B_{ЕЛ} + B_{P.OB} + B_{З.Ч} + I_B, \quad (6.2)$$

де $Z_{П}$ - заробіток з начисленням;

A - амортизація;

V_{EL} – витрати електроенергії;

V_{PEM} – витрати на сервісне обслуговування виробничого обладнання;

$V_{З.Ч}$ - кошторис запчастин, грн;

IV – інші витрати.

Заробіток працівників:

$$З_{П} = З_{СР} \cdot N_{P} \cdot 12 + З_{П.Н}, \quad (6.3)$$

де $З_{СР}$ - середня заробітна плата, грн. ($З_{СР}^B = З_{СР}^П = 9000 \text{грн}$);

N_P - кількісний склад працівників, ($N_P^B = 1 \text{чол.}$, $N_P^П = 2 \text{чол.}$);

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

$$З_{СР}^B = 9000 \cdot 1 \cdot 12 = 108000 \text{грн},$$

$$З_{СР}^П = 9000 \cdot 2 \cdot 12 = 216000 \text{грн},$$

Нарахування на заробіток:

$$З_{П.Н}^B = 0,22 \cdot 108000 = 23760,0 \text{грн}$$

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

Загальний заробіток:

$$З_{П}^B = 108000 + 23760 = 131760,0 \text{грн},$$

$$З_{П}^П = 216000 + 47520 = 263520,0 \text{грн},$$

Амортизаційні витрати:

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

де $C_{Б.ОБ.}$ - балансовий кошторис обладнання, грн ($C_{Б.ОБ.}^Б = 240000$ грн,
 $C_{Б.ОБ.}^П = 40000$ грн)

H_A - нормативний показник, % ($H_A = 21,93\%$).

$$A_{обл}^Б = \frac{240000 \cdot 21,93}{100} = 52632 \text{грн.}$$

$$A_{обл}^П = \frac{280000 \cdot 21,93}{100} = 61404,0 \text{грн.}$$

На амортизацію споруди затрати визначаються:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100}, \quad (6.5)$$

де B_B – балансова вартість споруди, грн. ($B_B = 1100000$ грн.);

H_B - нормативний коефіцієнт, ($H_B = 7,76\%$).

Тоді

$$A_B = \frac{1100000 \cdot 7,76}{100} = 85360,0 \text{грн.}$$

Сумарні амортизаційні відрахування:

$$A = A_{обл} + A_B, \quad (6.6)$$

Тоді

$$A^Б = 52632 + 85360 = 137992,0 \text{грн.}$$

$$A^П = 61404 + 85360,0 = 146764,0 \text{грн.}$$

Витрати на електроенергію

$$B_{EЛ} = Q_{EЛ} \cdot T_E, \quad (6.7)$$

де $Q_{EЛ}$ - - використання електроенергії, $кВт/год.$ ($Q_{EЛ}^B = 22000 кВт/год.$,
 $Q_{EЛ}^П = 27000 кВт/год.$);

T_E - вартість однієї $кВт/год.$, ($T_E = 4,32 грн/кВт \cdot год.$).

$$B_{EЛ}^B = 22000 \cdot 4,32 = 95040 грн.$$

$$B_{EЛ}^П = 27000 \cdot 4,32 = 116640,0 грн.$$

Затрати на сервісне обслуговування виробничого обладнання:

$$B_{P.OB} = \frac{A_{обл} \cdot 30}{100}, \quad (6.8)$$

$$B_{рем.}^B = \frac{52632 \cdot 30}{100} = 15789,6 грн.$$

$$B_{рем.}^П = \frac{61404,0 \cdot 30}{100} = 18421,2 грн.$$

Кошторис запчастин:

$$B_{з.ч.} = 0,5 \cdot 3П, \quad (6.7)$$

$$B_{з.ч.}^B = 0,5 \cdot 131760,0 = 65880,0 грн$$

$$B_{з.ч.}^П = 0,5 \cdot 263520,0 = 131760,0 грн$$

Відсоток на інші затрати:

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

$$I_O^B = 0,05 \cdot (131760,0 + 137992,0 + 95040,0 + 15789,6 + 65880,0) = 22323,1 \text{ грн}$$

$$I_O^II = 0,05 \cdot (263520,0 + 146764,0 + 116640,0 + 18421,2 + 131760,0) = 33856,3 \text{ грн}$$

Загальні витрати:

$$E_B^B = 131760,0 + 137992,0 + 95040,0 + 15789,6 + 65880,0 + 22323,1 = 468784,7 \text{ грн}$$

$$E_B^{II} = 263520,0 + 146764,0 + 116640,0 + 18421,2 + 131760,0 + 33856,3 = 710961,5 \text{ грн}$$

