

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ” 2025 р.
Зав. кафедри професор
(науковий ступінь, вчене звання)
В.В. Дідур
(підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

тема роботи: **«Підвищення надійності паливної системи автотракторних двигунів шляхом удосконалення технології відновлення плунжерних пар»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Молчанчанський Тарас Сергійович
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____

Спеціальність _____ Н7 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **В.В. Дідур**
“ ____ ” _____ **2025 р.**

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

студенту _____ **Молчанському Тарасу Сергійовичу** _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення надійності паливної системи автотракторних двигунів шляхом удосконалення технології відновлення плунжерних пар»

керівник роботи _____ **д.т.н., професор Дідур В.В.** _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“14” листопада 2025 р. № 01-06/261 _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 25.11.2025 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів; літературні джерела; шляхи підвищення тягово-зчіпних показників колісних тракторів.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

- проаналізувати основні причини зниження ресурсу паливної апаратури, види зношування плунжерних пар і вплив експлуатаційних факторів на їх довговічність;

- розглянути теоретичні основи діагностування та оцінити технічний стан плунжерних пар паливних насосів високого тиску;

- провести обґрунтування вибору раціональної технології їх відновлення з урахуванням сучасних методів підвищення зносостійкості робочих поверхонь;

- розробити методику експериментальних досліджень для визначення впливу зазору у сполученні «плунжер — втулка» на герметичність і втрати палива;

- навести результати випробувань та побудувати залежності, що характеризують зміну технічних параметрів у процесі роботи;

- висвітлити питання охорони праці під час проведення відновлювальних робіт;

- провести техніко-економічне обґрунтування удосконаленої технології відновлення плунжерних пар та визначити економічний ефект від її

впровадження у виробництво.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивне рішення встановлення здвоєних коліс на тракторі ХТЗ-242К; показники економічної ефективності;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Дідур В.В., професор		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При-мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2025 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2025 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2025 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2025 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2025 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2025 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2025 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2025 р.	

Студент _____
(підпис)

Молчанський Т.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Дідур В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота розроблена за темою: Підвищення надійності паливної системи автотракторних двигунів шляхом удосконалення технології відновлення плунжерних пар.

Дипломна робота складається з п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків.

У першому розділі подано аналітичний огляд технічного стану та надійності паливних систем автотракторних дизелів. Проаналізовано основні причини зниження ресурсу паливної апаратури, види зношування плунжерних пар і вплив експлуатаційних факторів на їх довговічність.

У другому розділі розглянуто теоретичні основи діагностування та оцінювання технічного стану плунжерних пар паливних насосів високого тиску. Проведено обґрунтування вибору раціональної технології їх відновлення з урахуванням сучасних методів підвищення зносостійкості робочих поверхонь.

У третьому розділі розроблено методику експериментальних досліджень для визначення впливу зазору у сполученні «плунжер — втулка» на герметичність і втрати палива. Наведено результати випробувань та побудовано залежності, що характеризують зміну технічних параметрів у процесі роботи.

У четвертому розділі висвітлено питання охорони праці під час проведення відновлювальних робіт, а також заходи безпеки у разі виникнення надзвичайних ситуацій на ремонтному підприємстві.

П'ятий розділ присвячено техніко-економічному обґрунтуванню удосконаленої технології відновлення плунжерних пар та визначенню економічного ефекту від її впровадження у виробництво.

Дипломна робота містить пояснювальну записку обсягом 85 сторінок та 12 слайдів демонстраційного матеріалу.

Ключові слова: надійність, паливна система, плунжерна пара, зносостійкість, діагностування, технологія відновлення, герметичність, економічна ефективність, паливна апаратура, ремонт.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Вимоги до паливної апаратури.....	8
1.2. Аналіз видів та характеру зношення деталей паливної апаратури	12
2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	28
2.1. Технологія ремонту плунжерних пар дизельних двигунів	28
3. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	41
3.1 Програма і загальна методика експериментальних досліджень	41
3.2 Об'єкт дослідження	43
3.3 Дослідження мікрогеометрії плунжерних пар	45
3.4 Випробування плунжерних пар на гідравлічну щільність.....	47
3.5 Дослідження наростання тиску у надплунжерному просторі	50
3.6 Методика дослідження максимального тиску, що розвивається в плунжерних парах і безмоторних досліджень	56
3.7 Дослідження технічного стану плунжерних пар.....	57
3.8 Гідравлічна щільність плунжерних пар	61
3.9 Оцінка технічного стану плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині	62
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	66
4.1. Охорона праці при підготовці, ремонті і відновленні плунжерних пар ..	66
4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на ділянці з ремонту паливної апаратури.....	67
4.3. Забезпечення електробезпеки при відновленні плунжерних пар	69
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	73
ВИСНОВОК.....	77
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	79
ДОДАТКИ.....	Ошибка! Закладка не определена.

ВСТУП

Економічність, безвідмовність та довговічність роботи дизельних двигунів значною мірою залежать від технічного стану паливної апаратури, одним із ключових елементів якої є плунжерні пари. У процесі експлуатації відбувається зміна основних параметрів подачі палива — тривалості циклу впорскування, швидкості наростання тиску та його максимального значення. Це зумовлено поступовим зношуванням прецизійних поверхонь плунжера і втулки, що призводить до зниження ефективності роботи паливного насоса.

На сьогодні оцінювання технічного стану плунжерних пар здебільшого здійснюється за показником статичної гідравлічної щільності. Такий підхід є прийнятним для нових або відновлених деталей, проте в умовах ремонтного виробництва він не враховує ступінь їх фактичного зносу. У результаті цього нерідко відбувається передчасне вибракування плунжерних пар, що мають достатній залишковий ресурс і можуть бути використані повторно після контролю та корекції параметрів.

На відміну від статичних методів, динамічні методи діагностування базуються на аналізі процесів, що відбуваються під час реальної роботи паливного насоса. Вони забезпечують об'єктивну оцінку технічного стану плунжерних пар, оскільки відображають зміну параметрів циклової подачі палива, дозволяючи точніше визначити ступінь зносу та ефективніше використовувати залишковий ресурс деталей.

Мета роботи – розробити динамічний метод контролю технічного стану плунжерних пар паливної апаратури дизельних двигунів для умов ремонтних підприємств, а також удосконалити технологію їх відновлення з урахуванням результатів експериментальних досліджень.

Наукова новизна полягає у тому, що вперше запропоновано оцінювати технічний стан плунжерних пар за швидкістю наростання імпульсу тиску у надплунжерному просторі. Теоретично обґрунтовано залежність зміни циклової подачі палива від кута наростання тиску, що дало змогу визначити довговічність плунжерних пар під час контролю їх технічного стану.

У ході експериментів отримано залежності між величиною зношування плунжерних пар, тривалістю наростання тиску та об'ємом циклової подачі палива, що підтверджує ефективність запропонованої методики.

Практична цінність роботи полягає у впровадженні динамічного методу оцінювання технічного стану плунжерних пар, який дає можливість точно визначати ступінь їх зношування та прогнозувати ресурс без демонтажу паливного насоса.

Достовірність і обґрунтованість отриманих результатів підтверджуються застосуванням стандартних методик досліджень, використанням сучасних контрольно-вимірювальних приладів, комп'ютерною обробкою експериментальних даних та доброю збіжністю теоретичних і практичних результатів, отриманих під час експлуатаційних випробувань.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Вимоги до паливної апаратури

Від технічного стану паливної апаратури безпосередньо залежать основні показники потужності та паливної економічності дизельного двигуна, його надійність, стабільність параметрів роботи, питомі вагові й об'ємні характеристики, рівень шуму, а також токсичність і димність відпрацьованих газів.

Досягнення високої техніко-економічної ефективності роботи дизеля можливе лише за умови, що паливна апаратура забезпечує виконання комплексу спеціальних вимог, а саме:

- створення достатньо високого тиску у системі паливоподачі;
- точне дозування подачі палива відповідно до навантаження двигуна;
- впорскування палива у камеру згоряння у строго визначений, оптимальний момент;
- подача палива протягом заданого проміжку часу з необхідною інтенсивністю;
- забезпечення рівномірної подачі палива в усі циліндри дизеля при будь-якому режимі роботи;
- якісне розпилювання палива і його рівномірний розподіл у камері згоряння [1–4].

Процес згоряння палива у дизельному двигуні є складним фізико-хімічним явищем, яке відбувається у часі та просторі камери згоряння. Відповідно до [5, 6], його можна умовно поділити на п'ять основних періодів:

1. Період індукційної затримки (запізнення запалення) — триває від початку впорскування палива в циліндр до моменту появи видимого горіння. На індикаторній діаграмі цей момент відповідає відриву лінії згоряння від лінії стиску.

2. Період швидкого вибухового горіння — характеризується різким зростанням тиску в циліндрі, коли швидкість горіння миттєво збільшується від

нульового до максимального значення.

3. Період керованого горіння — триває від закінчення попереднього етапу до досягнення максимального тиску. Інтенсивність тепловиділення у цей період визначається, головним чином, швидкістю подачі палива в камеру згоряння.

4. Період основного (розповсюдженого) горіння — охоплює інтервал від моменту досягнення максимального тиску до моменту найвищої температури циклу. Характеризується розповсюдженням полум'я у всьому об'ємі камери згоряння та високою швидкістю протікання реакцій.

5. Період уповільненого горіння — триває від моменту досягнення максимальної температури до практичного завершення процесу згоряння. Залишкове догорання палива продовжується під час такту розширення і може тривати навіть до моменту відкриття випускних клапанів.

Для забезпечення стабільної роботи двигуна паливна апаратура повинна гарантувати ідентичність подачі палива в кожний циліндр за такими параметрами:

- обсягом циклової подачі;
- кутом випередження упорскування;
- характеристикою упорскування;
- рівномірністю розподілу палива між отворами багатосоплових розпилювачів.

Відхилення від цих параметрів призводять до нерівномірного навантаження окремих циліндрів, що скорочує ресурс двигуна. У форсованих дизелях це може викликати погіршення паливної економічності та збільшення викидів шкідливих речовин [7].

Характеристика упорскування на кожному режимі роботи визначається сукупністю гідродинамічних параметрів усіх елементів нагнітального тракту паливної апаратури. Ці параметри залежать від конструктивних особливостей деталей та точності їх виготовлення.

Таким чином, досягнення ідентичності характеристики упорскування

палива по циліндрах можливе лише за умови використання у всіх нагнітальних трактах елементів, підібраних за збігом їх гідродинамічних параметрів.

Вплив гідродинамічних властивостей елементів системи нагнітання на процес подачі палива доцільно оцінювати комплексно — за коефіцієнтом подачі та кутом запізнювання упорскування.

Коефіцієнт подачі палива, який характеризує кількість палива, що впорскується форсункою за один цикл, позначається як q_u [8] і є основним критерієм оцінки ефективності роботи паливної апаратури, розраховується за формулою 1.1.

Геометричний активний хід плунжера — це частина повного ходу плунжера, протягом якої надплунжерний простір не має з'єднання з порожниною низького тиску. Іншими словами, це відрізок руху, у межах якого відбувається безпосереднє нагнітання палива у високонапірний тракт.

Визначення геометричного активного ходу здійснюють методом проливання паливного насоса при тиску, що перевищує тиск відкриття нагнітальних клапанів. У цьому випадку за геометричний активний хід приймають відстань, яку проходить плунжер від моменту перекриття його верхнім торцем впускного вікна втулки до моменту початку відкриття відсічного вікна гвинтовою кромкою плунжера.

Однак під час роботи насоса дійсний активний хід плунжера відрізняється від геометричного, визначеного на непрацюючому агрегаті. Це зумовлено тим, що при високій швидкості переміщення плунжера стиск палива у надплунжерному просторі починається раніше, ніж фактично перекривається впускне вікно втулки. Після відкриття відсічного вікна протягом короткого часу в системі ще зберігається підвищений тиск через дроселювання палива у вузькій щілині між гвинтовою кромкою плунжера та краєм відсічного вікна [8].

Під час регулювання секцій паливного насоса на однакову циклову подачу чисельник у виразі (1.1) залишається незмінним. Проте, якщо гідродинамічні параметри елементів нагнітального тракту різних секцій не є ідентичними, то рівність циклової подачі буде забезпечена лише за умови

різних значень геометричного активного ходу плунжера. Таким чином, коефіцієнт подачі палива по секціях насоса може використовуватися як показник ідентичності їхньої роботи та точності регулювання [8].

Кут запізнювання упорскування палива φ_z визначається як різниця між кутом початку подачі палива $\varphi_{пп}$ та кутом початку фактичного упорскування $\varphi_{пу}$. Цей параметр обчислюють за аналітичним виразом 1.2.

Кут початку подачі палива — це кут повороту кулачкового вала паливного насоса, на який вісь симетрії кулачка ще не співпадає з віссю симетрії плунжера у момент, коли верхній торець плунжера перекриває впускне вікно втулки. Цей момент визначає початок процесу нагнітання палива, і, відповідно, є початковою фазою циклу подачі.

Монтаж паливної апаратури на двигуні здійснюється із дотриманням певного кута випередження подачі палива, який установлюють за положенням меніска палива у контрольному отворі. Від точності цієї установки залежить узгодженість моменту упорскування палива з положенням поршня у верхній мертвій точці, а також показники потужності, економічності й токсичності двигуна. Тому особливого значення набуває забезпечення рівномірності по куту запізнювання упорскування палива у всіх секціях насоса.

Кут початку упорскування палива визначають як кут повороту вала насоса, на який вісь симетрії кулачка не доходить до співпадіння з віссю плунжера у момент початку фактичного виходу палива з розпилювача форсунки. Таким чином, цей кут характеризує запізнення між моментом початку подачі палива плунжером і моментом фактичного упорскування у камеру згоряння.

При незмінному куті початку подачі значення кута початку упорскування може варіювати внаслідок різниці у гідродинамічних параметрах елементів паливної системи — таких як жорсткість пружини форсунки, довжина та діаметр паливопроводів високого тиску, стан нагнітальних клапанів тощо. Ці відмінності спричиняють різницю у тривалості затримки упорскування та впливають на рівномірність подачі палива в окремі циліндри [9].

Тому під час комплектування елементів паливної апаратури дизеля необхідно враховувати сумісність та ідентичність їх гідродинамічних характеристик, що забезпечує синхронність процесів подачі та упорскування палива у всіх секціях насоса, стабільність роботи двигуна та зменшення коливань навантаження між циліндрами.

1.2. Аналіз видів та характеру зношення деталей паливної апаратури

У процесі експлуатації паливної апаратури дизельних двигунів відбувається поступова зміна геометричних і фізико-механічних властивостей робочих поверхонь деталей, що спричинено, зокрема, використанням палива з недостатнім ступенем очищення. У результаті цього погіршуються умови роботи плунжерних пар, знижується тиск упорскування, порушується рівномірність подачі палива по секціях, що призводить до зменшення потужності двигуна, підвищення питомої витрати палива та передчасної втрати працездатного стану системи живлення.

Найбільш уразливими до дії забрудненого палива є прецизійні деталі паливної апаратури. Механічні частинки, що містяться у паливі, потрапляють у зони мінімальних зазорів між поверхнями сполучень, спричиняючи інтенсивне абразивне зношування та порушення точності сполучення. Це особливо небезпечно для таких пар тертя, як «плунжер — гільза», де зазори вимірюються мікрометровими величинами.

Найбільших ушкоджень зазнає головка плунжера, зокрема її верхня частина, розташована навпроти впускного вікна гільзи, де під час нагнітання виникають максимальні значення тиску палива. У цій зоні відбувається глибше проникнення твердих частинок у метал, що спричиняє локальне руйнування поверхневого шару.

Зона зношування має вигляд поздовжньої канавки, розташованої вздовж плунжера. Її максимальна глибина становить 0,023...0,025 мм, ширина — 4,5...5 мм, а довжина зношеної ділянки сягає 9,5...10 мм. Найбільш виражена частина канавки спостерігається біля верхнього торця головки плунжера, а в напрямку донизу її розміри поступово зменшуються і в середній частині поверхня

вирівнюється.

Унаслідок тривалого тертя чиста шліфувана поверхня плунжера втрачає свій блиск, набуває матового відтінку та покривається поздовжніми ризиками й борозенками глибиною 0,004...0,005 мм. Під мікроскопом (при збільшенні $\times 10$ – $\times 20$) чітко видно гребінчасту нерівність поверхні, а при значному зношуванні дефекти стають помітними навіть неозброєним оком.

Характер мікронерівностей та морфологія зношеної поверхні свідчать, що домінуючим механізмом руйнування є абразивне зношування, спричинене дією твердих частинок, які проникають у зазори плунжерної пари та діють як мікрорізці, видаляючи матеріал з робочої поверхні [10].

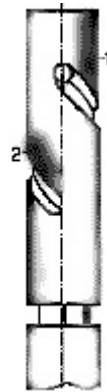


Рисунок 1.1 – Знос плунжера паливного насосу

- 1- зона найбільшого зношування, проти впускного вікна гільзи;
2- зона гвинтової кромки

На початковому етапі роботи паливної апаратури, коли тверді частинки домішок уперше потрапляють у зазори між деталями плунжерної пари, вони мають гострі ріжучі кромки та виявляють високу абразивну активність. У цей період абразивні частинки знімають мікростружку значної товщини, оскільки їхні грані ще не притуплені. У міру подальшого переміщення частинок у робочому зазорі, крайки абразивів затуплюються, частки подрібнюються, і їхня ріжуча здатність помітно знижується.

Унаслідок цього спостерігається максимальна глибина мікроборозен і зношування поблизу верхнього торця плунжера, де умови тертя найжорсткіші. У напрямку донизу інтенсивність зношування поступово

зменшується, і глибина борозенок стає меншою.

Гвинтова кромка головки плунжера піддається меншому зносу, однак ушкодження все ж мають місце на ділянці, розташованій на відстані приблизно 5,5 мм від верхнього торця. Зношена зона прилягає до гвинтової кромки та має ширину 2,0–2,7 мм і висоту близько 4 мм. Максимальна глибина зношування спостерігається на ділянці, що відповідає положенню перепускного отвору плунжера (на відстані 6,5 мм від торця) — вона становить 0,018...0,020 мм, тоді як мінімальна — 0,003...0,005 мм, спостерігається нижче, на відстані близько 9,5 мм.

Порушення чистоти доведених робочих поверхонь проявляється у вигляді поздовжніх борозен глибиною 0,004–0,005 мм та місцевого розмиву відсічної кромки плунжера, особливо на ділянках, розташованих навпроти перепускного отвору. Це пояснюється тим, що під час періоду відсічення палива, коли рідина переходить із зони високого тиску в зону низького, потік палива з великою швидкістю виходить через бічний отвір плунжера до відсічного вікна втулки. Рухаючись найкоротшим шляхом, струмінь палива обмиває відсічну кромку, викликаючи її місцевий розмив разом із частинками абразиву, що містяться у паливі.

У перші моменти відсічення перепускне вікно втулки відкрите лише частково, тому потік палива зустрічає значний опір. Це створює локальні зони гідроерозії, що прискорюють зношування кромки.

У втулці плунжерної пари інтенсивне зношування відбувається на внутрішній поверхні поблизу впускного та перепускного вікон, причому найбільше — біля впускного вікна, де потік палива має вищу швидкість і тиск.

