

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ПОГОДЖЕНО
Декан механіко - технологічного факультету

(підпис) Вячеслав БРАТШКО
(ПІБ)

«___» _____ 2025 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

В.о. завідувача кафедри
технічного сервісу та інженерного
(назва кафедри)
менеджменту імені М.П. Момотенка

(підпис) Руслан ШАТРОВ
(ПІБ)

«___» _____ 2025 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Удосконалення ресурсозберігаючої технології нанесення покриттів елементів паливної системи двигунів зернозбиральних комбайнів»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор
(науковий ступінь та вчене звання) _____
(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. каф.
(науковий ступінь та вчене звання) _____
(підпис)

Тітова Людмила Леонідівна
(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Мотрич Богдан Михайлович
(ПІБ)

РЕФЕРАТ

Мотрич Б.М. «Удосконалення ресурсозберігаючої технології нанесення покриттів елементів паливної системи двигунів зернозбиральних комбайнів» (Магістерська кваліфікаційна робота, НУБіП України, 2025: пояснювальна записка на 77 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 32 рисунки, 3 таблиці, 50 літературних джерел).

Робота присвячена розробці динамічного методу оцінки технічного стану плунжерних пар для ремонтних підприємств та розробити технологію їх відновлення.

Запропоновано пристрій для випробування плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерному просторі.

Для реалізації поставленої мети визначено залежність зміни пускової циклової подачі палива від кута наростання тиску, досліджено технічний стан плунжерних пар, експериментально визначено технічний стан зношених плунжерних пар із застосуванням відомих методів, отримані експериментальні залежності тривалості наростання тиску в надплунжерній порожнині від зношування плунжерних пар і циклової подачі палива.

Розроблено питання з охорони праці ремонті і відновленні плунжерних пар.

Виконано економічне обґрунтування запропонованого удосконалення.

Ключові слова: МЕТОД, ТЕХНОЛОГІЯ, ПЛУНЖЕРНА ПАРА, РЕМОНТ, НАДПЛУНЖЕРНИЙ ПРОСТІВ, ТИСК, ЦИКЛОВА ПОДАЧА, ЗНОШУВАННЯ.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	3
ЗМІСТ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	8
1.1. Вимоги до паливної апаратури.....	8
1.2. Аналіз видів та характеру зношення деталей паливної апаратури.....	11
1.3. Висновки до розділу 1.....	26
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.....	28
2.1. Технологія ремонту плунжерних пар дизельних двигунів.....	28
2.2. Висновки по розділу 2.....	37
РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	38
3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень.....	38
3.2. Об'єкт дослідження.....	41
3.3. Дослідження мікрогеометрії плунжерних пар.....	42
3.4. Випробування плунжерних пар на гідравлічну щільність.....	44
3.5. Дослідження наростання тиску у надплунжерному просторі.....	46
3.6. Методика дослідження максимального тиску, що розвивається в плунжерних парах і безмоторних досліджень.....	50
3.7. Дослідження технічного стану плунжерних пар.....	51
3.8. Гідравлічна щільність плунжерних пар.....	54
3.9. Оцінка технічного стану плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині.....	56
3.10 Висновки по розділу 3.....	58
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ	59
4.1. Охорона праці при підготовці, ремонті і відновленні плунжерних пар.....	59
4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на ділянці з ремонті паливної апаратури.....	59
4.3. Забезпечення електробезпеки при відновленні плунжерних пар.....	61

4.4. Висновки по розділу 4.....	64
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ.	65
ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	71

ВСТУП

Економічність, безвідмовність, довговічність роботи дизелів у значній мірі залежить від технічного стану паливної апаратури, важливим елементом якої є плунжерні пари. Основні параметри процесу нагнітання палива, а саме: тривалість подачі палива за цикл, швидкість наростання тиску палива й максимальний тиск змінюються в процесі експлуатації в результаті зношування прецизійних поверхонь плунжерних пар.

Зараз оцінку технічного стану плунжерних пар паливної апаратури дизелів в основному роблять по статичній гідравлічній щільності. Цей метод прийнятний для знову виготовлених плунжерних пар, а в ремонтному виробництві застосовуються пари з різним ступенем зношування. У результаті, при дефектації не обґрунтовано вибраковуюються плунжерні пари, що мають досить великий залишковий ресурс.

Динамічні методи випробування плунжерних пар, ґрунтуючись на реальному процесі роботи паливного насоса, дозволяють одержати об'єктивну оцінку технічного стану плунжерних пар, що має безпосередній зв'язок зі зміною циклової подачі палива, що дозволить найбільш повно використовувати ресурс плунжерних пар.

Предмет дослідження є процеси та методи підвищення довговічності, надійності та ефективності роботи елементів паливної системи двигунів шляхом застосування інноваційних покриттів, які дозволяють зменшити витрати матеріалів та енергії на їх виробництво та експлуатацію.

Об'єкт дослідження - приймаємо плунжерні пари типу BOSCH.

Мета роботи. Розробити динамічний метод оцінки технічного стану плунжерних пар для ремонтних підприємств та розробити технологію їх відновлення.

У зв'язку з вищевикладеним, метою даної роботи є: розробка методу оцінки технічного стану плунжерних пар при ремонті та розробити технологію їх відновлення.