3. Собівартість об'єктів ремонту:

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

$$C_P^B = 468784,7 \cdot 1,02 = 478160,4 \text{ грн}$$

$$C_P^{II} = 710961,5 \cdot 1,02 = 725180,7 \text{ грн}$$

4. Інтегральний прибуток (II):

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

$$\Pi_{3AG}^B = 600000,0 - 478160,4 = 121839,6 \text{ грн}$$

$$\Pi_{3AG}^{II} = 1020000,0 - 725180,7 = 294819,3 \text{ грн}$$

5. Збільшений прибуток:

$$D_{II} = \Pi_{ЗАГ}^{\Pi} - \Pi_{ЗАГ}^{\text{Б}}, \quad (6.11)$$

$$D_{II} = 294819,3 - 121839,6 = 172979,7 \text{ грн}$$

6. Час, за який окупляться матеріальні вкладення:

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

$$T_o = \frac{280000}{172979,7} \approx 1,6 \text{ року}$$

Результати розрахунків показано в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Розрахункові показники ефективності

Назва показника	Існуючий варіант	Запропонований варіант
Види роботи	ремонт	ремонт
Об'єм роботи, од.	100	170
Склад працюючих, осіб.	1	2
Величини капіталовкладень, грн.	240000	40000
Цехові витрати, всього, грн.	468784,7	710961,5
- за робітня платня, грн.	131760,0	263520,0
- амортизація, грн.	137992,0	146764,0
- електроенергія, грн.	95040,0	116640,0
- сервісні витрати, грн.	95040,0	116640,0
- витрати на покращення умов праці, грн.	22323,1	33856,3
Річна собівартість об'єктів ремонту, грн.	478160,4	725180,7
Сумарний прибуток, грн.	121839,6	294819,3
Отриманий прибуток, грн.	-	172979,7
Час, за який окупляться матеріальні вкладення, роки	-	1,6

Висновок. Розроблення методів з обкатки та випробовування гідравлічних трансмісій збільшило сумарний прибуток на 58,7% за рахунок зменшення трудомісткості обкатувальних операцій, а час відшкодування

матеріальних вкладень становить 1,6 роки, що вказує на ефективність запропонованих заходів.

ВИСНОВКИ РОБОТИ

1. Значення зазорів $V_1=40$ мкм та $V_2=20$ мкм конусної щілини в спряженні «розподільник-приставне дно» можна вважати граничними так як, при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа, втрати оливи для даних значень зазору досягають 225 см^3 , за яких система керування робочим об'ємом основного насоса не в змозі відтворити заданий режим, так як насос підживлення повністю працює на компенсацію втрат оливи і не забезпечує робочий тиск в системі управління.

2. Для зазору 100 мкм в спряженні «плунжер-втулка блоку», об'ємні витрати оливи становлять $45 \times 10^{-2} \text{ см}^3/\text{с}$, при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа, та лише доповнюють сумарні об'ємні втрати в гідроприводі і самотійно не можуть обумовлювати втрату його працездатності. Дійсна оцінка впливу технічного стану даної пари буде визначатись наявністю інформації щодо динаміки зміни зазору в умовах експлуатації через статистичну оцінку.

3. Розроблення методик проведення дефектування деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини, та обробки їх епіламними покриттями забезпечують високу якість експериментальних робіт і знижують тривалість.

4. Обладнання та методика обкатки і випробувань агрегатів гідравлічних трансмісій можуть бути реалізовані компаніями, що надають послуги з їх технічного сервісу.

5. Знос робочих поверхонь деталей плоского розподільника «розподільник приставне дно» значною мірою спричинений гідроабразивним зношенням. Максимальний знос поверхонь відбувається повздовж твірних серповидних отворів, із-за дії на них хвильових ударів, обумовлених перенесенням замкнутих об'ємів оливи із зон високих тисків до низьких.

6. Як структурний параметр, що контролює технічний стан з'єднання для розподілу потоків оливи слід використовувати розмір зазору до входу V_1

і виходу B_2 з конусної щілини для зовнішніх поясів і відповідно B'_1 та B'_2 для внутрішніх поясів.

7. Складність руху плунжера обумовлює його концентричне розміщення в втулці блоку, і формує нерівномірне зношення деталей спряження, що ускладнює рух оливи в зазорі та вказує для контролю структурних параметрів деталей використовувати середній зазор.

8. Динаміка зносу приставного дна при послідовному рості тиску показує, що у деталях оброблених поверхнево-активними речовинами на 52,2% зношення менше (максимальний знос становить 1,2 мкм), в порівнянні з необробленими деталями епіламом (максимальне зношення досягає 2,3 мкм), і при цьому процес їх зношення не завершується на протязі періоду обкатки.