Зона зношування впускного вікна має вигляд прямокутної канавкоподібної смуги шириною 4,5–5 мм, розташованої уздовж осі гільзи. Найбільш зношеною є ділянка над вікном довжиною 6–7 мм, що прилягає до його верхньої кромки; під вікном зношена зона сягає 4,5–5 мм. Максимальна

глибина зносу становить 0,025–0,027 мм у верхній частині отвору та 0,015–0,017 мм у нижній.

Робоча поверхня втулки над верхньою кромкою вікна вкрита паралельними поздовжніми борознами, що утворилися внаслідок дії твердих частинок абразиву. Кромка вікна має сліди інтенсивного завалу, її краї нерівні, мають вигляд обпиляного або рваного металу, що є типовою ознакою комбінованого абразивно-гідроерозійного зношування.

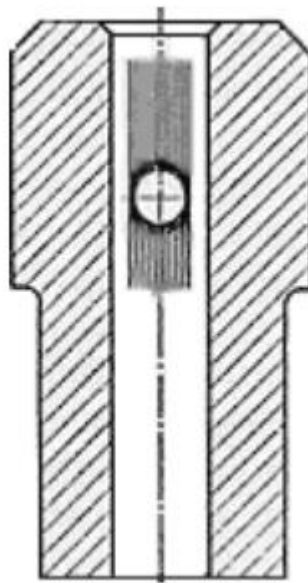


Рисунок 1.2 – Місця зношування втулки біля впускного вікна

Місцеве зношування поверхні втулки в зоні перепускного вікна за характером і розташуванням відрізняється від зношування в області впускного вікна. У цій частині гільзи спостерігається асиметричне руйнування поверхні, яке зосереджене переважно з лівого боку кромки перепускного отвору.

Зношена зона має форму фігурної смуги шириною 2,0–2,5 мм, що простягається на 2–3 мм у напрямку до верхнього торця гільзи і на 4,5–5 мм — до нижнього. Максимальна глибина зносу на самій кромці становить 0,015–0,017 мм, після чого вона поступово зменшується у напрямку до торців втулки.

З правого боку від перепускного вікна зношування практично відсутнє, що пояснюється неоднорідністю розподілу швидкісних потоків палива в період відсічення. У цій зоні струмінь палива має знижений динамічний тиск, тому інтенсивність абразивно-гідроерозійної дії на поверхню металу незначна.

Таким чином, характер зносу у зоні перепускного вікна свідчить про локальний гідродинамічний вплив потоку палива з абразивними включеннями, що обумовлює неоднорідність процесів руйнування поверхні втулки. Зона лівої кромки зазнає більшого навантаження через турбулентне перетікання палива та локальне підвищення тиску, тоді як протилежна сторона залишається відносно стабільною та менш ушкодженою.

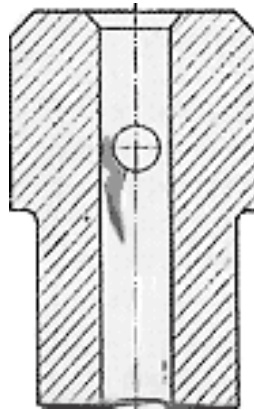


Рисунок 1.3 – Місця зношування втулки в перепускного вікна

Таке асиметричне розташування зон зношування пояснюється особливостями конструкції плунжера, який має ліву гвинтову кромку. У процесі роботи саме ліва сторона перепускного вікна гільзи відкривається першою, тоді як права залишається закритою до завершення фази відсічення.

У цей момент паливо, що містить абразивні частинки, з великою швидкістю спрямовується крізь частково відкрите вікно, інтенсивно діючи на його ліву кромку, тоді як права сторона майже не піддається впливу потоку. У результаті ліва нижня кромка перепускного вікна зазнає найбільшого зносу — її округла форма порушується, краї стають нерівними, а поверхня піддається локальному рідинно-абразивному розмиванню. Такий характер пошкодження свідчить про поєднання дії механічного абразивного тертя та гідроерозійних

процесів, що розвиваються в зоні максимального турбулентного потоку палива.

Крім того, під час складання секції паливного насоса відбувається деформація втулки плунжера під дією монтажних зусиль, зокрема під час затягування штуцера високого тиску. При прикладенні рекомендованого моменту затягування 120 Н·м спостерігається зменшення зазору в області вікон до 1,5 мкм, тоді як на ділянках, розташованих на 10–15 мм нижче, зазор, навпаки, збільшується до 3 мкм.

Таке неоднорідне деформування втулки призводить до порушення геометричної точності спряження “плунжер — гільза”, що негативно впливає на стабільність тиску нагнітання, герметичність пари та рівномірність подачі палива. У подальшій експлуатації це сприяє прискореному розвитку зношування у верхній зоні втулки, особливо поблизу впускних і перепускних вікон, де спостерігається підвищене навантаження й температурний вплив.

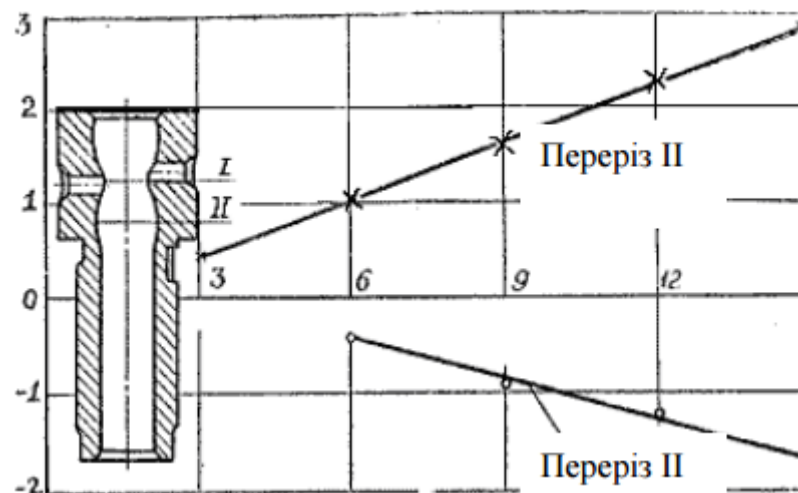


Рисунок 1.4 – Залежність зміни величини робочого зазору плунжерної пари від моменту затягування з’єднання

Такий характер деформації втулки плунжерної пари зумовлений її конструктивними особливостями, зокрема наявністю впускного та відсичного вікон, які чинять найбільший вплив на зміну геометрії прецизійної поверхні.

У зоні біля впускного й відсичного вікон під дією пружних деформацій металу формуються вузькі виступаючі кромки, що є джерелами локальної концентрації напружень. Під час нагнітання палива, коли впускне вікно ще не

повністю перекрите, потік палива, який містить дрібні абразивні частинки, з великою швидкістю вдаряє в край отвору, викликаючи гідроабразивне зношування його поверхні.

У результаті цього поступово змінюється профіль кромки, що веде до збільшення втрат палива у компресорну порожнину.

Під час робочого ходу плунжера, після перекриття впускного вікна гільзи, починається фаза упорскування палива в циліндри двигуна. У разі наявності зношування плунжерних пар цей процес запізнюється, оскільки частина палива перетікає назад по жолобоподібній канавці, утвореній у місці місцевого зношування.

У міру руху плунжера вгору глибина та ширина зношеної ділянки зменшуються, тому в нижній частині плунжера зазор зменшується, а витік палива знижується. Однак при цьому подача палива відбувається із помітним запізненням, що порушує фазу впорскування. Чим більша величина місцевого зношування, тим інтенсивніше зворотне перетікання палива, а отже, тим значніше запізнювання початку упорскування.

У випадку максимального зношування плунжера та втулки кут випередження упорскування може запізнюватися до 5° по кулачковому валу насоса, що істотно впливає на потужність і рівномірність роботи двигуна.

Крім того, зношування плунжерних пар призводить до помітного зниження їх продуктивності через збільшення витоків палива, особливо на низьких (пускових) обертах. Підвищення витрат палива зі зменшенням частоти обертання пояснюється тим, що при повільному русі плунжера збільшується час, протягом якого відбувається перетікання палива через зазори.

Плунжерні пари зношуються неоднаково в різних секціях насоса, тому величина перетікання палива варіює, що призводить до нерівномірності подачі. При значних зношуваннях нерівномірність може збільшуватись у 3 рази на номінальних обертах і в 5 разів — на пускових.

Зношування плунжерних пар супроводжується також зниженням тиску подачі палива. У справних (нових) парах тиск упорскування на пускових

обертах становить не менше 50–60 МПа, тоді як при значному зношуванні він зменшується у 4–5 разів. Якщо плунжерна пара не розвиває тиск щонайменше 30 МПа, її слід вважати непридатною до подальшої експлуатації.

На загальні показники роботи паливної апаратури також впливає зношування гвинтової кромки плунжера та зони перепускного вікна втулки, що призводить до скорочення тривалості подачі палива.

На запізнення моменту упорскування впливають також зношування штовхачів кулачкового вала, нагнітальних клапанів та інших рухомих елементів. У нагнітальному клапані зазнають зношування запірний конус (1), розвантажувальний пояс (2) і напрямний хвостовик (3).

Поверхня запірного конуса зношується під дією ударного контакту клапана з сідлом, зумовленого зусиллям пружини, залишковим тиском у паливопроводі, а також наявністю у паливі твердих абразивних частинок, які підсилюють механічне руйнування контактної поверхні.

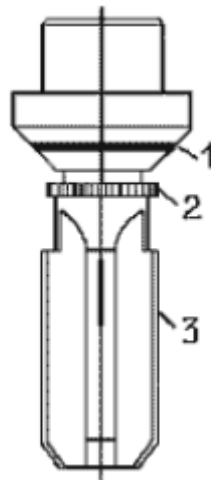


Рисунок 1.5 – Робочі поверхні нагнітального клапана, схильні до зношування: 1 — запірний конус; 2 — розвантажувальний пояс; 3 — напрямний хвостовик.

Зношування запірного конуса нагнітального клапана характеризується появою кільцевої канавки шириною 0,4...0,5 мм та середньою глибиною 0,05 мм (паливний насос 4ТН8,5×10, напрацювання 3,5–4 тис. мотогодин).

Суттєвого зносу зазнає розвантажувальний пояс клапана, циліндрична поверхня якого поступово набуває конічної форми. У зоні верхньої кромки глибина зношування сягає 0,008...0,01 мм, а в нижній — 0,03...0,035 мм.

Зношена поверхня має гребінчасту структуру з поперечними борознами, що істотно збільшують кільцевий зазор у сполученні пояска з отвором гнізда клапана.

Початкові стадії зношування визначаються утворенням дрібних гребінців, які добре видно під лупою зі збільшенням $\times 10$ – $\times 20$, а при подальшій роботі — зношення стає помітним неозброєним оком.

Характер і напрямок зносу пояснюються заклинюванням абразивних частинок у зазорі між поверхнею гнізда клапана та розвантажувальним пояском у момент перекриття отвору при посадці клапана. Під час роботи частинки дробляться, втрачаючи ріжучу здатність, тому найбільша глибина борозен спостерігається з боку нижнього торця, де поясок зношується на конус.

Додаткове зношування відбувається під час виходу пояска з отвору гнізда, коли через вузьку кільцеву щілину проходить потік палива високої швидкості, насичений абразивом. При цьому абразивні частинки ударяють переважно по нижній частині пояска, знімаючи мікростружку металу. На ранніх етапах це проявляється як поперечні ризики та незначне заокруглення кромки [11, 12].

Зношування гнізда нагнітального клапана проявляється у руйнуванні запірної фаски та напрямного отвору. Вимірювання показали, що верхня частина отвору (довжиною 1,8–2,0 мм), де працює розвантажувальний поясок, зношується найінтенсивніше. Глибина зношування сягає 0,025–0,03 мм по діаметру, унаслідок чого отвір втрачає циліндричність і набуває конічної форми — з більшою основою, орієнтованою до верхнього торця гнізда клапана.

У нижній частині отвору зношування значно менше — 0,005–0,01 мм. Поверхня має прямолінійні канавки, що йдуть уздовж утворюючої, подібні до слідів, які залишає ребро хвостовика клапана. Мікрорельєф у зоні роботи розвантажувального пояска являє собою поверхню з поздовжніми борознами, схожими з тими, що формуються на самому пояску. Різниця полягає лише у тому, що борозни на отворі дрібніші, проте їх глибина зростає у напрямку до верхнього торця гнізда — тобто в напрямку, протилежному до руху пояска.

Такі особливості мікроструктури поверхонь свідчать, що зношування відбувається внаслідок мікрорізання абразивними частинками, які потрапляють у зазор між поясом клапана та стінкою гнізда.

Зношування розвантажувального пояса й отвору гнізда призводить до спотворення геометричних розмірів, форми та шорсткості поверхні, а зазор у сполученні збільшується у 5–6 разів, а з урахуванням мікрорельєфу — у 7–8 разів. У таких умовах не забезпечується належний розвантажувальний ефект у паливопроводі високого тиску, що порушує чіткість відсічення подачі палива.

Дослідження показали, що при збільшенні зазору в парі «розвантажувальний пояс — отвір гнізда» подача палива зростає: при зазорі 0,038–0,042 мм (у новій парі 0,002–0,008 мм) продуктивність секцій паливного насоса УТН підвищується на 50–60% на пускових обертах і на 10–20% на номінальних.

Нерівномірне зношування клапанів спричиняє різницю в зазорах між пояском і гніздом, що веде до неоднакової розвантажувальної дії у секціях насоса та, відповідно, до нерівномірності подачі палива. На номінальному режимі вона може збільшуватись у 4–5 разів у порівнянні з новими клапанними парами, для яких цей показник становить близько 3%.

У міру зношування клапанів спостерігається зміщення початку упорскування на більш ранній момент (на 2–2,5° по кулачковому валу). Через зниження розвантажувального ефекту збільшується тривалість упорскування, зокрема його завершальна фаза — голка форсунки повільно сідає в сідло, що порушує чіткість відсічення подачі.

Перевірка на гарячому двигуні підтвердила, що при зазорі 0,042–0,043 мм годинна витрата палива збільшується на 13,8%, а потужність двигуна знижується на 9% (двигун Д-240).

Надлишкова подача, нерівномірний розподіл палива по циліндрах, збільшення тривалості упорскування та зниження тиску упорскування порушують процес згоряння суміші, спричиняючи жорстку роботу двигуна, димність вихлопу, підвищення температури та прискорене зношування деталей

шатунно-поршневої групи.

Робота двигуна на малих обертах супроводжується нерівномірністю, вібраціями та підвищеною димністю, а при частоті обертання менше 600 хв^{-1} можливі перебої в роботі циліндрів.

Використання низькоякісного палива призводить також до зношування деталей форсунок, що погіршує процес розпилювання палива і, як наслідок, знижує повноту згоряння та економічні показники двигуна.

Серед деталей форсунки найбільш чутливою до зношування є голка розпилювача. У неї піддаються зносу такі поверхні:

- пряма частина (3) — знизу;
- запірний конус (4);
- верхнє заплічко (2);
- верхній торець хвостовика (1) (рис. 1.6).

На прямій частині знизу спостерігається зношування $0,001\text{--}0,003 \text{ мм}$, у результаті чого циліндрична поверхня набуває конічної форми (розпилювач РШ6-2Х250).

Найбільш вразливою деталлю є запірний конус, який сприймає ударне навантаження від пружини форсунки та абразивну дію частинок, присутніх у паливі.

У процесі роботи відбуваються тисячі циклів ударного контакту, при яких навантаження передається через вузький притертий поясok шириною $0,2\text{--}0,25 \text{ мм}$ на голці та фасці корпусу розпилювача. Це призводить до наклепу металу, ущільнення поверхневого шару, виникнення втомних мікротріщин, відшарування мікрооб'ємів і їх змивання струменем палива з абразивними домішками.

У результаті цього порушується щільність прилягання голки до сідла, що викликає підтікання палива, погіршення розпилювання, збільшення димності вихлопу і зниження ефективності роботи паливної системи в цілому.

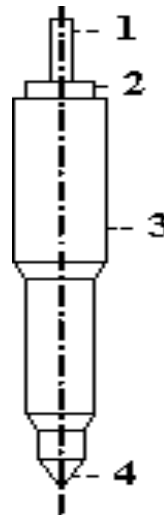


Рисунок 1.6 – Місця зношення поверхні голки

1 - торець хвостовика; 2 - верхнє заплічіко; 3 - напрямна частина; 4 - запірний конус

Зношування елементів форсунки та його вплив на роботу системи живлення

Запірний конус голки зношується нерівномірно: найбільше в середній частині (0,070...0,080 мм), менше біля нижньої основи (0,055...0,060 мм) і ще менше у верхній зоні (0,040...0,075 мм). Унаслідок спільного зношування конуса голки та сідла корпусу розпилювача порушується щільність прилягання. За закритої голки паливо підтікає до і після впорскування, що спричиняє нагароутворення. Через коротку фазу горіння у дизеля (у ~10 разів коротшу, ніж у карбюраторного двигуна) великі краплі не встигають повністю згоріти, утворюючи кокс і нагар на деталях розпилювача, поршнях і компресійних кільцях. За суттєвої втрати герметичності можливий прорив газів із камери згоряння всередину розпилювача, що веде до перегріву деталей, жолоблення або заїдання голки. В експлуатації підтікання проявляється димним вихлопом та падінням потужності.

Найінтенсивніше зношення на циліндричних поверхнях голки зазнає штифт: його форма стає конічною (менша основа звернена до нижнього торця).

Знос по діаметру сягає 0,025...0,030 мм внизу та 0,010...0,120 мм у верхній частині. Зона штифта, що працює у кільцевій щілині соплового отвору, піддається гідроабразивному руйнуванню; довжина борозен і гребенів відповідає товщині стінки соплового каналу. Наявність гострих гребенів на штифті та мікронерівностей на стінках отвору сприяє формуванню струминного (струнного) розпилю, що зумовлює посилене нагароутворення у розпилювачі, на поршні та в камері згоряння. Додатково штифт обмивається гарячими газами, а за наявності активних кислот інтенсифікується корозійний компонент зношування.

Розпилюючий конус у процесі експлуатації зношується повільніше. Типовий вигляд — кільцева западина малої глибини в середній частині твірної. Найбільший знос по діаметру — 0,027...0,029 мм у середній зоні; у верхній (меншій) основі — 0,015...0,017 мм; на нижній кромці — 0,005...0,010 мм (розпилювач РШС-2×250, двигун Д-65). Переважне зношення середини пояснюється тим, що удар паливних струменів припадає саме на цю зону; абразивні частинки знімають мікростружку, залишаючи поздовжні риски, які з часом розмиває потік. Інтенсивність зношення конуса зростає зі збільшенням частоти підйомів голки (внаслідок зносу нижнього торця корпусу форсунки, верхнього заплічка голки та запірних поверхонь).

Під час роботи форсунки голка здійснює численні цикли ударного контакту: верхній торець напрямної частини б'ється об нижній торець корпусу. Велике локальне навантаження на вузькій кільцевій площадці викликає наклеп і пластичне деформування. На крайці верхнього торця з'являються заусениці, які можуть провокувати зависання голки у напрямному отворі. Сумарний знос торця голки, торця корпусу та запірних конусів збільшує висоту підйому голки на 0,16...0,31 мм (за напрацювання ~5000 мотогод), що інколи призводить до 0,70 мм замість нормативних 0,35...0,42 мм. Це підвищує швидкість посадки голки, прискорює розбивання запірних поверхонь і прогресуюче зношення розпилюючого конуса.

У корпусі розпилювача зношуються напрямний отвір, запірне гніздо та

сопловий отвір. Напрямний отвір, як і сполучена поверхня голки, набуває конічності (більша основа донизу); знос біля нижньої кромки — 0,003...0,005 мм, мікрорельєф аналогічний до голки (спільні причини). Запірний конус корпусу зношується утворенням кільцевої канавки (ущільнений наклепаний шар), середня глибина — 0,05...0,08 мм; унаслідок цього голка просідає, і висота її підйому зростає на 0,15...0,20 мм. При цьому розпилюючий конус зміщується відносно кромки соплового отвору, штифт гірше керує струменем — якість розпилу погіршується, а порушення герметичності веде до підтікання.

Сопловий отвір зазнає значного зношення: діаметр збільшується на 0,029...0,078 мм, вихідні кромки заокруглюються, на стінках формуються борозни. У підсумку потерпає дисперсність розпилу. Для багатодіркових розпилювачів критичними є зноси прямого отвору, циліндричної частини голки, соплових каналів і запірного конуса. Виникають як поступові відмови (абразивне зношення), так і раптові (заїдання голки). Прорив гарячих газів у корпус розпилювача сприяє осмоленню та коксуванню, що зменшує зазор, підвищує тертя й порушує рухливість голки. Робочі температури розпилювачів можуть перевищувати 180 °С, що веде до спаду поверхневої твердості.

Наслідок зношення — різке падіння гідравлічної щільності. Перевірка великої вибірки зношених розпилювачів показала: ≈ 90 % не відповідають вимогам щільності; швидкість падіння тиску втричі більша, ніж у нових. За тиску 20 МПа приладу КП-1609Д за перші 10 с нові знижують тиск на 1,0...1,3 МПа, зношені — на 4,3...6,7 МПа; за 50...60 с нові — на 4,0...5,0 МПа, зношені — лише на 1,4...1,5 МПа. Якість розпилу також деградує: ≈ 90 % зношених демонструють крупнокрапельний або струминний факел через низьку щільність, гребінчасту мікрогеометрію штифта/стінок, просідання голки та погіршення впливу її конуса на струмінь. Знос штифта та збільшення діаметра соплового отвору підвищують кільцевий зазор у 1,5...2,0 раза, роблячи його неконцентричним; паливо проходить через більшу щілину, перетин струменя зростає, а умови його розриву погіршуються.

За низької щільності тиск у камері розпилювача наростає повільно —

виникає «мляве», розтягнуте упорскування без чіткого відсічення та з підвищеною витратою. Для нових розпилювачів падіння тиску під час упорскування становить 3...5 МПа, для зношених — 1,2...1,7 МПа. «Глухе» упорскування (незначне зниження тиску) пов'язане з високими гідравлічними опорами через спотворення форми, мікронерівності та порушення концентричності штифта й отвору.

Зі зростанням висоти підйому голки змінюється й подача палива: підвищення до 0,45...0,50 мм (норма 0,35...0,42 мм) дає невелике збільшення, а при 0,60...0,70 мм на номінальних обертах подача зростає на $\approx 3,7\%$. Оскільки надмірна висота підйому спричиняє низку порушень у роботі форсунки, її обов'язково контролюють під час ремонту та регулювання.

Висновок та задачі роботи

Проведений аналіз надійності агрегатів паливної системи та огляд чинних методів діагностування засвідчили, що закономірності впливу зношення ключових тертьових пар «плунжер — втулка» і «голка — сідло» на працездатність системи досліджені недостатньо. Дефіцит інформації щодо величини та характеру зношення базових деталей ускладнює прогнозування зміни функціональних параметрів паливного насоса. Безрозбірні методи контролю нині обмежуються кількома точками вимірювання тиску, що не забезпечує повної інформативності, а також бракує раціональних алгоритмів експрес-перевірки як під час планового діагностування/ремонту, так і при пошуку раптових відмов.

Узагальнені висновки:

1. Паливна апаратура суттєво визначає потужність, економічність, екологічність і надійність дизельного двигуна; плунжерні пари є її критичним елементом.
2. На більшості ремонтних підприємств відсутні достовірні засоби контролю технічного стану плунжерних пар у динамічних умовах.
3. Багато досліджень трактують витрати витоків через зазор плунжерної пари як функцію величини зазору, що коректно лише для нових або

еталонних виробів.

4. Наявні динамічні методики малопродуктивні, а точність оцінки помітно залежить від стану нагнітальних клапанів, форсунок та інших елементів.

Мета роботи: розробити метод динамічної оцінки технічного стану плунжерних пар для умов ремонту та удосконалити технологію їх відновлення.

Завдання досліджень:

- теоретично обґрунтувати зв'язок між зазором у сполученні «плунжер — втулка» та втратами палива (витоками) і впливом цього зв'язку на гідравлічну щільність;

- провести експериментальні дослідження технічного стану плунжерних пар, встановити зв'язок їх зношення з гідрощільністю і максимальним тиском, що розвивається секцією насоса;

- оцінити внесок конічної частини штифта у формування струменя й якість розпилю;

- розробити критерії придатності/відбракування для деталей плунжерної пари та розпилювачів за динамічними ознаками (швидкість наростання тиску, зсув початку впорскування, тривалість упорскування, падіння тиску);

- запропонувати раціональну технологію відновлення (у т.ч. контроль висоти підйому голки, відновлення конусів, корекція зазорів) з підтвердженням економічної доцільності.

2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технологія ремонту плунжерних пар дизельних двигунів

У дизельних двигунах паливний насос високого тиску (ПНВТ) є одним із найскладніших і найдорожчих агрегатів. Його відмова найчастіше зумовлена зношуванням прецизійних робочих поверхонь плунжерних пар, які водночас належать до найвисокоточніших і найдорожчих деталей як у складі насоса, так і всього двигуна.

Загальний вигляд і основні конструктивні елементи плунжерної пари наведено на рис. 2.1. Типова плунжерна пара складається з плунжера (1) та гільзи (2). У гільзі виконано два наскрізні вікна: впускне (2) та перепускне (3), причому впускне розташоване дещо нижче за перепускне. Плунжер має осьовий канал (4), що з'єднаний із двома симетричними гвинтовими (спіральними) канавками (5), які формують відсічну кромку та забезпечують кероване закінчення подачі.

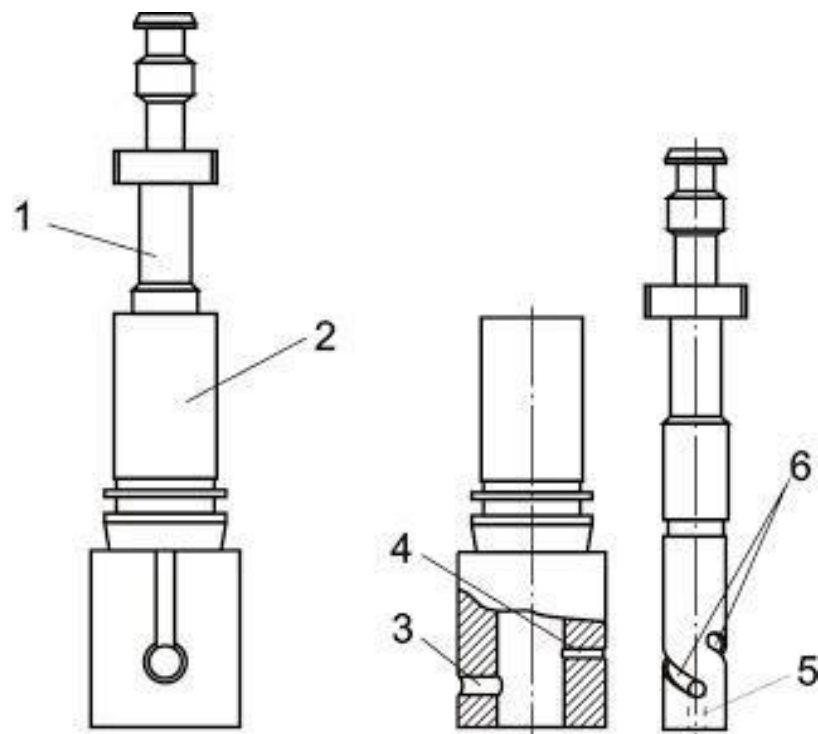


Рисунок 2.1 – Загальний вид і основні конструктивні елементи плунжерної пари

Незважаючи на значну різноманітність типів плунжерних пар, усі вони мають подібну конструктивну схему та виконують ідентичні функції, що зумовлює спільний характер процесів зношування їхніх робочих поверхонь.

Відомо, що деталі плунжерних пар не є взаємозамінними. Згідно із заводською технологією виготовлення, завершальною операцією є селективне складання, під час якого плунжер і гільза підбираються індивідуально за розмірами. Пари комплектуються з радіальним зазором не більше ніж 1,5 мкм, при тому, що самі деталі виготовляються з допуском у межах сотих часток міліметра.

У зв'язку з цим, при відновленні працездатності плунжерних пар у ремонтному виробництві основою технологічного процесу є нове селективне складання з використанням деталей одного типорозміру, що пройшли операцію відновлення геометрії.

Для забезпечення якісного складання «нових пар» необхідною умовою є відновлення циліндричності та точності з'єднувальних поверхонь. Іншими словами, робочі ділянки повинні бути повністю очищені від слідів попереднього зносу, шляхом фінішного шліфування або полірування [13, 14].

Аналіз існуючих варіантів відновлення внутрішніх і зовнішніх циліндричних поверхонь плунжерних пар показав, що найпростішим, економічно вигідним і достатньо точним методом є спільне притирання (перешліфування) плунжера й гільзи з використанням алмазної паст.

Сутність методу полягає в тому, що обидві деталі одночасно виступають інструментом одна для одної:

- при обробці гільзи ріжучим елементом є плунжер;
- при обробці плунжера — гільза.

Такий підхід забезпечує високу точність сполучення, відновлення співвісності, а також прироблення поверхонь, аналогічне до умов їх роботи в реальному насосі.

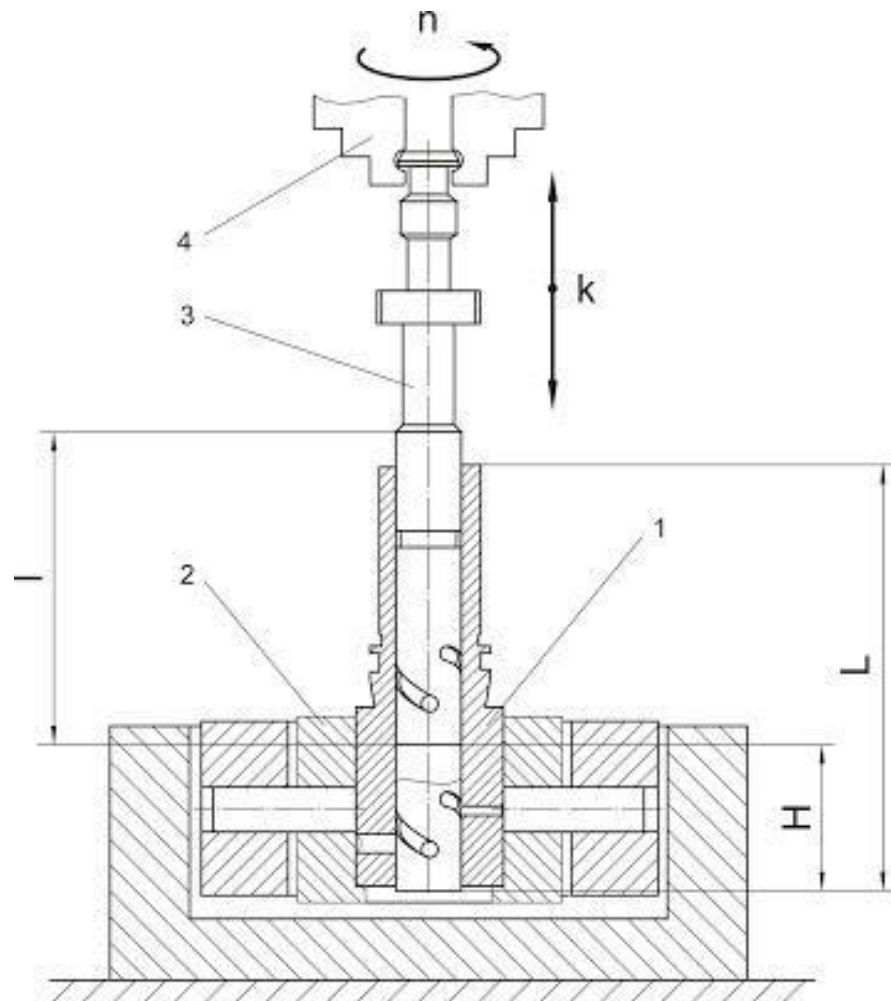


Рисунок 2.2 – Схема спільного притирання (перешліфування) зношених робочих поверхонь плунжера та гільзи плунжерної пари

Схему спільного притирання зношених робочих поверхонь плунжера та гільзи наведено на рис. 2.2.

Згідно з цією схемою, гільза (1) закріплюється у самоустановлювальному патроні (2), що забезпечує її автоматичне центрування відносно осі шпинделя. Плунжер (3) фіксується у шпинделі верстата (4). Під час обробки плунжеру надається обертальний рух із частотою не менше ніж 3000 об/хв, а також зворотно-поступальний рух подачі з частотою близько 1 хід за секунду.

Довжина робочого ходу плунжера повинна становити приблизно половину довжини робочої поверхні гільзи, що забезпечує рівномірне притирання та стабільність розподілу абразивного матеріалу по всій контактній зоні.

У процесі притирання використовується алмазна паста з дрібнозернистим

абразивом, яка забезпечує високу чистоту обробленої поверхні (до $Ra \leq 0,2$ мкм) і відновлення циліндричності деталей у межах 0,5–1,0 мкм, та розраховується за формулою 2.1.

У якості ріжучого (абразивного) матеріалу для спільного притирання слід застосовувати алмазну пасту марки 2/1, яка забезпечує найвищу чистоту обробки поверхонь.

Якщо після обробки пастою 2/1 на робочих поверхнях плунжера та гільзи залишаються сліди зношування або риски, процес необхідно повторити, послідовно використовуючи пасти грубішого зерна — 3/2, а потім 5/3. Така поетапна схема дозволяє досягти оптимального балансу між швидкістю знімання шару та якістю поверхні.

Після завершення притирання плунжерні пари розкомплектовуються, а всі деталі ретельно промиваються в бензині або органічних розчинниках для видалення залишків абразивної пасти та продуктів зношування. Далі відновлені елементи направляються на повторне селективне складання з перевіркою зазорів і герметичності.

Дослідження зміни геометричних параметрів деталей до і після притирання проводилися на плунжерних парах паливних насосів високого тиску дизельних двигунів автомобілів КАМАЗ, що дало можливість оцінити вплив операції перешліфування на точність і зносостійкість відновлених деталей.

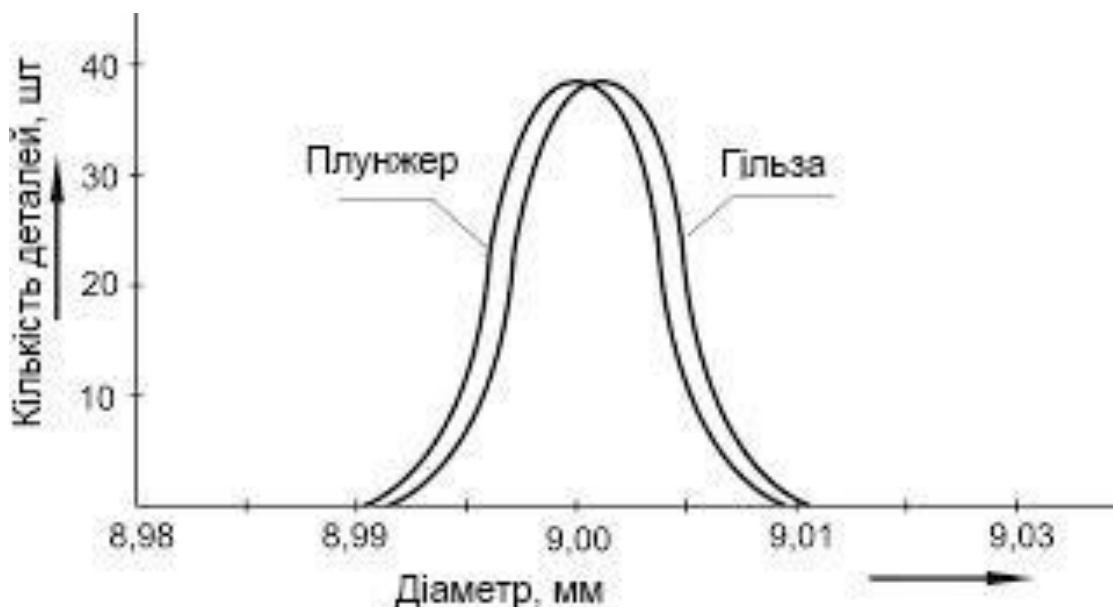


Рисунок 2.3 – Розподіл розмірів плунжера й гільзи до перешліфування

На рис. 2.3 подано розподіл діаметральних розмірів плунжера та гільзи до проведення перешліфування їх зношених поверхонь. Як видно з графіків, діаметр отвору гільзи перевищує діаметр плунжера на частки тисячних міліметра, що визначає величину робочого зазору плунжерної пари.

Після виконання операції притирання (перешліфування) характер розподілу розмірів змінюється. Криві нормального розподілу (рис. 2.4) зміщуються в протилежні боки на величину припуску, що знімається під час обробки.

У середньому, після притирання діаметр плунжера зменшується на 3–5 мкм, тоді як діаметр гільзи збільшується на аналогічну величину, що забезпечує відновлення оптимального зазору та точності посадки деталей.

Практичні дослідження показали, що при нормальних ступенях зношування зняття вказаного припуску повністю усуває пошкоджені шари поверхонь. Деталі, розміри яких після обробки потрапляють у зону 1, мають високу ймовірність сумісного складання у нові пари, оскільки їхні номінальні діаметри перекриваються у допустимому діапазоні, забезпечуючи необхідну герметичність і стабільність роботи вузла.