9. Динаміка зазору в спряженні «втулка блоку - плунжер» показує, що в процесі обкатки зазор у оброблених епіламом деталей менший майже в 1,6 рази в порівнянні з не обробленими, і при цьому, спостерігається стабілізація зазору у оброблених деталей в інтервалі 40-50 хв. часу обкатки, що вказує на закінчення процесу припрацювання деталей в спряженні.

10. Впровадження в технологічний процес ремонту аксіально-поршневих агрегатів, операцій, для обробки ресурсолімітуючих деталей епіламом, в середньому до 50% зменшує знос деталей в парах тертя качаючих вузлів за час приробітку і підтверджує їх ефективне використання.

11. Для покращення умов праці при обробленні деталей епіламною покриттями і зменшення впливу шкідливих випарів при застосуванні розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,14 хвилини. А для досягнення гранично-допустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 4,1 години.

12. Розроблення методів з обкатки та випробовування гідравлічних трансмісій збільшило сумарний прибуток на 58,7% за рахунок зменшення трудомісткості обкатувальних операцій, а час відшкодування матеріальних

вкладень становить 1,6 роки, що вказує на ефективність запропонованих заходів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ачкасов К. А. Справочник молодого слесаря: регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов и автомобилей, комбайнов [Текст] / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера. – М.: Аг-издат, 1987. – 352 с.
2. Аксенов А. Ф. Износостойкость авиационных топливно-гидравлических агрегатов [Текст] / А. Ф. Аксенов, В. Н. Лозовский. – М.: Транспорт, 1986. – 352 с.
3. Башта Т. М. Надёжность гидравлических систем воздушных судов [Текст] / Т. М. Башта, В. Д. Бабанская. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
4. Башта Т. М. Техническая диагностика гидравлических приводов [Текст] / Т. М. Башта, Т. В. Алексеева, В. Д. Бабанская. - М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
5. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. 42 с.
6. Мельянцов П. Т. Уменьшение затрат на ремонт агрегатов гидропривода. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО. – Вып. 7. 1987. с. 15-16.
7. Гидропривод объемный ГСТ-90 / Техническое описание и инструкция по эксплуатации, Кировоград; 1994, - 12 с.
8. Гидронасос НПА-90Р. Технический паспорт / ОАО «Гидросила», 2006.-20 с.
9. Кириллов Ю. И. Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода [Текст] / Ю. И. Кириллов, Ф. А. Каулин, А. Н. Хмелевой. - М.: Агропромиздат, 1987 – 80 с.
10. А.с. № 1551819, МКИ³F 04 В 51/00. Способ испытаний гидроагрегата на износ и стенд для его осуществления / А.И. Золотарь, А. Е. Гольдбухт. - № 4440711/31-29, Бюл. № 11 - 4 с.
11. А. с. № 1103026, МКИ³ F 15 В 19/00. Способ испытаний на ресурс объемных гидropередач / Ю.Ф. Качанов, А.В. Конченко, В.А. Ткаченко, А.Г. Мовчан. - № 3439232/25-06, Бюл. № 26. - 3 с.

12. Микипорис Ю. А. Исследование электрогидравлических следящих приводов с разработкой методик ускоренных ресурсных испытаний: отчет о НИР по теме №765/85; рук. Ю.А. Микипорис и [и др.] - Владимир: ВПИ, 1985. - № гос. рег. 01850016324.

13. ДБН В.2.2-28:2010 Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2010.

ДОДАТКИ

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

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЖРЕМОНТНОГО РЕСУРСУ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ
СТЕНДОВИМИ ПРИСКОРЕНИМИ ВИПРОБУВАННЯМИ**
демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня “Магістр”

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»
Дикун Віктор В'ячеславович

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

Дніпро 2024

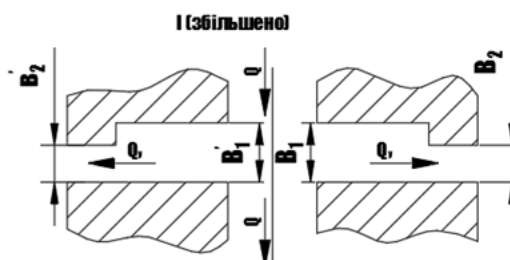
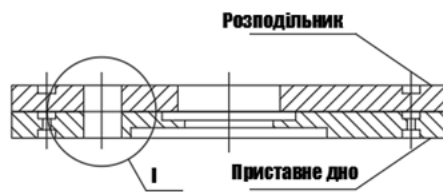
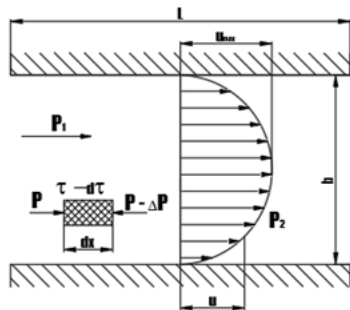
**Тема: “ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЖРЕМОНТНОГО РЕСУРСУ ОБ’ЄМНИХ
ГІДРОАГРЕГАТІВ СТЕНДОВИМИ ПРИСКОРЕНИМИ
ВИПРОБУВАННЯМИ”**

Мета роботи: “ Підвищення післяремонтної довговічності об’ємних гідромашин за рахунок зниження зносу деталей в період припрацювання при обкатці та випробовуванні.”