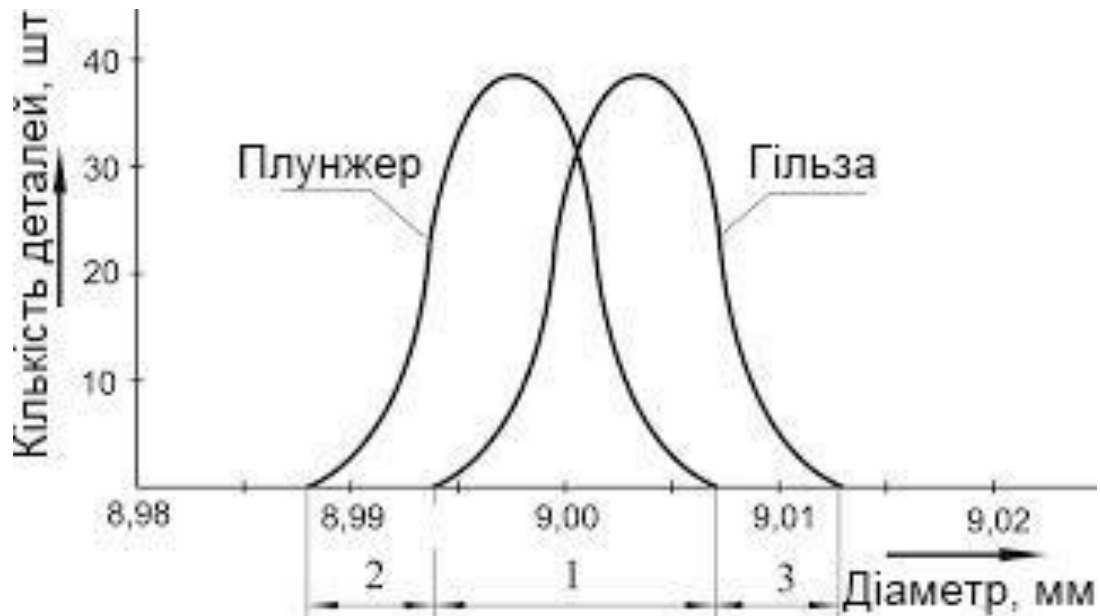


Рисунок 2.4 – Зміна розподілу розмірів плунжерних пар після перешліфування зношених поверхонь.

У процесі дослідження була розроблена спрощена методика нового селективного складання плунжерних пар після відновлення їхніх робочих поверхонь.

Для цього без визначення абсолютного розміру перешліфовані гільзи попередньо розподілялися на групи деталей, близьких за діаметром. Діапазон коливань розмірів усередині однієї групи становив не більше ніж 5 мкм, що забезпечувало достатню точність при подальшому комплектуванні з відповідними плунжерами.

У ролі інструмента для розбиття гільз за розмірними групами застосовувався спеціальний конічний калібр, різниця діаметрів якого становила 0,025 мм. По довжині калібр мав п'ять рівних поділок, позначених ризками та пронумерованих від 1 до 5, що відповідало п'яти розмірним групам.

Приналежність гільзи до певної групи визначалася за глибиною занурення калібру в її отвір. Таким чином, у процесі вимірювання калібр самовстановлювався в гільзі, а глибина входження відповідала фактичному розміру отвору, що дозволяло швидко та без складних вимірювань класифікувати деталі.

Схему методу поділу перешліфованих гільз на розмірні групи наведено

на рис. 2.5.

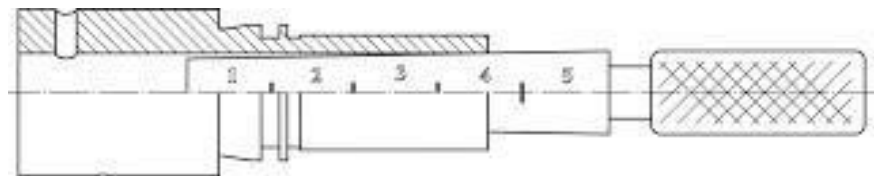


Рисунок 2.5 – Схема методу поділу перешліфованих гільз плунжерних пар на розмірні групи за допомогою конічного калібру.

У результаті проведення попереднього групування кожна деталь була віднесена до одного з п'яти гнізд (розмірних груп), де розміщувалися інші елементи з аналогічними параметрами. Гнізда розташовувалися послідовно за зростанням діаметрів, що значно спрощувало підбір відповідних пар деталей. При такій систематизації підбір гільзи до плунжера потрібного розміру здійснювався швидко та з високою точністю.

Початкове складання нової пари проводилося з невеликим натягом, щоб плунжер щільно, але з можливістю переміщення входив у гільзу. Після цього виконувалося фінішне притирання робочих поверхонь за допомогою алмазної пасти марки 1/0 (із розміром зерна близько 1 мкм), що забезпечувало дзеркальну чистоту поверхні та стабільність зазору.

Практика показала, що коефіцієнт виходу придатних плунжерних пар, зібраних за цією методикою, становить близько 40% від загальної кількості перешліфованих деталей. Решта елементів не підлягають складанню через надмірне відхилення розмірів. Зокрема, плунжери з діаметрами, що потрапляють у зону 2 (рис. 2.4), і гільзи із зони 3 мають невідповідність геометричних параметрів, унаслідок чого зазор у парі перевищує допустиме значення незалежно від комбінації.

Для забезпечення можливості складання таких деталей необхідно збільшити діаметр плунжера шляхом нанесення тонкого зносостійкого покриття товщиною 5–7 мкм.

Проведені дослідження показали, що найбільш доцільним методом відновлення геометрії плунжера є хіміко-гальванічне хромування, яке

забезпечує рівномірний розподіл шару по всій довжині робочої поверхні. Товщина хромового покриття зазвичай становить приблизно 10 мкм, після чого виконується тонке притирання або полірування для відновлення циліндричності та точності розмірів.

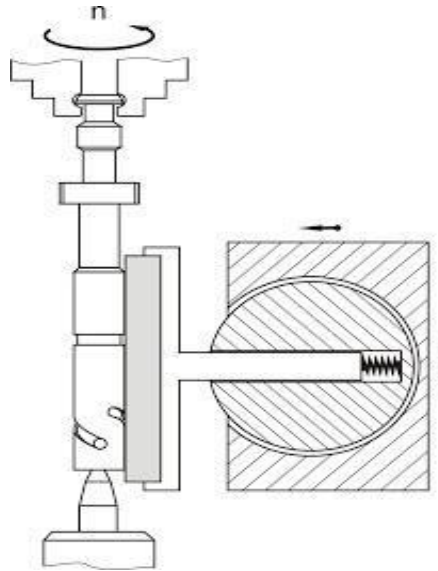


Рисунок 2.6 – Схема пристрою для шліфування робочої поверхні плунжера паливного насоса високого тиску

Практичний досвід показав, що найпростішим і економічно доцільним способом відновлення циліндричності плунжера після нанесення покриття є його шліфування самоустановлювальним бруском, який попередньо шаржується алмазною пастою.

Схему методу обробки наведено на рис. 2.6.

Під час виконання операції плунжер встановлюється в патрон і центр верстата, після чого обертається зі швидкістю не менше 3000 об/хв.

Шліфувальний брусок, притискаючись до поверхні плунжера, самовстановлюється по її профілю, знімаючи виступаючі ділянки покриття, що розташовані вище середньої лінії утворюючої циліндра.

При такій схемі обробки формотворним елементом виступає профіль шліфувального бруска, тому площинність його робочої поверхні повинна бути максимально точною. Оскільки в процесі роботи поверхня бруска зношується, необхідно періодично виконувати його притирання з іншими аналогічними брусками до повного відновлення площинності.

Послідовність відновлення прямолінійності утворюючої циліндричної поверхні плунжера представлена на рис. 2.7.

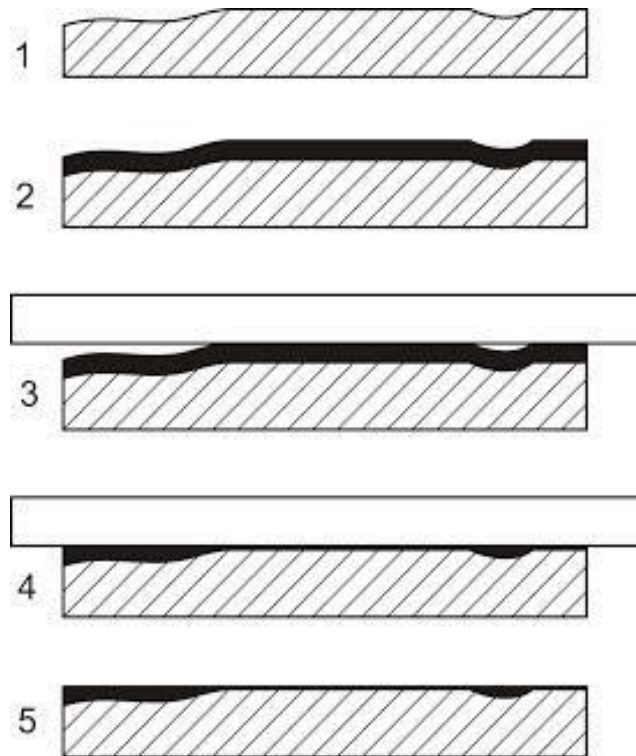


Рисунок 2.7 – Схема відновлення прямолінійності утворюючої циліндричної поверхні плунжера

Комплексний контроль плунжерних пар здійснюється під час перевірки та регулювання паливних насосів високого тиску, у які вони встановлюються. У разі, якщо робочі параметри насоса не відповідають розрахунковим значенням, плунжерні пари підлягають вибраковуванню. Щоб уникнути подібних ситуацій, усі відновлені плунжерні пари повинні проходити 100% контроль на етапі складання.

Найбільш об'єктивним методом оцінки якості складання є визначення швидкості протікання дизельного палива через зазор між плунжером і гільзою, а також вимірювання робочого тиску, який створюється парою під час робочого ходу плунжера.

У ході виконання даної роботи було розроблено спеціальний стенд для контролю якості складання плунжерних пар.

Схематичне зображення конструкції стенда наведено на рис. 2.8.

Основними елементами пристрою є:

- стакан 1, у який встановлюється плунжерна пара 2;
- гайка 3, що щільно притискає гільзу плунжерної пари до денця стакана;
- манометр 4, який з'єднується з робочою порожниною стакана для вимірювання тиску;
- важіль 5 із вантажами 6, які створюють необхідне зусилля на плунжер.

Перед початком випробування стакан заповнюють дизельним паливом, після чого плунжерна пара встановлюється у верхньому положенні плунжера. При опусканні плунжера паливо витісняється лише через зазор між робочими поверхнями плунжера і гільзи, що дозволяє точно оцінити ступінь герметичності та якість збирання пари.

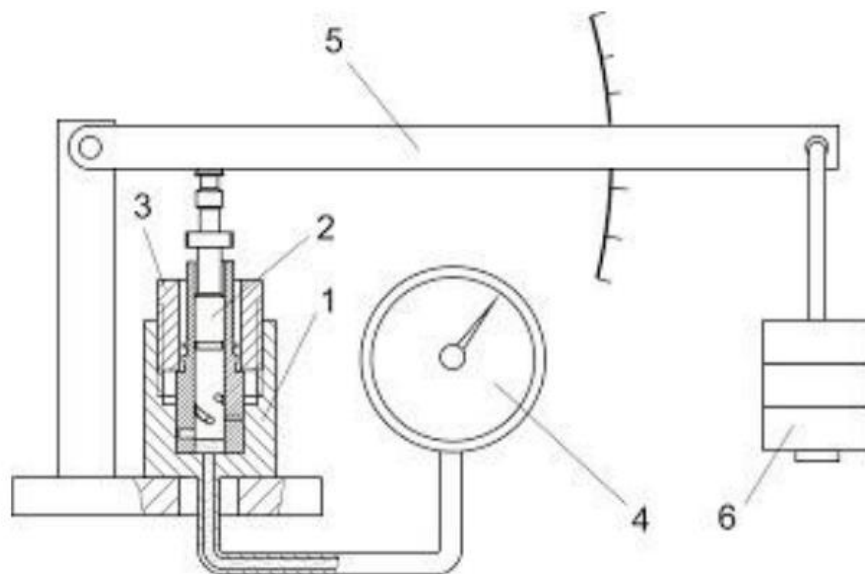


Рисунок 2.8 – Схема стенда для контролю гідравлічної щільності плунжерних пар

Представлений стенд забезпечує можливість об'єктивної оцінки щільності сполучення плунжерної пари та визначення створюваного нею тиску при строго фіксованому навантаженні на плунжер.

Швидкість опускання важеля та показники тиску, зафіксовані манометром, повинні бути попередньо відкалібровані за допомогою еталонних

(нових) плунжерних пар.

У процесі селективного складання плунжерні пари додатково перевіряють за плямою контакту поверхонь сполучення.

Для цього розроблено методику з використанням графітного мастила. Робочі поверхні плунжера та гільзи змащуються тонким шаром мастила, який рівномірно розподіляється по зазору в результаті переміщення плунжера в гільзі. Після цього мастило обережно видаляють із поверхні плунжера, а сам плунжер повторно вставляють і відразу виймають з гільзи. Якщо сполучення виконане якісно, поверхня плунжера після виймання знову буде рівномірно вкрита тонким шаром мастила. Поява світлих (незмазаних) плям на поверхні плунжера вказує на порушення рівномірності контакту, що є неприпустимим.

Окрім цього, зазор у сполученні плунжера й гільзи може бути визначений непрямим методом. Для цього було створене спеціальне вимірювальне оснащення, схему якого подано на рис. 2.9.

Суть методу полягає в тому, що величину зазору визначають за амплітудою хитання плунжера в гільзі, коли він занурений приблизно на $1/10$ своєї довжини. Як видно зі схеми, відхилення стрілки індикатора при прикладанні знакозмінного навантаження до плунжера прямо пропорційне величині зазору.

Для плунжерних пар дизельного двигуна КамАЗ встановлено, що розмах хитання кінця плунжера при зануренні на 5 мм не повинен перевищувати 0,02 мм. У цьому випадку діаметральний зазор у сполученні не перевищує 2 мкм, що відповідає технічним вимогам до прецизійних з'єднань.

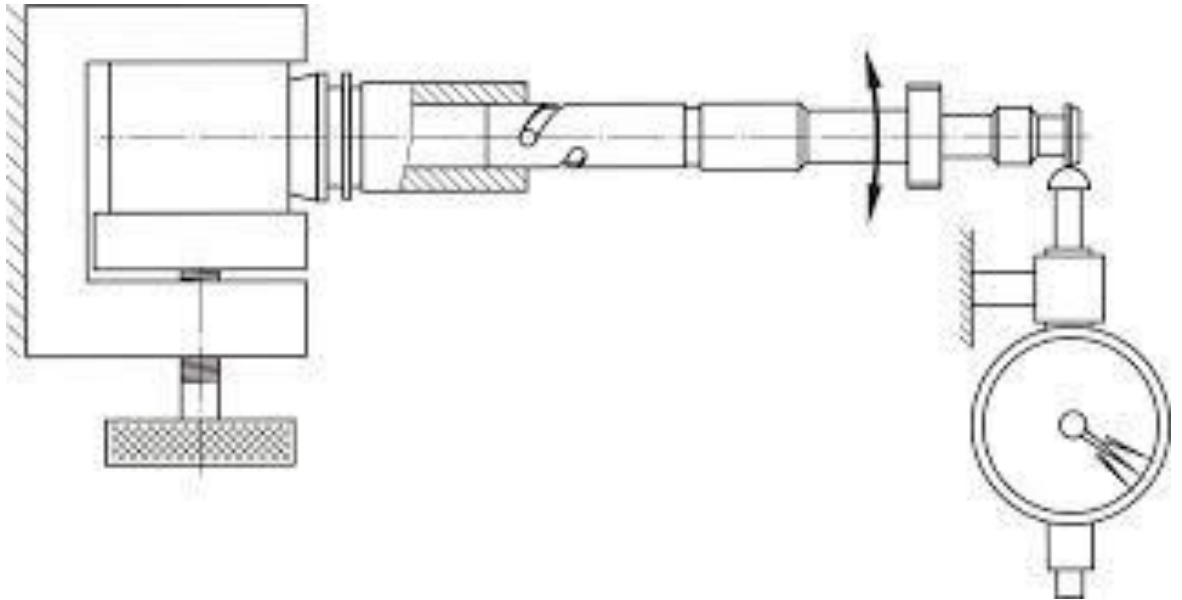


Рисунок 2.9 – Схема пристрою для визначення величини зазору в плунжерній парі по розмахові хитання плунжера

Запропонований спосіб контролю плунжерних пар є досить простим у реалізації, об'єктивним і надійним у практичному застосуванні. Його доцільно використовувати як перший етап перевірки, після чого здійснюється контроль плями контакту сполучених поверхонь, а далі — випробування на герметичність за величиною витоків дизельного палива. Такий послідовний підхід забезпечує повноцінну оцінку технічного стану плунжерної пари на всіх етапах її відновлення та складання.

Висновок

Теоретичний аналіз зв'язку між наростанням тиску в надплунжерній порожнині та технічним станом плунжерної пари дав змогу обґрунтувати доцільність розробки методу визначення її працездатності саме за параметрами зміни тиску.

Встановлено залежність між зміною пускової циклової подачі палива та кутом наростання тиску, що дозволяє оцінювати довговічність плунжерних пар під час контролю їх технічного стану.

Розроблено технологічний процес відновлення плунжерних пар паливних насосів високого тиску та методику контролю якості їх селективного складання, що забезпечує підвищення точності й надійності агрегатів.

Визначено зону обслуговування ремонтної майстерні, яка становить приблизно 26 км у діаметрі, що відповідає вимогам ефективної організації сервісного обслуговування дизельної техніки.

3. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

3.1 Програма і загальна методика експериментальних досліджень

У відповідності до поставлених завдань, програма експериментальних досліджень передбачала такі етапи:

1. Провести аналіз технічного стану агрегатів паливної системи, що надходять у ремонт, з метою виявлення найтипівіших відмов.
2. Здійснити збір і статистичну обробку даних про зміну параметрів технічного стану (ПТС) агрегатів паливної системи залежно від напрацювання.
3. Дослідити взаємозв'язок між структурними та діагностичними параметрами для розробки методики оцінки технічного стану сполучення «втулка – плунжер» у процесі випробувань та контрольних обкатувань.

Інформацію про технічний стан агрегатів паливної системи збирали як безпосередньо в господарствах, так і у спеціалізованих ремонтних майстернях. Зняті з машин паливні насоси перевірялися на стендах типу КИ-15711 і „Bosch” із використанням відповідного контрольно-вимірювального обладнання. Після ремонту насоси встановлювали на спеціальні стенди, де вони під'єднувалися до установки „Bosch”, що виконувала функції приводу і забезпечувала створення робочого тиску.

Кількість дослідів під час лабораторних випробувань визначали з урахуванням необхідної надійності 0,90 і допустимої похибки 10 %. Через відсутність статистичних даних про повторюваність результатів приймали мінімальну кратність досліду — триразову. Граничні значення структурних параметрів технічного стану визначали за методикою, що дозволяла оцінити взаємозв'язок між якістю відновлення деталей, витоками палива та працездатністю паливного насоса.

Для зменшення обсягу робіт при побудові функціональних залежностей між параметрами технічного стану і напрацюванням застосовували статистичний метод періодичних спостережень (разових обстежень) агрегатів. Вибірка насосів формувалася так, щоб забезпечити довірчу ймовірність 0,9 і відносну похибку результатів не більше 0,15. Як робочу рідину

використовували дизельне паливо. Обробку результатів здійснювали методом найменших квадратів, підбираючи апроксимуючі функції, які найкраще узгоджувалися з експериментальними даними.

Результати теоретичних досліджень, подані в попередньому розділі, дали змогу визначити структурні параметри плунжерних пар, що впливають на ефективність їхньої роботи. Було встановлено, що взаємозв'язок між структурними та функціональними параметрами має складний характер, а більшість функціональних параметрів залежать від режимів роботи, тому важко виділити один, що точно характеризував би технічний стан плунжерної пари. Достовірність теоретичних висновків може бути підтверджена лише експериментально.

Експериментальна програма передбачала кілька ключових напрямів:

- По-перше, дослідження розмірів і зон зношування прецизійних поверхонь плунжерних пар типів УТН і ЯМЗ, відібраних у ремонтних підприємствах.

- По-друге, проведення порівняльних випробувань на гідравлічну та пневматичну щільність. Гідрощільність є найпоширенішим критерієм оцінки технічного стану при виробництві та ремонті, тому фіксували кут повороту плунжера у втулці та активний хід плунжера. Метод визначення пневмощільності, менш відомий у практиці, досліджувався шляхом планування багатофакторного експерименту.

- По-третє, для перевірки теоретичних положень планувалося дослідити залежність часу фронту наростання імпульсу тиску в надплунжерному просторі та ефективного перерізу зазору від зміни циклової подачі палива під час пускового режиму.

- По-четверте, у ході безмоторних експериментів передбачалося визначити найінформативніший показник оцінки технічного стану плунжерних пар і обґрунтувати режим їхнього випробування.

- П'ятий етап полягав у розробці, перевірці ефективності та впровадженні у виробництво динамічного методу випробування плунжерних

пар.

Аналіз літературних джерел допоміг уточнити невирішені питання у сфері оцінювання технічного стану плунжерних пар. Спостереження за їх відмовами в умовах експлуатації дизельної апаратури дозволили виділити основні структурні й функціональні параметри та розрахувати потенційну ефективність динамічного методу випробувань.

Теоретична частина роботи передбачала дослідження впливу зношування на тривалість фронту наростання тиску в надплунжерному просторі, визначення найбільш інформативних зон сигналу та вибір оптимального режиму випробувань. Експериментальна частина була спрямована на аналіз геометрії зношених ділянок, оцінку існуючих методів контролю, виділення діагностичних параметрів імпульсу тиску та встановлення оптимальних умов тестування.

Узагальнення отриманих результатів, створення методу та пристрою для випробування, а також перевірка у виробничих умовах дозволять оцінити практичну ефективність динамічного методу, уточнити технологію діагностування технічного стану плунжерних пар і визначити трудомісткість його впровадження. Перед початком експериментів необхідно детально обґрунтувати об'єкт дослідження, що буде розглянуто в наступному підрозділі.

3.2 Об'єкт дослідження

Під час вибору конкретного об'єкта дослідження було враховано такі основні міркування:

- поширеність паливних насосів високого тиску обраної марки в агропромисловому секторі України;
- стан ремонтної бази та наявність засобів діагностики для певних типів паливної апаратури;
- можливість узагальнення отриманих результатів і їх застосування до інших типів паливних систем аналогічного конструктивного виконання.

У складі тракторного парку агропромислового комплексу понад 50 % машин експлуатуються з паливними насосами високого тиску типу УТН, що

робить їх найпоширенішими в практиці технічного обслуговування. У ремонтному виробництві відзначається дефіцит плунжерних пар цього типу, що зумовлено кількома чинниками:

- запасні плунжерні пари, які постачаються як комплектуючі, часто мають знижену гідравлічну щільність, унаслідок чого вибраковуються під час перевірки;
- на окремих ремонтних підприємствах, через нестабільність результатів і відсутність необхідного контрольно-випробувального обладнання, плунжерні пари, що надходять у ремонт, не перевіряються належним чином і часто підлягають повній вибраковці;
- відсутні ефективні засоби оцінки технічного стану плунжерних пар за діагностичними показниками, які безпосередньо пов'язані з параметрами роботи секції високого тиску, а також не забезпечують необхідну продуктивність контролю.

Беручи до уваги ці обставини, об'єктом дослідження обрано плунжерні пари типу УТН [16], що є найбільш розповсюдженими у вітчизняній аграрній техніці. Водночас, з огляду на тенденцію до використання енергонасичених тракторів та зростання частки двигунів підвищеної потужності, у дослідження було включено також плунжерні пари типу ЯМЗ [17].

Дослідження причин відмов, а також відбір плунжерних пар для експериментів здійснювалися на ремонтному підприємстві ТОВ „Терра”, що спеціалізується на капітальному ремонті автотракторних двигунів, гідравлічних і паливних систем. Частина дослідницьких робіт виконувалася у господарствах Кіровоградської області, а також на кафедрі ремонту машин та на підприємстві „Індустріал сервіс” м. Запоріжжя.

Для формування статистичної бази використовувалися дані, отримані на підприємствах:

- „Автодизель” (м. Дніпро);
- „ІМПЕЛ” (м. Мелітополь);
- „Індустріал сервіс” (м. Запоріжжя).

Усі плунжерні пари, відібрані для проведення експериментальних досліджень, попередньо маркувалися для забезпечення простежуваності результатів і зберігалися в індивідуальних касетах, що унеможлиблювало їх механічні пошкодження чи змішування.

3.3 Дослідження мікрогеометрії плунжерних пар

Під час виготовлення плунжерних пар допустимі відхилення прецизійних поверхонь становлять приблизно 10^{-3} мм. Навіть незначна зміна геометрії або форми робочих поверхонь плунжера та втулки може спричинити суттєві коливання вихідних параметрів роботи секції високого тиску. При цьому зона розташування відхилення або зношування також має вирішальне значення, оскільки локальні дефекти впливають на герметичність, рівномірність подачі палива та стабільність тиску.

Враховуючи це, до вимірювального обладнання, призначеного для контролю прецизійних поверхонь, висувалися такі основні вимоги:

1. Забезпечення збільшення вертикальних відхилень не менше ніж у 1000 разів для підвищення точності вимірювань;
2. Можливість визначення відхилень від правильної геометричної форми як на зовнішній поверхні плунжера, так і на внутрішній поверхні втулки;
3. Здійснення вимірів через інтервали 0,5 мм по всій довжині зовнішньої прецизійної поверхні плунжера та внутрішньої поверхні втулки;
4. Автоматичне фіксування результатів вимірювань у кутових координатах для подальшої обробки та аналізу.

Для дослідження мікрогеометрії прецизійних поверхонь плунжерних пар використовувався профілограф «Talysond» (Велика Британія) (рис. 3.1). Цей прилад забезпечує вертикальне збільшення відхилень до 1000 разів, що дозволяє фіксувати навіть мікроскопічні нерівності поверхні. Плунжер і втулка закріплюються на призмі за допомогою магнітного тримача, який гарантує стабільність положення зразка під час вимірювань.

Для контролю переміщення столика у вертикальному напрямку додатково встановлюється індикаторна головка з ціною поділки 0,01 мм, що

дозволяє точно фіксувати положення вимірювальної системи. Вимірювальна голка приладу автоматично переміщується по колу, а самописець на термопапері будує круглограму, на якій у кутових координатах відображаються всі відхилення від ідеальної геометрії.

Дослідження проводяться на кількох плунжерних парах по всій довжині їхніх прецизійних поверхонь із інтервалом 0,5 мм. Основні вимірювання здійснюються у двох контрольних зонах:

- на відстані 1 мм від торця плунжера;
- на 1 мм вище впускного отвору втулки.

Перед зняттям показників усі прецизійні поверхні проходять знежирення та очищення, що усуває вплив забруднень і мастильних залишків на результати вимірювань. Такий підхід забезпечує високу достовірність отриманих даних та дозволяє об'єктивно оцінити стан робочих поверхонь плунжерної пари.



Рисунок 3.1 – Профілограф «Talyrond» для дослідження мікро геометрії плунжерних пар



Рисунок 3.2 – Перевірка плунжера

3.4 Випробування плунжерних пар на гідравлічну щільність

Гідравлічна щільність є основним діагностичним показником, який широко застосовується як на заводах-виробниках, так і на ремонтних підприємствах для оцінки технічного стану плунжерних пар.

Під цим параметром розуміють час перетікання технологічної рідини, стислої в надплунжерному просторі, через зазор між плунжером і втулкою. Саме цей показник найбільш повно характеризує стан прецизійного сполучення та рівень його герметичності.

Під час проведення випробувань на гідрощільність необхідно дотримуватися таких нормативних вимог:

1. Кінематична в'язкість технологічної рідини повинна становити 9,9–10,9 мм²/с;
2. Тиск у надплунжерному просторі підтримується на рівні $19,61 \pm 0,98$ МПа;
3. Прилад має забезпечувати регулювання та фіксацію кута повороту плунжера у втулці;
4. Під час досліду обов'язково здійснюється вимір активного ходу плунжера.

Усі зазначені вимоги виконує прилад КИ-3369 (рис. 3.3), який

використовується для лабораторних і виробничих випробувань плунжерних пар на гідравлічну щільність. Цей прилад дозволяє не лише визначати час перетікання рідини, а й одночасно вимірювати активний хід плунжера.

Принцип роботи приладу КИ-3369:

- Гідравлічна щільність визначається автоматичним секундоміром із ціною поділки 0,1 с і межами вимірювання до 10 хв;
- Активний хід плунжера вимірюється потенціометром, сигнал з якого перетворюється в електричний імпульс і відображається на шкалі мікроамперметра;
- Діапазон вимірювання активного ходу становить 0–10 мм, з ціною поділки 0,1 мм.

Для забезпечення стабільності та відтворюваності результатів:

- У конструкції приладу передбачено поворотну установчу втулку, що дає можливість фіксувати положення плунжера під різними кутами відносно втулки;
- Ущільнення торця втулки здійснюється за допомогою пневмоциліндра, що виключає втрати рідини та забезпечує герметичність системи;
- Набір каліброваних вантажів різної маси дозволяє створювати заданий тиск технологічної рідини в надплунжерному просторі;
- Для підвищення точності вимірювань застосовується гідропідсилювач, який забезпечує плавну передачу зусилля від вантажу до штока.

Завдяки такій конструкції прилад КИ-3369 дає змогу отримувати високоточні та відтворювані результати, що дозволяє використовувати його як еталонний засіб контролю гідравлічної щільності плунжерних пар у процесі виготовлення, ремонту та експлуатаційної перевірки паливних насосів.

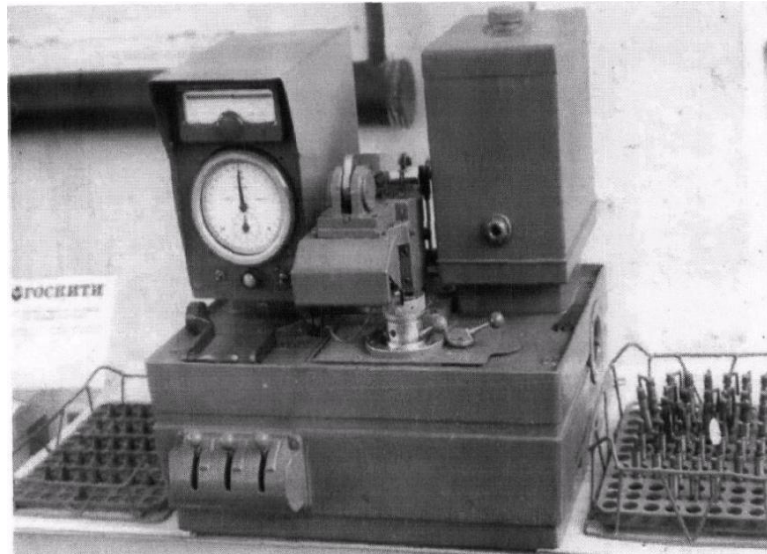


Рисунок 3.3 – Прилад КИ-3369 для випробувань плунжерних пар на гідроцільність.

Технологічну рідину для проведення випробувань готують шляхом змішування дизельного палива з дизельним маслом у визначених пропорціях, що забезпечують необхідну в'язкість та мастильні властивості. Такий склад максимально наближений до реальних умов роботи плунжерної пари в паливній системі дизеля, але при цьому стабільний і придатний для лабораторних вимірювань.

Контроль в'язкості приготованої рідини здійснюється за допомогою віскозиметра, який встановлюють у вертикальному положенні в рідинному термостаті. Рівень води в термостаті підтримують так, щоб він був на кілька сантиметрів вищим за верхню частину розширення капіляра віскозиметра, що забезпечує рівномірне прогрівання робочого об'єму рідини.

Процедура вимірювання проводиться у такій послідовності:

1. Термостат із встановленим віскозиметром нагрівають до температури 20 °С і витримують прилад не менше 15 хвилин для стабілізації температури та в'язкісних характеристик рідини.
2. За допомогою гумової груші засмоктують підготовлену технологічну рідину у капіляр віскозиметра до верхньої відмітки.
3. Фіксують час проходження рідини від верхньої до нижньої

контрольної позначки за секундоміром.

Після цього кінематичну в'язкість рідини розраховують за формулою 3.1 [19]:

де: V – кінематична в'язкість рідини, сСт (сантистокси);

T – час витікання рідини, с;

g – прискорення сили тяжіння у місці проведення вимірювань, см/с².

Для забезпечення достовірності результатів кілька плунжерних пар піддавалися випробуванням при різних кутах повороту плунжера у втулці з інтервалом 10°. Такий підхід дозволяє оцінити рівномірність зношування прецизійних поверхонь та вплив орієнтації плунжера на герметичність сполучення.

Основна частина дослідів проводилась при куті повороту, визначеному заводом-виробником, що відповідає реальним умовам експлуатації секції високого тиску.

Перед проведенням випробувань усі плунжерні пари ретельно промивали у чистому дизельному паливі для видалення залишків масла, пилу чи абразивних частинок, які могли б вплинути на точність результатів.

Кожну пару перевіряли не менше трьох разів, поки не отримували стабільні показники гідравлічної щільності, що свідчило про правильність умов експерименту та надійність методики вимірювання.

3.5 Дослідження наростання тиску у надплунжерному просторі

У розділі II теоретично була отримана залежність тривалості фронту наростання тиску в надплунжерному просторі від ефективного прохідного перетину зазору в плунжерній парі. Для перевірки достовірності цих теоретичних положень необхідно було провести експериментальні дослідження, які б дозволили встановити вплив ступеня зношування плунжерних пар на зміну параметрів імпульсу тиску.

Виходячи з поставлених завдань, до експериментальної установки висувалися такі основні вимоги:

1. Забезпечення можливості дослідження імпульсу тиску в діапазоні

від 0 до 40 МПа;

2. Регулювання швидкісного режиму у межах від 60 до 1400 хв⁻¹;
3. Здійснення вимірювання часових інтервалів із точністю до 1×10^{-6} с;
4. Можливість оцінки технічного стану плунжерних пар у динаміці, без впливу похибок, зумовлених роботою нагнітального клапана, форсунки або паливопроводу високого тиску;
5. Забезпечення умов для спостереження та фотографування імпульсу тиску.

Для реалізації цих вимог експериментальні дослідження проводилися на контрольно-регулювальних стендах „Bosch” (Німеччина) (рис. 3.3, 3.4) та КИ-15711, які дозволяють змінювати швидкість обертання привідного вала в діапазоні від 40 до 3000 хв⁻¹.

Стенди оснащені електронними вимірювальними блоками, що забезпечують контроль частоти обертання з похибкою не більше $\pm 0,6$ хв⁻¹.

На стенді встановлювалася спеціальна випробувальна установка, що являє собою одноплунжерний паливний насос без нагнітального клапана, паливопроводу та форсунки. Надплунжерна порожнина в цій установці замикається поршневим гідроаккумулятором, який імітує пружні властивості паливної магістралі та забезпечує стабілізацію тиску.

У з'єднувальному каналі між надплунжерною порожниною та гідроаккумулятором встановлювався п'єзоелектричний датчик тиску фірми AVL (Австрія) із робочим діапазоном 0–50 МПа.

Сигнал із датчика передавався через електронний підсилювач на осцилограф типу С1-75 (рис. 3.5), який дозволяє досліджувати форми безперервних, імпульсних, а також одиничних або рідко повторюваних сигналів.

Осцилограф працює в діапазоні напруг від 20 до 25 В і дає змогу проводити вимірювання у часових інтервалах від 8 с до 1 с.

Отримані осцилограми використовуються як для візуального аналізу

форми імпульсу, так і для фотографічної фіксації даних, що забезпечує можливість подальшої кількісної обробки результатів.

Запуск розгортки осцилографа здійснюється автоматично від сигналу безконтактного індукційного датчика БВК-24, встановленого на маховику стенда, який синхронізує початок запису із моментом переміщення плунжера. Завдяки такій схемі експериментальна установка забезпечує високу точність, відтворюваність і динамічність вимірювань, що дозволяє достовірно визначити залежність параметрів імпульсу тиску від ступеня зношування плунжерних пар.

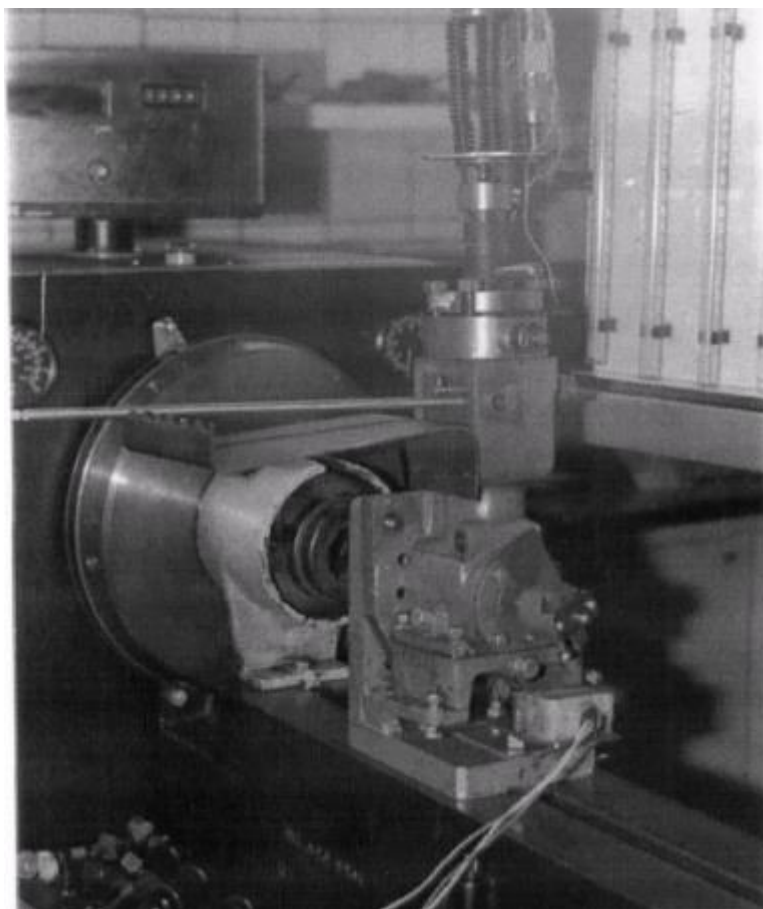


Рисунок 3.4 – Установка для дослідження імпульсу тиску палива, встановлена на стенді «Bosch».