Задачі досліджень:

1. Провести аналіз матеріалів по відмовам гідравлічних агрегатів та їх впливу на працездатність гідроприводу.
2. Аналітично розглянути вплив зміни структурних параметрів деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини на роботу спряження.
3. Розробити методику дефектації деталей, що в першу чергу обмежують ресурс аксіально-поршневої гідромашини.
4. Розробити методику і установку з проведення прискореної обкатки гідромашини для покращення припрацювання деталей в спряженнях.
5. Емпірично визначити кількісну оцінку зношення деталей в спряженнях качаючого вузла гідромашини, за період прискореної обкатки, і її впливу на ресурс агрегатів гідравлічної трансмісії.
6. Дати техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

Розрахункова схема витоків рідини через щільовий канал



Витрата для ширини щілини W

$$Q = \frac{W^3 \cdot \Delta P}{12 \cdot \mu} \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4 \cdot \rho \cdot \pi^2 \cdot \pi^2 \left(r_0 + \frac{L}{2} \right) \right]$$

Сумарна величина втрати тиску

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

ΔP_1 – втрати тиску в каналі;

ΔP_2 – втрати тиску в торцевій частині каналу

Виразивши ΔP_1 та ΔP_2 через витрату отримаємо

$$Q_v^2 + \frac{24 \cdot B_2^2 \cdot \mu \cdot L}{B_1^3 \cdot \xi_{св}} Q_v = \frac{2 \cdot B_2^3 \cdot W^2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot \xi_{св}}$$

W – ширина щілини;

L – довжина щілини;

μ – кінематична в'язкість робочої рідини;

ρ – густина робочої рідини;

$\xi_{св}$ – коефіцієнт звуження щілини;

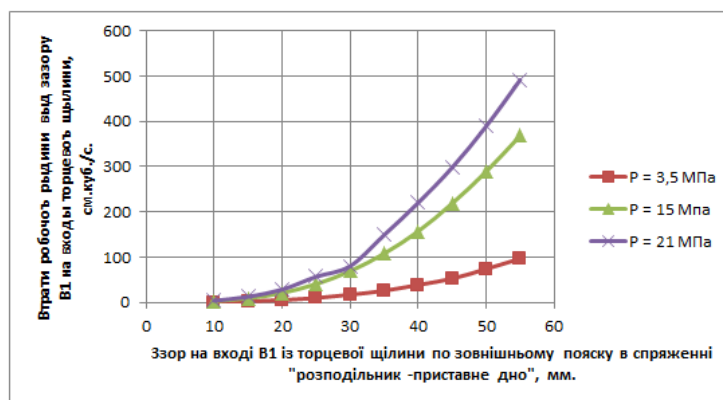
$$\xi_{св} = \frac{1 - A_2/A_1}{2}$$

B_1 – зазор на вході торцевої щілини;

B_2 – зазор на виході торцевої щілини;

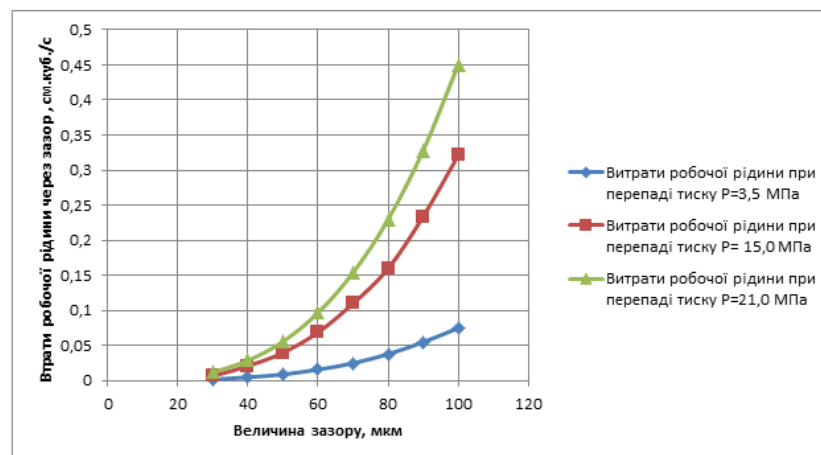
Величина втрат робочої рідини через зазори в сполученні «розподільник-приставне дно»