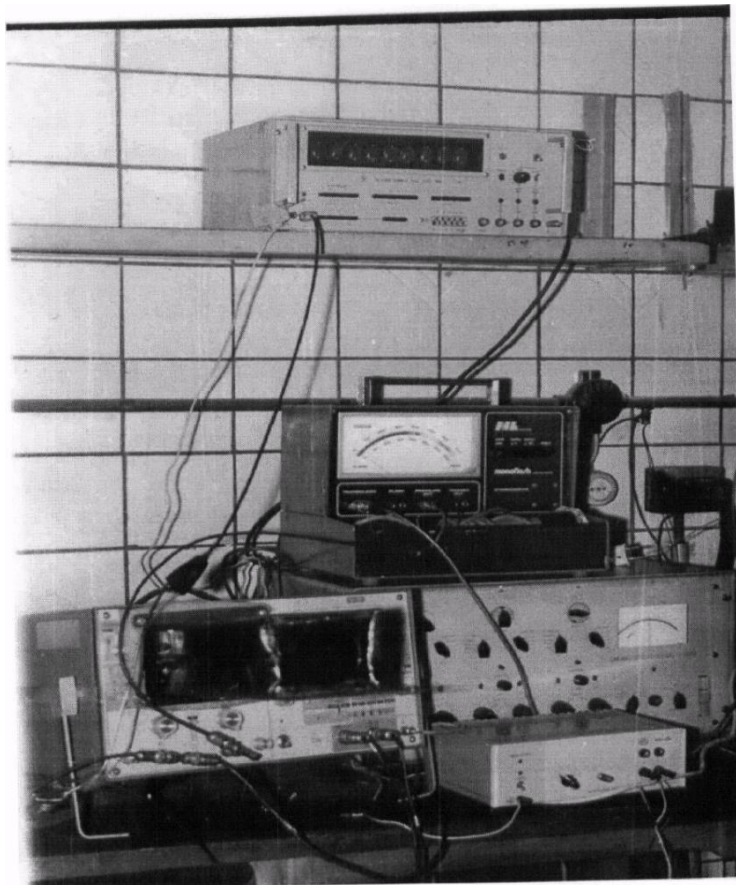


Рисунок 3.5 – Контрольно – реєструюча апаратура, для дослідження імпульсу тиску палива

Для вимірювання часових інтервалів у процесі дослідження фронту наростання тиску застосовується частотомір типу 43-33, який забезпечує роботу в діапазоні від 10^{-6} до 100 с. Така точність дозволяє фіксувати навіть короткочасні зміни тиску, що виникають у надплунжерному просторі під час руху плунжера.

Рух поршня гідроаккумулятора контролюється за допомогою індукційного датчика YWT302, сигнал з якого подається на підсилювач ИМ-131, а потім — на другий канал осцилографа.

Застосування двопробеневого осцилографа С1-75 дає змогу одночасно спостерігати та фотографувати два процеси:

- зміну тиску в надплунжерному просторі;
- переміщення поршня гідроаккумулятора.

Настроювання і контроль гідроаккумулятора виконуються шляхом під'єднання його до приладу для контролю та регулювання форсунок

«Testmaster» фірми *Hartridge* (Велика Британія) (рис. 3.6).

У процесі створення тиску в надплунжерному просторі фіксується момент початку переміщення поршня, що відповідає тиску його підйому. Регулювання тиску початку ходу здійснюється підтягуванням підтискних пружин, що дозволяє точно задати межі спрацьовування гідроаккумулятора.

На цьому ж приладі проводиться тарування п'єзоелектричного датчика тиску, а індуктивний датчик переміщення калібрується за допомогою індикаторної головки з високою точністю показань.

Дослідження фронту наростання тиску проводиться з використанням плунжерних пар різного ступеня зношування. Для цього вони по черзі встановлюються у вимірювальний пристрій. Зверху на плунжерну пару монтується сідло нагнітального клапана, яке підтискається гідроаккумулятором, створюючи умови, близькі до реальних робочих процесів у паливній секції.

Конструкція пристрою дозволяє змінювати кут повороту плунжера у втулці, тим самим регулюючи активний хід плунжера.

Тривалість фронту наростання тиску вимірюється як за допомогою частотоміра, так і безпосередньо на екрані осцилографа, при цьому вимірювання здійснюються при різних кутових положеннях плунжера з інтервалом приблизно 3° .

У тих самих кутових положеннях визначається циклова подача палива при швидкості обертання $n = 100 \text{ хв}^{-1}$. Для цього з корпусу пристрою знімають гідроаккумулятор і замість нього встановлюють нагінальний клапан, штуцер, паливопровід високого тиску та форсунку.

Далі за допомогою методу “проливки” визначається активний хід плунжера. Для цього нагнітальний клапан знову знімається, а до штуцера приєднується тонка скляна трубка. У надплунжерній порожнині створюється тиск палива $0,03 \text{ МПа}$, після чого стенд прокручують вручну за маховик. На шкалі маховика фіксують кути початку та закінчення витікання палива з трубки, що відповідає положенню початку й кінця активного ходу плунжера.

Такий підхід забезпечує високу точність та відтворюваність результатів,

дозволяючи визначити залежність між ступенем зношування плунжерної пари, динамікою тиску та характеристиками подачі палива.



Рисунок 3.6 – Настроювання гідроаккумулятора експериментальної установ- ки на приладі КИ 15706

Після завершення фіксації кутів початку та закінчення витікання палива знімають штуцер, щоб отримати безпосередній доступ до верхньої частини плунжера.

Далі за допомогою індикаторної головки високої точності виконують вимірювання ходу плунжера між двома раніше відміченими положеннями — початком і кінцем активного ходу.

Це вимірювання дозволяє визначити фактичну величину активного ходу плунжера, що є одним із ключових параметрів при оцінці технічного стану плунжерної пари. Отримані результати використовуються для порівняння з нормативними даними заводу-виробника та для аналізу впливу зношування на

зміну характеристик подачі палива і динаміку процесу наростання тиску в надплунжерному просторі.

3.6 Методика дослідження максимального тиску, що розвивається в плунжерних парах і безмоторних досліджень

Оцінювання технічного стану плунжерних пар за максимальним тиском, що розвивається, проводилося на стенді КИ-15711, на який встановлювався шестисекційний паливний насос високого тиску ЯЗТА без регулятора подачі палива. Як робоча рідина використовувалося дизельне паливо марки Л відповідно до ГОСТ 305-82, з кінематичною в'язкістю $4,5 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температурі 25 °С.

Температура палива в баку стенда підтримувалася автоматично за допомогою терморегулятора, що забезпечувало сталість умов експерименту. Тиск палива на вході у паливний насос створювався стендовим підкачувальним насосом і становив 0,11 МПа [22]. Максимальний тиск, що розвивався у секціях насоса, вимірювався манометром високої точності.

Для кожного положення плунжера виконували не менше трьох повторних вимірів, після чого обчислювалося середнє значення тиску, яке використовувалося для оцінки технічного стану пари.

До поворотної втулки плунжера кріпилася вказівна стрілка, а на корпусі ПНВТ була закріплена градуйована шкала. Поворот плунжера у втулці здійснювався за допомогою рейки паливного насоса, положення якої потім фіксувалося в корпусі ПНВТ. Нульовим положенням (початком відліку кута повороту плунжера) вважалося таке розташування, коли вісь отвору плунжера збігається з віссю отворів втулки, тобто забезпечується повне співпадіння каналів подачі палива.

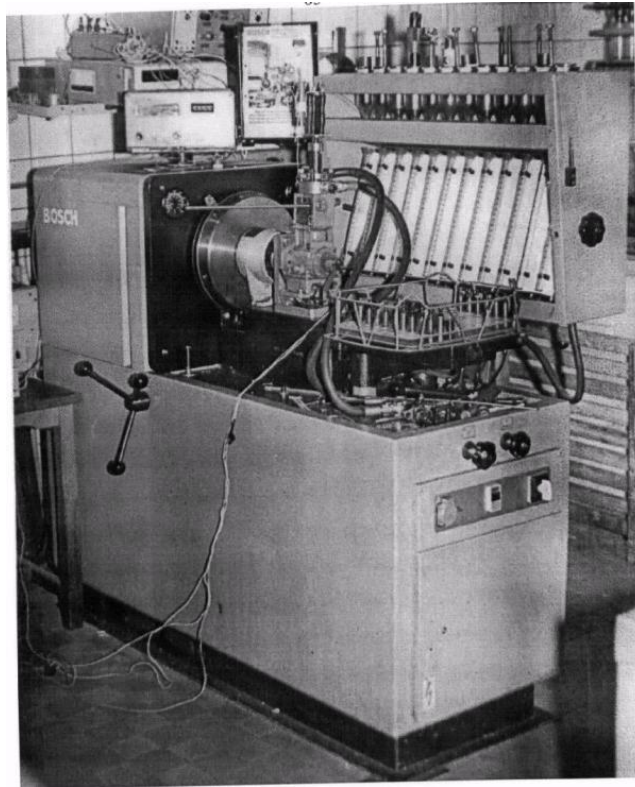


Рисунок 3.7 – Контрольно - регулювальний стенд « Bosch » для безмоторних досліджень плунжерних пар.

3.7 Дослідження технічного стану плунжерних пар

Для проведення експериментальних досліджень були використані плунжерні пари, виготовлені на Ярославському заводі паливної апаратури (ЯЗТА) та Ногінському заводі паливної апаратури (НЗТА). Дослідні зразки мали різний термін напрацювання в умовах експлуатації машинно-тракторного парку Дніпропетровської та Запорізької областей, що дозволило отримати репрезентативні результати для різних ступенів зношування.

За результатами обробки профілограм, отриманих за допомогою приладу «TALYROND» (рис. 3.8, 3.9), встановлено, що основні робочі поверхні плунжерних пар зазнають незначного та відносно рівномірного зношування. Відхилення від ідеальної форми кола не перевищують 0,2 мкм [20], що свідчить про високу точність виготовлення та якість матеріалу прецизійних поверхонь.

Найінтенсивніше зношування спостерігається на поверхні плунжера, розташованій навпроти впускного отвору втулки. Ці ділянки мають характерний вигляд і можуть бути виявлені візуально: чиста блискуча поверхня

у місцях зносу набуває матового відтінку, а при значному зношуванні стають помітними поздовжні риси і гребінчаста структура поверхні (рис. 3.10).

Для плунжерів типу ЯМЗ характерне жолобоподібне зношування, що простягається вздовж осі плунжера. Найбільша глибина зношування спостерігається у верхній частині головки плунжера і поступово зменшується в напрямку до її середини (рис. 3.11). Зокрема, на відстані близько 0,5 мм від торця головки максимальна глибина зношування досягає приблизно 25 мкм (рис. 3.12).

У зоні максимального зносу блискуча прецизійна поверхня втрачає свій полірований блиск, набуваючи матового відтінку з чітко вираженими поздовжніми слідами тертя. При переміщенні вздовж головки плунжера глибина зношування зменшується, однак ширина зони зношення залишається практично сталою, що свідчить про локальний характер навантаження в процесі роботи плунжерної пари.

Отримані результати підтверджують, що навіть невелике відхилення мікрогеометрії поверхонь може суттєво впливати на гідравлічну щільність, рівномірність подачі палива та довговічність роботи паливної апаратури, що визначає необхідність точного контролю стану прецизійних елементів під час ремонту та діагностики.

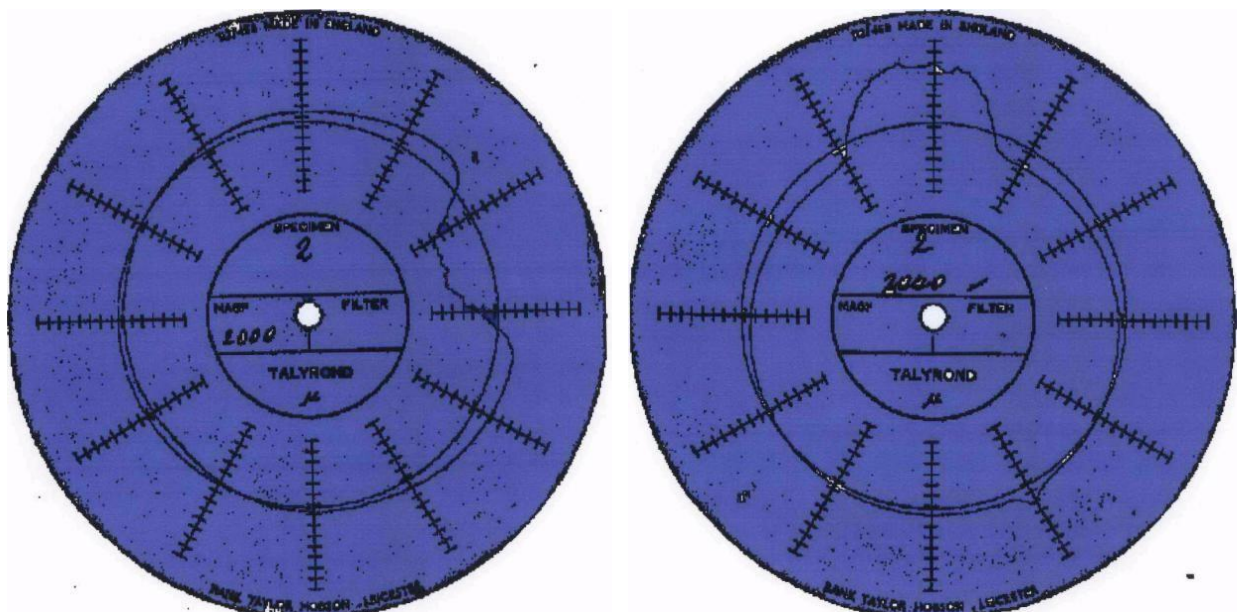


Рисунок 3.8 – Профілографи зношування плунжерів

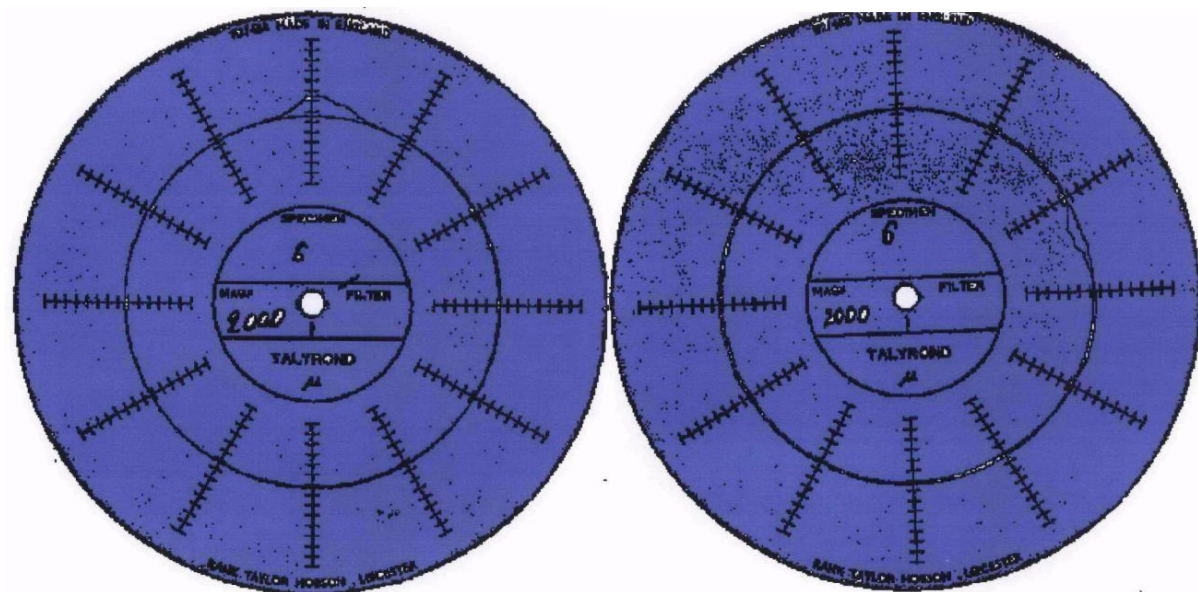
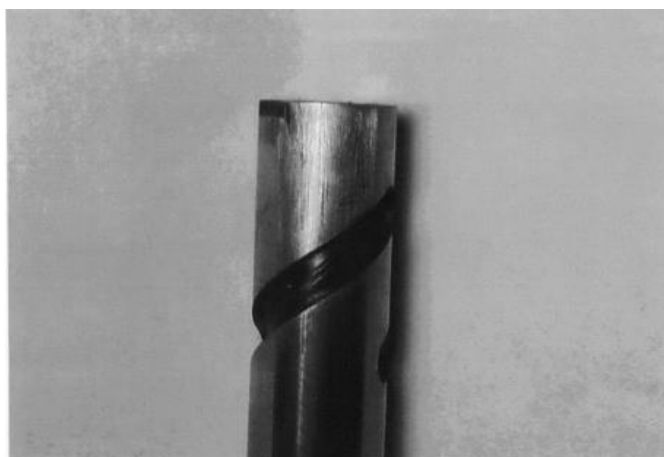


Рис.3.9. Профілографи зношування плунжера й втулки



А

Б

Рисунок 3.10 – Зовнішній вигляд зношених плунжерів:

А - ЯМЗ, Б - УТН

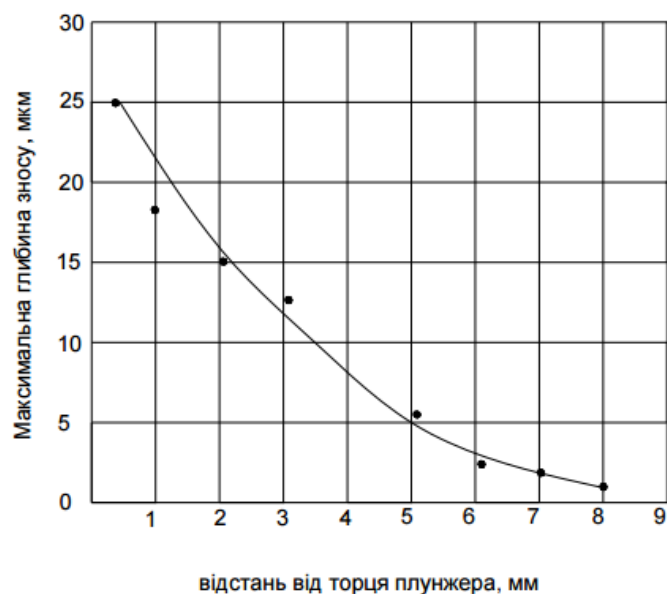
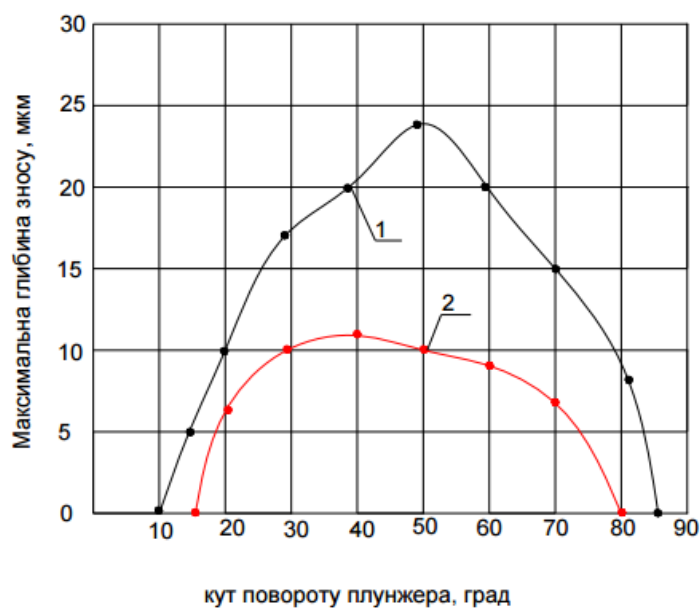


Рисунок 3.11 – Глибина зношування плунжера ЯЗТА залежно від відстані від торця



1 – зношування на відстані 0,5 мм від торця плунжера

2 – зношування на відстані 3 мм від торця плунжера

Рисунок 3.12 – Зміна глибини зношування плунжера ЯЗТА залежно від кута повороту

На відстані 3 мм від торця плунжера максимальна глибина зношування зменшується до 11 мкм, а ширина зони зносу становить близько 5,1 мм, що відповідає приблизно 65° окружності плунжера. Зона зношування розташована

в межах активного ходу плунжера від 0 до 3,0 мм, при цьому максимальне зношування спостерігається на ділянці активного ходу близько 1 мм (рис. 3.13).