Величина зазору В ₁ та В ₂ щілини, мм		Витрати робочої рідини см ³ /с в залежності від тиску		
В ₁	В ₂	$\Delta P = 3,5 \text{ МПа}$	$\Delta P = 15 \text{ МПа}$	$\Delta P = 21 \text{ МПа}$
10	5	-	2,6	3,6
15	7,5	2,1	8,8	12,3
20	10	4,8	20,7	28,3
25	12,5	9,5	40,3	56,6
30	15	16,9	68,9	80,0
35	17,5	25,6	107,8	149,0
40	20	38,4	157,0	220,0
45	22,5	52,4	218,6	298,0
50	25	73,6	289,0	389,0
55	27,5	96,7	368,5	492,0



Аналітична залежність втрат робочої рідини від радіального зазору в спряженні «плунжер-втулка блоку»

Значення зазору δ , мм	Значення витрат робочої рідини в см ³ /с для наступних значень ΔP		
	$\Delta P=3,5$ МПа	$\Delta P=15,0$ МПа	$\Delta P=21,0$ МПа
0,030	0,002	0,007	0,012
0,040	0,005	0,021	0,029
0,050	0,009	0,040	0,056
0,060	0,016	0,069	0,097
0,070	0,025	0,11	0,154
0,080	0,038	0,16	0,230
0,090	0,055	0,234	0,328
0,100	0,075	0,321	0,450





Вимірювання зношення робочої поверхні приставного дна профілометром моделі 296

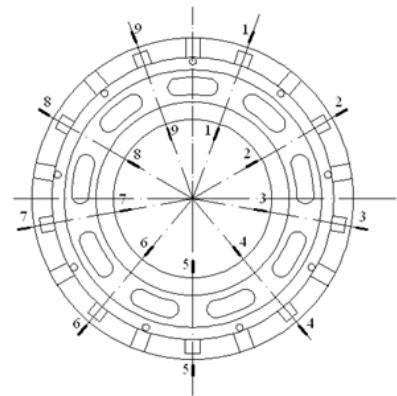
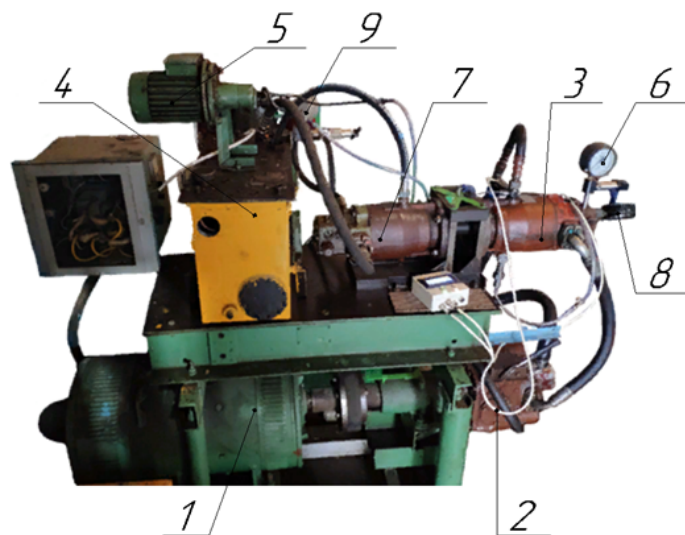
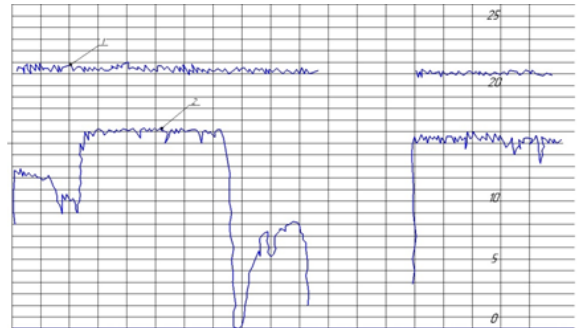
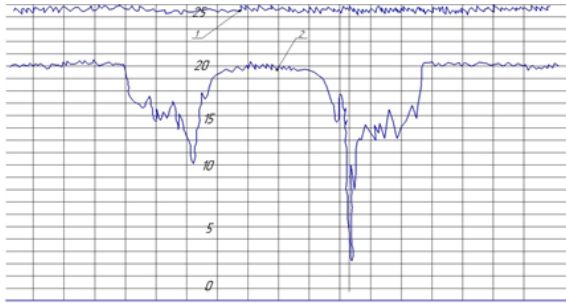


Схема розміщення площин для проведення дефектації приставного дна

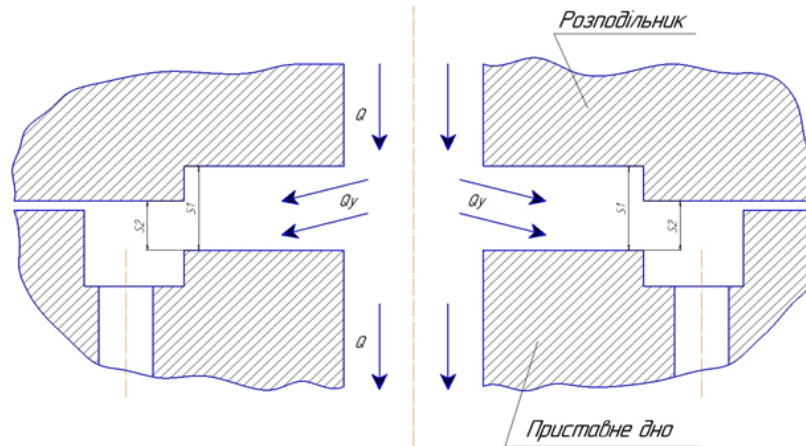


Загальний вид стенда для обкатки та випробовування
гідролічних трансмісій:

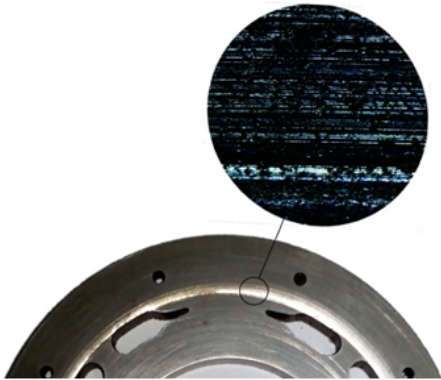
1 – електродвигун; 2 – аксіальний насос; 3 – аксіальний мотор; 4 – резервуар;
5 – закачуюча установка ;6, 8, 9 – манометри; 7 - навантажувальний мотор.



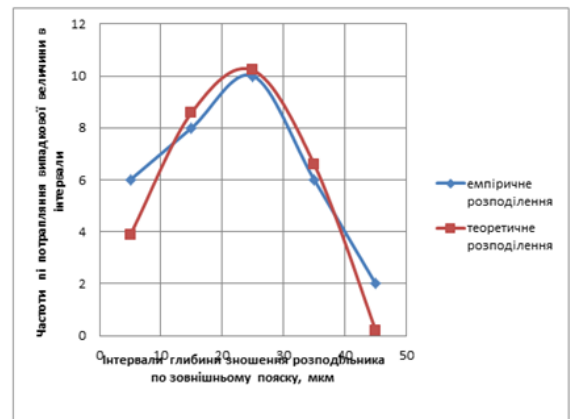
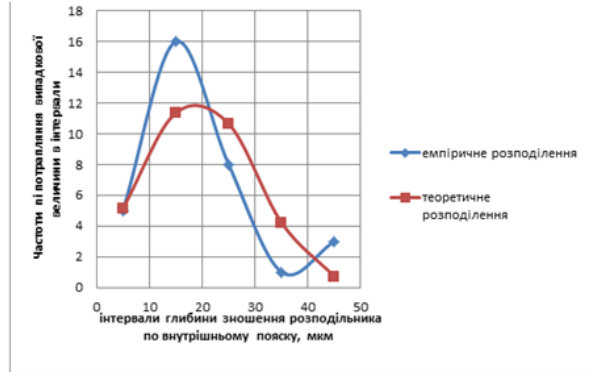
Профілограми поверхонь розподільника
 а) і приставного дна б): 1- профілограма не зношеної поверхні деталі; 2 – профілограма зношеної
 поверхні деталі;



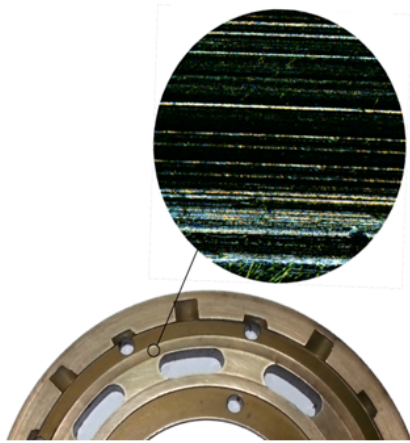
Щільний канал, який формується зношенням деталей спряження «розподільник –приставне дно», площа перерізу якого зменшується з S_1 на вході до S_2 на виході.