Таке розподілення зносу узгоджується з результатами досліджень інших авторів і свідчить, що трактори типу К-700 під час експлуатації значну частину часу працюють на малозавантажених режимах. У цих умовах плунжерна пара зазнає неповного використання активного ходу, що призводить до локалізації контактних навантажень у верхній частині головки плунжера. Саме це зумовлює формування зони інтенсивного зношування в межах початкових міліметрів робочого ходу, тоді як решта поверхні зберігає відносно невелике зношування.

Отримані результати підтверджують, що характер зношування плунжерних пар безпосередньо пов'язаний із режимами навантаження паливного насоса в експлуатаційних умовах та свідчить про необхідність урахування реального робочого циклу двигуна при діагностиці та прогнозуванні ресурсу деталей.

3.8 Гідравлічна щільність плунжерних пар

Основним критерієм якості прецизійних пар є їх гідравлічна щільність, яка характеризує час проходження (просочування) робочої рідини або повітря під певним тиском через зазор між плунжером і втулкою. Цей показник відображає ступінь герметичності сполучення та безпосередньо впливає на рівномірність подачі палива, ефективність роботи паливного насоса і загальну надійність паливної системи.

У ремонтних підприємствах саме гідравлічна щільність є основним критерієм оцінки технічного стану плунжерних пар. Її визначають шляхом гідравлічного обпресування плунжерних пар під статичним тиском на спеціалізованих вимірювальних приладах.

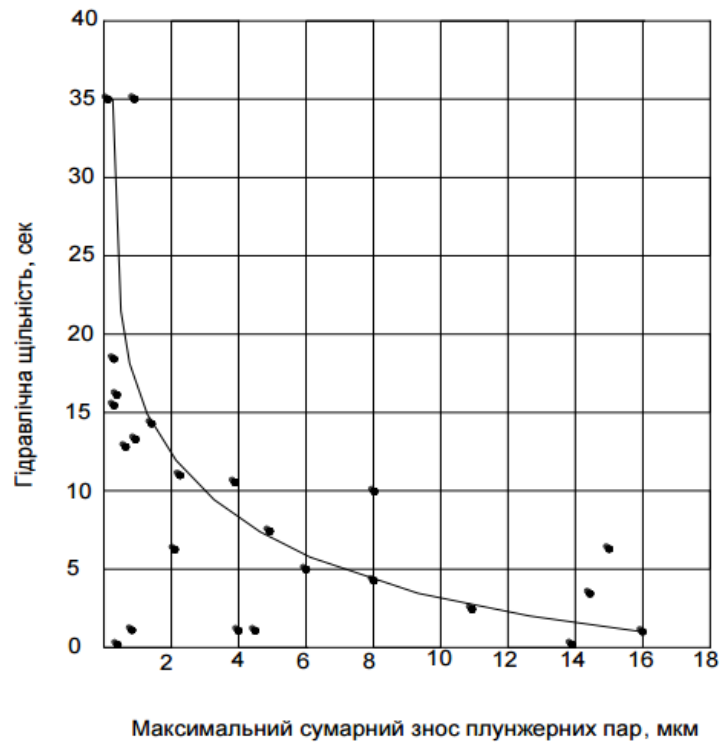


Рисунок 3.13 – Залежність гідроцильності плунжерних пар від їх максимального сумарного зношування

3.9 Оцінка технічного стану плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині

Проведені експериментальні дослідження залежності тривалості фронту наростання тиску в надплунжерному просторі від ступеня зношування плунжерних пар (рис. 3.14) дали змогу експериментально підтвердити результати теоретичних розрахунків, наведених у другому розділі роботи.

Встановлено пряму залежність між тривалістю наростання тиску та сумарним максимальним зношуванням робочих поверхонь плунжерної пари: збільшення зношування від 2 мкм до 28 мкм призводить до зростання тривалості наростання тиску з 15 мс до 36 мс. Під час проведення випробувань спостерігалися стійкі та відтворювані результати, що дозволяє достовірно визначати технічний стан плунжерних пар на момент вимірювань.

Крім того, встановлено прямий зв'язок між тривалістю наростання тиску та цикловою подачею палива (рис. 3.15). Ця залежність особливо чітко проявляється при низьких частотах обертання кулачкового вала паливного насоса високого тиску.

Зі збільшенням циклової подачі палива спостерігається скорочення часу наростання тиску, що повністю узгоджується з теоретичними положеннями, викладеними у другій главі. Слід також відзначити, що при зниженні гідравлічної щільності плунжерних пар — наприклад, від 5 с до 0 с (рис. 3.16) — спостерігається різке збільшення тривалості наростання тиску в надплунжерному просторі, тобто зменшення кута наростання тиску. Цей ефект особливо виражений у разі значного зношування прецизійних поверхонь, коли герметичність сполучення істотно знижується.

Таким чином, отримані результати підтверджують високу чутливість запропонованого методу оцінки технічного стану плунжерних пар за показником тривалості наростання тиску в надплунжерному просторі. Метод дозволяє об'єктивно визначати ступінь зношування та прогнозувати залишковий ресурс плунжерних пар без розбирання паливного насоса, що має важливе практичне значення для ремонтних підприємств і діагностичних станцій паливної апаратури.

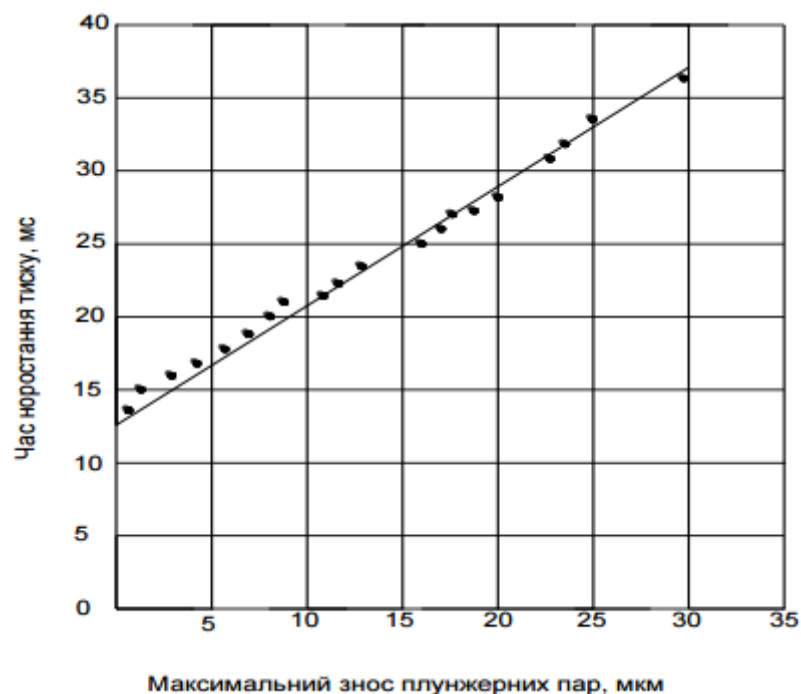


Рисунок 3.14 – Залежність часу наростання тиску від максимального зношування

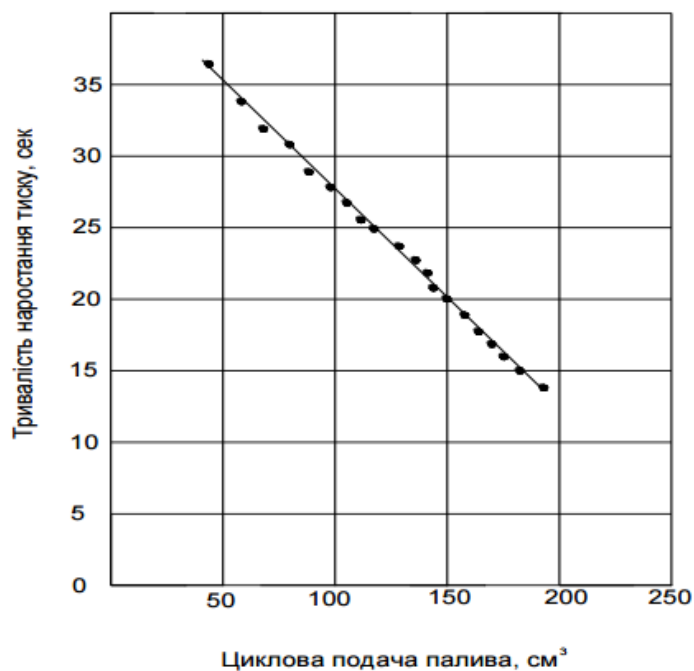


Рисунок 3.15 – Залежність тривалості наростання тиску від циклової подачі палива, при $n=100 \text{ хв}^{-1}$

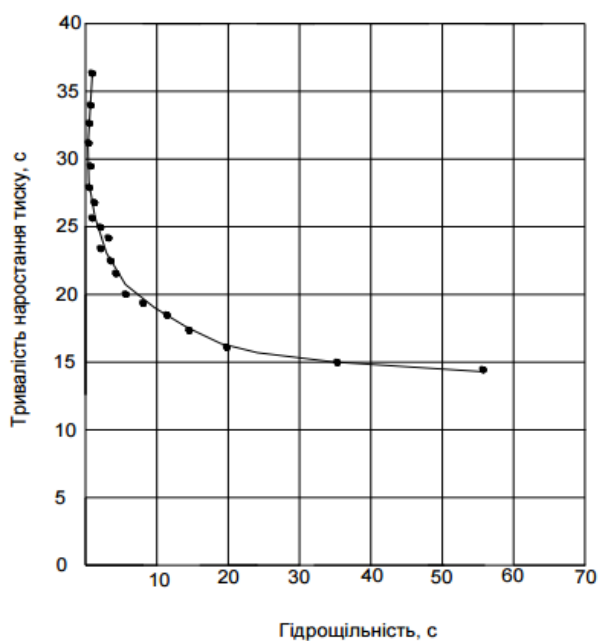


Рисунок 3.16 – Залежність тривалості наростання тиску від гідроцільності плунжерних пар

Висновок

Дослідження безвідмовності та довговічності (ресурсу) паливної апаратури показали, що основною причиною відмови паливних насосів високого тиску (ПНВТ) під час експлуатації є зниження циклової подачі палива на режимі пуску, яке безпосередньо пов'язане із зношуванням плунжерних пар.

Відомо, що циклова подача палива на пусковому режимі у 2 і більше разів перевищує подачу на номінальному режимі, а тривалість подачі є також більшою. У результаті цього під час пуску двигуна відбувається підвищене паливовитрачання, а втрати палива через зазор плунжерної пари зростають у геометричній прогресії при збільшенні ступеня зношення.

Якщо паливний насос не забезпечує необхідну циклову подачу палива для пуску двигуна, то подальша перевірка його параметрів стає недоцільною, адже система вже не виконує своєї основної функції. Тому у даних експериментальних дослідженнях циклову подачу палива на режимі пуску було прийнято за основний функціональний показник технічного стану плунжерних пар. Саме ступінь зниження цієї подачі використовується для оцінки працездатності та визначення ступеня зношування прецизійних елементів паливного насоса. Результати випробувань показали, що зношування плунжерних пар має локальний і нерівномірний характер, з утворенням зон підвищених навантажень і мікроканалів у місцях найбільшого контакту. Такі мікродефекти суттєво змінюють гідравлічну щільність і характер течії палива, що знижує ефективність подачі палива під час пуску.

Експерименти з оцінки технічного стану зношених плунжерних пар за допомогою традиційних методів — зокрема, вимірювання гідравлічної щільності та максимального тиску, що розвивається — показали обмежену точність і нестабільність результатів. Це пояснюється тим, що зазначені методи не враховують динамічні процеси у надплунжерному просторі, а також локальний характер зношування поверхонь, який безпосередньо впливає на дійсну працездатність пари.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Охорона праці при підготовці, ремонті і відновленні плунжерних пар

Система охорони праці під час перевірки, ремонту та відновлення плунжерних пар ґрунтується на положеннях Закону України «Про охорону праці» [22], який визначає основні вимоги до безпечних умов праці, техніки безпеки та виробничої санітарії.

До виконання робіт з підготовки, перевірки й відновлення плунжерних пар допускаються лише особи віком від 18 років, які:

- пройшли спеціальне професійне навчання та отримали посвідчення на право виконання таких робіт;
- успішно пройшли медичний огляд і не мають протипоказань до роботи в умовах підвищеної небезпеки;
- прослухали вступний інструктаж з охорони праці,
- пройшли первинний інструктаж на робочому місці та інструктаж з пожежної безпеки відповідно до вимог НАОП 0.00-4.15-98 [23].

Засоби індивідуального захисту

Для забезпечення безпечних умов праці слюсарю з відновлення плунжерних пар видаються засоби індивідуального захисту згідно зі стандартом ДСТУ EN ISO 13688:2016 [24], а саме:

- бавовняний костюм для захисту від пилу та механічних забруднень;
- фартух хлорвініловий для захисту від дії мастил, палива та агресивних рідин;
- нарукавники хлорвінілові, що запобігають потраплянню хімічних речовин на шкіру рук;
- гумові чоботи для роботи у вологих зонах або при контакті з паливом;
- комбіновані рукавиці для захисту від механічних ушкоджень;
- гумові рукавички для робіт із хімічними речовинами та паливно-

мастильними матеріалами.

Вентиляція та освітлення

У ремонтному відділенні обладнано систему вентиляції та освітлення, модернізовану у 2018 році відповідно до вимог ДСН 3.3.6.042-99 [25]. Окрім загальнообмінної системи вентиляції, встановлено локальні витяжні пристрої безпосередньо на робочих місцях, де можливе випаровування шкідливих речовин (наприклад, при митті деталей, знежирюванні або роботі з паливом). Освітлення робочих місць відповідає нормативним рівням яскравості, що забезпечує зручність і точність виконання робіт, пов'язаних із перевіркою прецизійних поверхонь.

Виявлені недоліки

Недоліком у роботі дільниці є відсутність системи заземлення електроустановок, зокрема випробувальних стендів і допоміжного обладнання, під'єднаних до електромережі. На даний момент використовується лише занулення, яке не відповідає вимогам електробезпеки. Це може призвести до підвищеної небезпеки ураження електричним струмом і створює ризик виникнення нещасних випадків під час експлуатації стендів або електроінструменту.

Для усунення зазначеного недоліку необхідно:

- провести перевірку електромережі спеціалізованою організацією;
- встановити контур заземлення відповідно до ПУЕ (Правил улаштування електроустановок);
- забезпечити регулярний контроль опору заземлення та проводити профілактичні вимірювання не рідше одного разу на рік.

Таким чином, дотримання зазначених вимог охорони праці, оснащення працівників необхідними засобами захисту та модернізація електробезпеки забезпечують зменшення виробничого ризику та створюють безпечні умови праці при перевірці й ремонті плунжерних пар.

4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на дільниці з ремонту паливної апаратури

У відділенні паливної апаратури здійснюється ремонт систем живлення автомобілів, що включає паливні насоси високого тиску, форсунки та паливопроводи.

У разі необхідності ці агрегати розбираються, очищаються, промиваються спеціальними мийними розчинами та знову збираються з подальшою перевіркою на контрольно-випробувальних стендах.

Під час виконання ремонтно-випробувальних операцій у повітря робочої зони виділяються шкідливі речовини, головним чином пари палив і мастил. Основними джерелами таких викидів є процеси мийки деталей, а також випробування і регулювання паливної апаратури, під час яких частина палива випаровується або потрапляє в навколишнє середовище через нещільності з'єднань чи відкриті резервуари.

Основні забруднюючі речовини

До основних забруднювачів, що виділяються на паливній ділянці, належать:

- пари бензину,
- пари гасу,
- пари дизельного палива.

Ці речовини мають токсичні властивості і за тривалої дії можуть негативно впливати на органи дихання, нервову систему та шкіру працівників, тому необхідно забезпечувати ефективну вентиляцію та дотримуватися санітарно-гігієнічних норм.

Технічне обслуговування систем живлення

Під час технічного обслуговування (ТО) виконуються роботи, передбачені нормативно-технічною документацією, а саме:

- складально-мийні операції,
- кріпильні та регулювальні роботи,
- контрольно-вимірювальні перевірки,
- мастильно-заправні операції.

Зазвичай ці процедури виконуються без зняття агрегатів, вузлів або деталей з автомобіля. У межах технічного обслуговування допускається заміна фільтруючих елементів, очищення паливних магістралей та перевірка герметичності системи живлення.

Джерела викидів у зоні технічного обслуговування

Основними джерелами виділення шкідливих речовин у зоні ТО є автомобілі, що заїжджають на обслуговування. Під час роботи двигунів і паливних систем у повітря надходять:

- відпрацьовані гази двигунів,
- картерні гази,
- пари палива з баків і паливопроводів.

Ці викиди містять оксиди вуглецю (CO), вуглеводні (C_nH_m), оксиди азоту (NO_x), а також сірчисті сполуки й сажу. Для зменшення їх концентрації у виробничих приміщеннях передбачено систему припливно-витяжної вентиляції та локальні витяжні пристрої, розташовані біля зон роботи з паливом.

Нормативи шкідливих викидів

Відповідно до вимог чинних санітарних норм, гранично допустимі концентрації (ГДК) основних шкідливих речовин у повітрі робочої зони наведено в таблиці 4.1 [26].

Таблиця 4.1 – Перелік шкідливих викидів та їх допустимі норми

Назва речовини	Значення критерію, мг/м ³
Азоту диоксид	0,085
Вуглецю оксид	5,0
Сірки диоксид	0,5
Сажа	0,15
Бензин	
Гас	1,2

4.3. Забезпечення електробезпеки при відновленні плунжерних пар

Розрахунок системи захисного заземлення електрообладнання

Необхідно виконати розрахунок захисного заземлення стенду для випробування плунжерних пар, визначивши основні його параметри:

- кількість і розміри вертикальних електродів;
- відстань між ними;
- довжину горизонтальної з'єднувальної шини.

Вихідні дані для розрахунку

- Глибина заглиблення: $t_0 = 0,8$ м
- Довжина вертикальних заземлювачів: $l = 2,5$ м
- Діаметр вертикальних електродів: $d = 0,01$ м
- Ширина горизонтальної смуги: $b = 0,08$ м
- Відстань між стрижнями заземлювача: $a = 3,0$ м
- Кліматична зона: II
- Схема розташування електродів: по контуру
- Питомий опір ґрунту: $\rho_{\text{гр}} = 45$ Ом·м

Визначення розрахункового опору ґрунту

Для врахування сезонних змін вологості та температури вводиться сезонний коефіцієнт, який для II кліматичної зони приймається рівним $\eta_s = 1,3$. Тоді розрахунковий питомий опір ґрунту розраховується за формулою 4.1:

$$\rho_v = 45 \cdot 1,9 = 85,5 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

де: $\rho_{\text{гр}}$ – питомий опір ґрунту, Ом·м;

k_c^B – сезонний коефіцієнт (згідно з додатком 3) [27].

Обчислюємо опір одного вертикального заземлювача, за формулою 4.2:

де: S – відстань від поверхні землі до середини вертикально встановленого електрода та визначається за формулою 4.3:

$$S = 0,8 + 0,5 \cdot 2,5 = 2,05 \text{ м}$$

$$R_v = \frac{0,366 \cdot 85,5}{2,5} \cdot \left[\lg \frac{2 \cdot 2,5}{0,01} + 0,5 \lg \left(\frac{4 \cdot 2,05 + 2,5}{4 \cdot 2,05 - 2,5} \right) \right] = 34,9 \text{ Ом}$$

Визначаємо орієнтовну кількість електродів n_0 , приймаючи коефіцієнт використання вертикальних електродів $\eta_v = 1$ та допустимий опір заземлювального пристрою $R_d = 4$, за формулою 4.4:

$$n_0 = \frac{34,9}{1,4} = 8,7 \text{ шт}$$

Виходячи з отриманого n_0 , за додатком 4 уточнюємо величину $\frac{1}{\eta_v}$ (коефіцієнт використання вертикальних електродів) і обчислюємо скориговану кількість електродів n_1 , за формулою 4.5:

$$n_1 = \frac{34,9}{0,59 \cdot 4} = 14,8 \text{ шт}$$

де: $\frac{1}{\eta_v}$ – уточнений коефіцієнт використання вертикальних електродів.

Приймаємо остаточну кількість вертикальних електродів $n_{v(\text{ост})} = 15$ шт.

При розташуванні електродів у ряд довжину горизонтальної смуги обчислюємо за формулою 4.6:

$$L_r = 1,05 \cdot 3 \cdot (15 - 1) = 44,1 \text{ м}$$

Обчислюємо опір горизонтальної з'єднувальної смуги за формулою 4.7:

$$R_r = \frac{0,366 \cdot 180}{44,1} \cdot 0,5 \lg \left(\frac{2 \cdot 44,1^2}{0,08 \cdot 0,8} \right) = 3,57 \text{ Ом}$$

де: ρ_r – розрахунковий питомий опір для горизонтальної з'єднувальної смуги, Ом·м та розраховується за формулою 4.8:

$$\rho_r = 45 \cdot 4 = 180 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

де: k_c^r – кліматичний коефіцієнт для горизонтальної смуги (згідно з додатком 3) [23].

Обчислюємо загальний опір контуру заземлення за формулою 4.9:

$$R_{\text{сум}} = \frac{39,4 \cdot 3,57}{39,4 \cdot 0,52 + 15 \cdot 3,57 \cdot 0,59} = 2,7 \text{ Ом}$$

де: $n_{r(\text{ост})}$ – коефіцієнт використання горизонтальної з'єднувальної смуги (згідно з додатком 5) [33].

Схематичне зображення системи заземлення паливної ділянки наведено на рисунку 4.1.

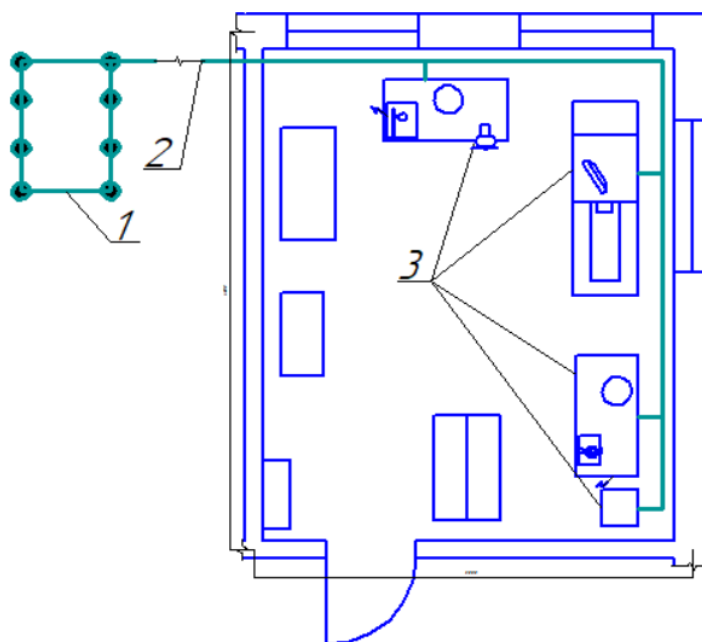


Рисунок 4.1 – Схема заземлення паливної дільниці

1 – заземлювачі, 2 – контур заземлення, 3 – обладнання, що заземлюється

Висновок

Проведений аналіз стану охорони праці на підприємстві дав змогу виявити недоліки у системі безпеки праці та запланувати відповідні заходи для їх усунення. Крім того, було розроблено схему заземлення дільниці, призначеної для ремонту та обслуговування паливної апаратури.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Проведемо техніко-економічний розрахунок основних показників діяльності сервісного центру з технічного обслуговування та ремонту агрегатів паливної апаратури у ПП «Рівнянське». Відділення розміщене на площі 108 м², а трудомісткість виконання робіт становить 8064 люд.-год., що еквівалентно 26,9 умовним ремонтам.

Вихідною базою для визначення економічної ефективності проекту є показники, наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності проекту

Показники	Позначення показників	Значення показників
Обсяг ремонтних робіт, ум. рем.	Q	26,9
Кількість основних робітників, осіб	K _{пр}	4
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	ЗП _{ср}	14600
Вартість придбаного обладнання, грн.	Б _{пр}	563000,0
Річні витрати електроенергії, кВт/год.	Q _{ел}	16200
Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.	Ц _{ел}	3,26
Прейскурантна ціна 1 ум. ремонту, грн.	Ц _{ум.рем.}	14758,8

Для виконання економічного аналізу проекту слід розрахувати такі основні показники [28]:

1. Загальні витрати на проведення ремонтних робіт $V_{пр}$, грн, визначаються за формулою 5.1:

$$V_{пр} = 26,9 \cdot 14758,8 = 397013,2 \text{ грн}$$

де: $C_{ум.рем}$ – вартість одного умовного ремонту.

2. Експлуатаційні витрати $ЕВ$, грн. – сукупна вартість утримання та

функціонування ремонтного підрозділу, яка формується на основі витрат на оплату праці, енергоресурси, технічне обслуговування обладнання, амортизацію та інші супутні витрати, що забезпечують виконання ремонтних робіт у встановлених обсягах і строках та розраховується за формулою 5.2:

де: ЗП – оплата праці персоналу, грн. та розраховується за формулою 5.3;

А – сума амортизаційних відрахувань на відновлення основних фондів, грн.;

$V_{\text{ел}}$ – витрати на спожиту електроенергію, грн.;

$V_{\text{рем}}$ – вартість використаних ремонтних матеріалів, грн.;

ІВ – інші супутні витрати, пов'язані з виконанням ремонтних робіт, грн.

$$\text{ЗП} = 14600 \cdot 4 \cdot 12 = 700800,0 \text{ грн}$$

де: $K_{\text{пр}}$ – чисельність працівників, задіяних у виробничому процесі;

12 – кількість місяців у році, протягом яких здійснюється робота.

Амортизаційні відрахування – це сума коштів, що нараховується з метою поступового відшкодування вартості основних засобів у процесі їх експлуатації. Розрахунок проводиться виходячи з балансової вартості обладнання та встановленої норми амортизації т розраховується за формулою 5.4:

$$A = \frac{563000,0 \cdot 21,93}{100} = 12347,0 \text{ грн}$$

де: λ – встановлений відсотковий показник, що характеризує річну норму амортизації основних засобів, %; він визначає частку вартості обладнання, яка списується протягом одного року експлуатації для відновлення його ресурсів.

3. Вартість електроенергії, грн. – сума витрат, що визначається на основі обсягу спожитої електроенергії виробничими установками та обладнанням, помноженого на діючий тариф за 1 кВт·год та розраховується за формулою 5.5:

$$V_{\text{ел}} = 16200 \cdot 3,26 = 52812,0 \text{ грн}$$

4. Вартість ремонтних матеріалів, грн. – витрати, пов'язані із забезпеченням поточного ремонту (ПТ) та технічного обслуговування (ТО)

обладнання і приміщень, що становлять близько 30 % від загальної суми амортизаційних відрахувань та розраховується за формулою 5.6:

$$B_{\text{рем}} = \frac{27216,0 \cdot 30}{100} = 8164,8 \text{ грн}$$

5. Інші витрати, грн. – додаткові витрати, що охоплюють непередбачені або допоміжні статті витрат (канцелярські, господарські тощо) і становлять близько 3 % від загальної суми експлуатаційних витрат та розраховуються за формулою 5.7:

$$IB = \frac{(700800,0 + 12347,0 + 52812,0 + 8164,8) \cdot 3}{100} = 23223,7 \text{ грн}$$

Тоді:

$$EB = 700800,0 + 12347,0 + 52812,0 + 8164,8 + 23223,7 = 797347,5 \text{ грн}$$

6. Повна собівартість проведених ремонтів, грн. – загальна сума усіх витрат, пов'язаних із виконанням ремонтних робіт, що включає заробітну плату, амортизаційні відрахування, вартість електроенергії, ремонтних матеріалів та інші супутні витрати та розраховується за формулою 5.8:

$$PC = 797347,5 \cdot 1,02 = 813294,4 \text{ грн}$$

7. Загальний прибуток, грн. – фінансовий результат діяльності, що визначається як різниця між загальними доходами від виконання ремонтних робіт і повною собівартістю їх проведення та розраховується за формулою 5.9:

$$P^6 = 958192,3 - 813294,4 = 144897,9 \text{ грн}$$

де: $B_{\text{пр}}$ – загальна вартість виконаних ремонтних робіт, грн.; показник, що відображає суму коштів, витрачених на проведення всіх ремонтних операцій відповідно до їх обсягів і трудомісткості.

8. Рівень рентабельності P – показник економічної ефективності, який характеризує відносний розмір прибутку, отриманого від виконання ремонтних робіт, і визначається як відсоткове співвідношення прибутку до повної собівартості ремонту, розраховуємо за формулою 5.10:

$$P = \frac{144897,9 \cdot 100}{813294,4} = 17,8 \%$$

9. Термін окупності вкладень T_0 , років – показник, що визначає період часу, необхідний для повного повернення інвестованих у проєкт коштів за рахунок отриманого прибутку від його реалізації, розраховується за формулою 5.11:

$$T_0 = \frac{563000,0}{144897,9} = 3,9 \text{ років}$$

Таблиця 5.2-Техніко-економічні показники проєкту

Показники	Значення показника
Вид робіт	Ремонт
Обсяг робіт, ум. рем.	26,9
Кількість основних робітників, осіб	4
Обсяг капіталовкладень, грн.	563000,0
Експлуатаційні витрати всього, грн.	797347,5
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	700800,0
- амортизаційні відрахування, грн.	12347,0
- вартість електроенергії, грн.	52812,0
- витрати на ПР та ТО, грн.	8164,8
- інші витрати, грн.	23223,7
Повна собівартість проведених ремонтів, грн.	813294,4
Загальний прибуток, грн.	144897,9
Рівень рентабельності, %.	17,8
Термін окупності капіталовкладень, років	3,9

Висновок

Для реалізації запропонованого проєкту передбачено капітальні вкладення у розмірі 563000,0 грн, які повністю окупляться протягом 4 років. При цьому рівень рентабельності становить 17,8 %. Отримані результати підтверджують, що впровадження проєкту є економічно доцільним та ефективним.

ВИСНОВОК

1. Паливна апаратура відіграє визначальну роль у функціонуванні дизельного двигуна, при цьому плунжерні пари є його ключовими елементами.
2. На більшості ремонтних підприємств відсутні надійні засоби для достовірного контролю технічного стану плунжерних пар.
3. Сучасні методи оцінювання технічного стану плунжерних пар у динамічних умовах характеризуються низькою продуктивністю, а точність результатів значною мірою залежить від стану нагнітальних клапанів та інших елементів паливної системи.
4. Теоретичний аналіз процесу наростання тиску в надплунжерній порожнині показав можливість використання цього параметра для визначення технічного стану плунжерної пари.
5. Встановлено залежність між зміною пускової циклової подачі палива та кутом наростання тиску, що дає змогу оцінити довговічність плунжерних пар під час діагностики їхнього технічного стану.
6. Проведені дослідження технічного стану плунжерних пар виявили нерівномірний локальний характер їхнього зношування.
7. Результати експериментів із застосуванням відомих методів контролю (за показниками гідроцильності та максимального тиску) засвідчили їхню обмежену точність і нестабільність отриманих результатів.
8. Експериментальні залежності між тривалістю наростання тиску в надплунжерній порожнині, зношуванням плунжерних пар та цикловою подачею палива підтвердили теоретичні положення, викладені у другому розділі, і довели ефективність запропонованого методу оцінювання технічного стану плунжерних пар за параметром наростання тиску.
9. На основі результатів досліджень розроблено пристрій для випробування плунжерних пар шляхом аналізу процесу наростання тиску в надплунжерному просторі.
10. У рамках проєкту виконано заходи з охорони праці, зокрема проведено розрахунок захисного заземлення та аналіз можливих

вибухонебезпечних ситуацій у газовій системі.

11. Результати техніко-економічної оцінки підтвердили ефективність проєктних рішень: рівень рентабельності становить 17,8 %, а термін окупності капітальних вкладень — 3,9 року, що свідчить про економічну доцільність упровадження розробки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ачкасов К. А. Справочник начинающего слесаря: ремонт и регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов / К. А. Ачкасов, В.П. Вегера.. 2-ое издание, переработанное и дополненное. Москва, Агропромиздат, 1987. – 352 с.
2. Ачкасов К.А. Ремонт и регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов / К.А. Ачкасов, В.П. Вегера. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 352 с.:ил.
3. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. - К.: Знання, 2003. – 511 с.
4. Черепанов Е. С. Агрегатный метод ремонта машин / Черепанов Е. С. – М.: Колос, 1982. – 365 с.
5. Кривенко П.М. Ремонт и техническое обслуживание системы питания автотракторных двигателей / П.М. Кривенко, И.М. Федосов. М.:, Колос, 1980, - 288 с.
6. 14. Головчук А.Ф. Експлуатація і ремонт сільськогосподарської техніки: підручник: У 3 кн./ Головчук А.Ф., Орлов В.Ф., Строконов О.П.; – К.: Грамота, 2003 Кн.1: Трактори. – 336 с.
7. Алиев Ш.Г. Исследование влияния технического состояния плунжерных пар на характеристику топливного насоса дизельного трактора Д-130 / Алиев Ш.Г. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 1981, - 24 с.
8. Лозовский В.Н. Надежность и долговечность золотниковых и плунжерных пар. – М.: Машиностроение, 1970. – 232 с.
9. Аулін, Д.О. Удосконалення технології технічного обслуговування паливної апаратури тепловозних дизелів [Текст] / Д.О. Аулін // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та

програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.2. — С. 207-208.

10. Булат А. Ф. Синергетична модель хвильового абразивно-втомного зносу гумової футерівки в барабанних кульових млинах / А. Ф. Булат, В. І. Дирда, Є. В. Калганков. // Науковий вісник НГУ. - Дніпро.: — 2018. — №5. — С. 39–47. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-5/5>

11. Калганков Є. В. Особливості фрактального аналізу поверхні руйнування гумових футерівок, що працюють в умовах абразивно-втомного зносу / Є. В. Калганков. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровськ: ІГТМ НАНУ. — 2017. — №133. — С. 66–74.

12. Калганков Є.В. Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об'ємного гідроприводу мобільних машин / Є.В. Калганков // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць. — Дніпропетровськ: ІГТМ НАНУ. — 2013. — №108. — С. 133-142.

13. Ремонт машин і обладнання: підручник / [Сідашенко О. І., Науменко О. А., Скобло Т. С. та ін.] — К.: Аграр Медіа Груп, 2014. — 632 с.

14. Черновол М.И. Современные материалы для восстановления и улучшения деталей машин / Черновол М.И.. — Кировоград: РВП КГТУ, 1994. — 83 с.

15. Єрмолова Л.С. Ремонт дизельних двигунів: довідник / Л.С. Єрмолова.-Київ. Урожай, - 1991. - 402 с

16. Параметры тнвд утн двигателя Д 240 мтз 80-82. — С. <http://mashina4me.ru/parametry-tnvd-utn-dvigatelya-d-240-mtz-80-82.html>.

17. Обзор технических характеристик дизельного двигателя ЯМЗ-238 [Електронний ресурс] — Режим доступу до ресурсу: https://mmz52.ru/info/articles/2017/obzor_tekhnicheskikh_kharakteristik_dizelnogo_dvigatelya_yamz_238/.

18. Дорошенко О. В. Обґрунтування методів та параметрів діагностування паливних систем мобільних сільськогосподарських машин / О. В. Дорошенко, Є. В. Калганков. // Zbiór artykułów naukowych z Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej "Nowy sposób rozwoju Inżynieria i Technologia" Sp. z o.o. «Diamond trading tour» Warszawa. – 2017. – С. 44–50.

19. Zablotsky Yu. V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines / Yu. V. Zablotsky, S. V. Sagin // Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss.

20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

20. Погорелов В.О. Дослідження технічного стану плунжерних пар паливних насосів високого тиску / Погорелов В.О. Матеріали науково-практичної конференції. ДДАЕУ. Дніпро. 2021 – 32 – 34 с.

21. Анісімов В. Ф. Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботи паливної апаратури автотракторних двигунів / Анісімов В. Ф., Музичук В. І., П'ясецький А. А., Рябошапка В. Б. – Вінниця: ВНАУ, 2012. - 142 с.

22. Закон України «Про охорону праці» [Електронний ресурс] // Відомості Верховної Ради України (ВВР). – 1992. – No 49. – с. 668. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>

23. ДНАОП 0.00-4.15-98 "Положення про розробку інструкцій з охорони праці"

24. ДСТУ EN ISO 13688:2016 Одяг захисний. Загальні вимоги (EN ISO 13688:2013, IDT; ISO 13688:2013, IDT)

25. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень (34094)

26. ДСП-201-97 Державні санітарні правила охорони атмосферного

повітря населених місць (від забруднення хімічними та біологічними речовинами)

27. Лехман С. Д. Довідник з охорони праці в сільському господарстві [/ Лехман С. Д. – К.: Урожай, 1990. - 286 с.

28. Вініченко І.І. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства / І.І. Вініченко, А.О. Сітковська. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 27 с.

29. Калганков Є.В. Методичні рекомендації до виконання і оформлення дипломних проектів ОС "Бакалавр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" і дипломних робіт ОС "Магістр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" / Калганков Є.В. – Д.: ДДАЕУ, 2021. – 36 с.