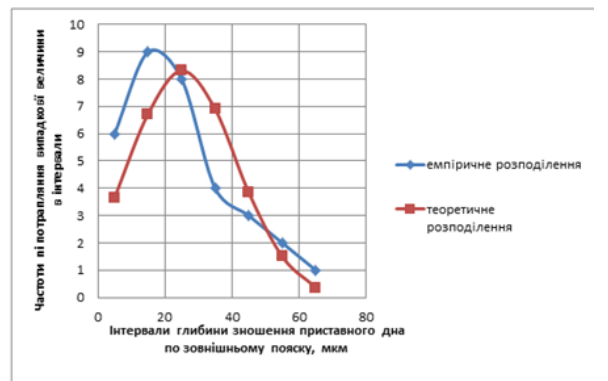
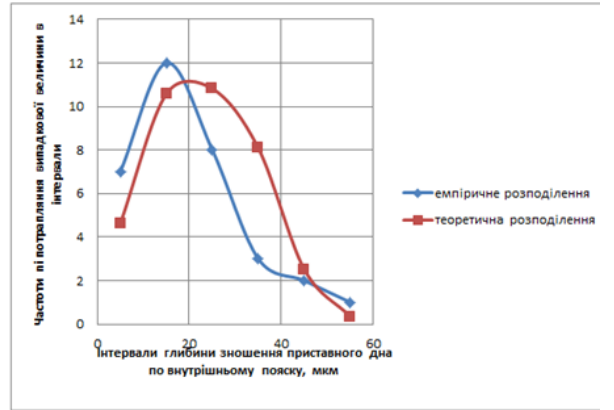
Місця зносу деталі (кратність 60х)



Розподіл зносу розподільника за поясами



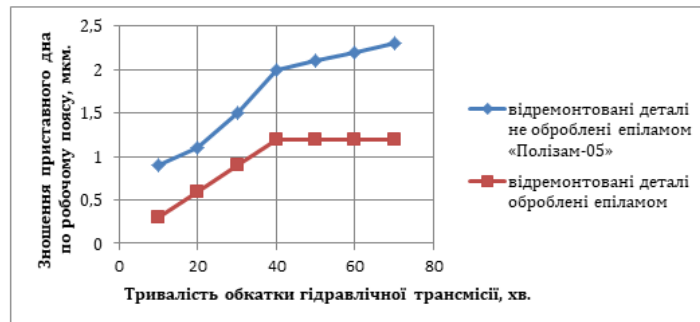
Місця зносу днища (кратність 60х)



Розподіл зносу днища за поясами

Результати зносу днища

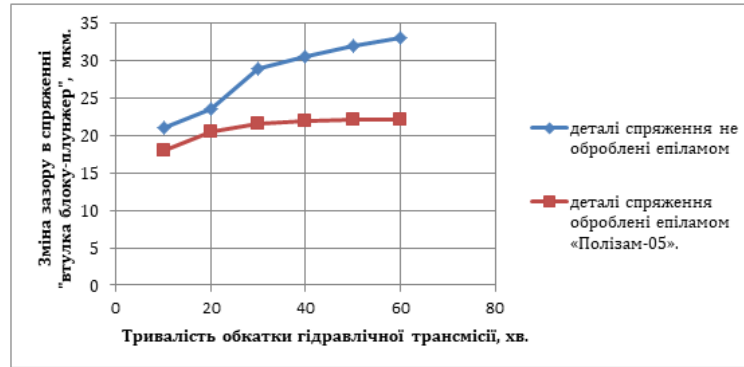
№ п/п	Час обкатки гідроагрегату, t , хв.	Зношення робочої поверхні приставного дна не обробленого епіламом «Полізам-05», δ , мкм	Зношення робочої поверхні приставного дна обробленого епіламом «Полізам-05», δ , мкм
1	10,0	0,9	0,3
2	20,0	1,1	0,6
3	30,0	1,5	0,9
4	32,0	2,0	1,2
5	40,0	2,1	1,2
6	50,0	2,2	1,2
7	60,0	2,3	1,2



Залежність зносу деталі від часу випробувань

**Результати експериментальних досліджень зміни зазору
в спряженні «втулка-блоку плунжер»**

№ з/п	Час обкатки гідроагрегату, <i>t</i> , хв.	Зазору в спряженні «втулка-блоку плунжер» за умови, що деталі спряження не оброблені епіламом «Полізам-05», δ , мкм	Зазору в спряженні «втулка-блоку плунжер» за умови, що деталі спряження оброблені епіламом «Полізам-05», δ , мкм
1	10,0	21,0	18,0
2	20,0	23,5	20,5
3	30,0	29,0	21,5
4	40,0	30,5	22,0
5	50,0	32,0	22,2
6	60,0	33,0	22,2



Динаміка зміни зазору в спряженні «втулка блока-плунжер»

Техніко-економічні показники

Назва показника	Існуючий варіант	Запропонований варіант
Види роботи	ремонт	ремонт
Об'єм роботи, од.	100	170
Склад працюючих, осіб.	1	2
Величини капіталовкладень, грн.	240000	40000
Цехові витрати, всього, грн.	468784,7	710961,5
- за робітня платня, грн.	131760,0	263520,0
- амортизація, грн.	137992,0	146764,0
- електроенергія, грн.	95040,0	116640,0
- сервісні витрати, грн.	95040,0	116640,0
- витрати на покращення умов праці, грн.	22323,1	33856,3
Річна собівартість об'єктів ремонту, грн.	478160,4	725180,7
Сумарний прибуток, грн.	121839,6	294819,3
Отриманий прибуток, грн.	-	172979,7
Час, за який окупляться матеріальні вкладення, роки	-	1,6

Основні висновки

1. Значення зазорів $B_1=40$ мкм та $B_2=20$ мкм конусної щілини в конусної щілини в спряженні «розподільник-приставне дно» можна вважати граничними так як, при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа, втрати оливи для даних значень зазору досягають 225 см^3 , за яких система керування робочим об'ємом основного насоса не в змозі відтворити заданий режим, так як насос підживлення повністю працює на компенсацію втрат оливи і не забезпечує робочий тиск в системі управління.
2. Для зазору 100 мкм в спряженні «плунжер-втулка блоку», об'ємні витрати оливи становлять $45 \times 10^{-2} \text{ см}^3/\text{с}$, при номінальному тиску $\Delta P = 21$ МПа, та лише доповнюють сумарні об'ємні втрати в гідроприводі і самостійно не можуть обумовлювати втрату його працездатності. Дійсна оцінка впливу технічного стану даної пари буде визначатись наявністю інформації щодо динаміки зміни зазору в умовах експлуатації через статистичну оцінку.
3. Розроблення методик проведення дефектування деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини, та обробки їх епіламними покриттями забезпечують високу якість експериментальних робіт і знижують трудомісткість.
4. Обладнання та методика обкатки і випробувань агрегатів гідравлічних трансмісій можуть бути реалізовані компаніями, що надають послуги з їх технічного сервісу.
5. Знос робочих поверхонь деталей плоского розподільника «розподільник приставне дно» значною мірою спричинений гідроабразивним зношенням. Максимальний знос поверхонь відбувається повздовж твірних серповидних отворів, із-за дії на них хвильових ударів, обумовлених перенесенням замкнутих об'ємів оливи із зон високих тисків до низьких.

6. Як структурний параметр, що контролює технічний стан з'єднання для розподілу потоків оливи слід використовувати розмір зазору до входу і виходу з конусної щілини для зовнішніх поясів і відповідно та для внутрішніх поясів.
7. Складність руху плунжера обумовлює його концентричне розміщення в втулці блоку, і формує нерівномірне зношення деталей спряження, що ускладнює рух оливи в зазорі та вказує для контролю структурних параметрів деталей використовувати середній зазор.
8. Динаміка зносу приставного дна при послідовному рості тиску показує, що у деталях оброблених поверхнево-активними речовинами на 52,2% зношення менше (максимальне зношення становить 1,2 мкм), в порівнянні з необробленими деталями епіламом (максимальне зношення досягає 2,3 мкм), і при цьому процес їх зношення не завершується на протязі періоду обкатки.
9. Динаміка зазору в спряженні «втулка блоку - плунжер» показує, що в процесі обкатки зазор у оброблених епіламом деталей менший майже в 1,6 рази в порівнянні з необробленими, і при цьому, спостерігається стабілізація зазору у оброблених деталях в інтервалі 40-50 хв. часу обкатки, що вказує на закінчення процесу припрацювання деталей в спряженні.
10. Впровадження в технологічний процес ремонту аксіально-поршневих гідромашин, операцій, для обробки ресурсолімітуючих деталей епіламом, в середньому до 50% зменшує знос деталей в парах тертя качаючих вузлів за час приробітку і підтверджує їх ефективне використання.

11. Для покращення умов праці при обробленні деталей епіламними покриттями і зменшення впливу шкідливих випарів при застосуванні розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,14 хвилини. А для досягнення гранично-допустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 4,1 години.

12. Розроблення методів з обкатки та випробовування гідравлічних трансмісій збільшило сумарний прибуток на 58,7% за рахунок зменшення трудомісткості обкатувальних операцій, а час відшкодування матеріальних вкладень становить 1,6 роки, що вказує на ефективність запропонованих заході.