Передбачаються наступні завдання досліджень:

- теоретично обґрунтувати зв'язок зазору в з'єднанні плунжер - втулка з втратами палива;
- провести дослідження технічного стану плунжерних пар, встановити їхній зв'язок з гідросільністю й максимальним тиском , що розвивається;
- провести оцінку технічного стану плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині; розробити пристрій для оцінки технічного стану плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині;
- розробити технологію відновлення плунжерів;
- провести заходи з поліпшення охорони праці;
- провести техніко-економічну оцінку роботи.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Вимоги до паливної апаратури

Від роботи паливної апаратури залежать основні показники потужності і економічні показники дизеля, його надійність і стабільність параметрів, питомі вагові й об'ємні характеристики, рівень створюваного шуму, а також токсичність і димність відпрацьованих газів. Забезпечення високої техніко - економічної ефективності роботи дизеля можливо в тому випадку, коли паливна апаратура буде задовольняти ряду наступних спеціальних вимог:

- створювати високий тиск у системі паливоподачі;
- відмірювати (дозувати) порції палива, що відповідають навантаженню дизеля;
- подавати паливо в камеру згоряння в певний (найвигідніший) момент;
- подавати паливо протягом заданого проміжку часу з певною інтенсивністю;
- забезпечувати однакову подачу палива в усі циліндри дизеля при будь-якому навантаженні;
- добре розпилювати і рівномірно розподіляти паливо по обсязі камери згоряння [1, 2, 3, 4].

Паливо не згоряє відразу ж при надходженні в циліндр дизеля. Запалення й згоряння його є складними, що безупинно розвиваються за часом і об'ємом камери згоряння фізико - хімічними процесами, які згідно [1, 2], можна умовно розбити на п'ять періодів,

Період 1 індукції запізнювання, або затримки запалення триває від початку надходження палива в циліндр дизеля до моменту видимого горіння, момент, що відповідає відриву лінії згоряння на індикаторній діаграмі від лінії стиску.

Період швидкого вибухового горіння характеризується різким наростанням тиску в циліндрі дизеля. Швидкість згоряння майже миттєво

зростає від практично нульової до максимальної.

Період керованого горіння 3 триває від кінця другого періоду до досягнення максимального тиску. Свою назву цей період одержав у зв'язку з тим, що характер тепловиділення в цьому періоді в істотному ступені визначається швидкістю подачі палива в циліндр.

Період основного горіння 4 відповідає часу від моменту досягнення максимального тиску до моменту, у якому відзначається найбільша температура циклу. Цей період характеризується поширенням полум'я із зон, що утворилися, по всім просторі камери згорання з досягненням високої об'ємної швидкості протікання процесів.

Період уповільненого горіння 5 визначається як час від моменту досягнення максимальної температури до практичного кінця горіння. Після закінчення основної фази горіння палива завершення окисних процесів у циліндрі дизеля, як правило, триває й поширюється на значну частину такту розширення. На повних навантаженнях догорання може тривати навіть до відкриття клапанів.

Паливна апаратура повинна забезпечувати ідентичність подачі палива в кожний циліндр дизеля за наступними показниками: цикловій подачі палива, куту випередження упорскування й характеристики упорскування, а у випадку застосування багатоотворних розпилювачів - по подачі палива через окремі отвори розпилювача.

Розходження в цих показниках призводить до перевантаження деяких циліндрів двигуна, що скорочує строк його служби, а у форсованих за коефіцієнтом надлишку повітря дизелях може приводити до погіршення паливної економічності [2].

Характеристика упорскування визначається на кожному конкретному режимі роботи паливної апаратури сумарним впливом гідродинамічних параметрів всіх елементів нагнітального тракту, які у свою чергу, залежать від конструкції того або іншого елемента, а також від прийнятих на заводі - виготовлювачі допусків на точність його геометрії.

Таким чином, забезпечити ідентичність характеристики упорскування палива по циліндрах дизеля можна тільки установкою на всіх нагнітальних трактах паливної апаратури елементів, спеціально підібраних по ідентичності своїх гідродинамічних параметрів.

Вплив гідродинамічних параметрів елементів лінії нагнітання на процес паливоподачі можна оцінювати комплексно за коефіцієнтом подачі й куту запізнювання упорскування.

Коефіцієнт подачі палива, що подається форсункою за одне упорскування $q_{ц}$, [3].

$$\eta_H = \frac{q_H}{q_{ц\Gamma_1}} = \frac{q_{ц}}{\frac{P_{д.пл.н.пл.акт}}{4}}, \quad (1.1.)$$

Геометричним активним ходом плунжера є та частина загального ходу, протягом якої надплунжерний простір не з'єднується з порожниною низького тиску.

Геометричний активний хід визначають проливкою паливного насоса під тиском, що перевищує тиск відкриття нагнітальних клапанів. При цьому за геометрично активний хід приймають відстань, проходу плунжером від початку перекриття верхнім торцем впускного вікна втулки до початку відкриття відсічного вікна гвинтової кромки плунжера.

Дійсний активний хід плунжера при роботі паливного насоса відрізняється від геометричного активного ходу, визначеного проливкою на непрацюючому насосі. Це пояснюється тим, що внаслідок значної швидкості руху плунжера, стиск палива в надплунжерному просторі починається раніше, ніж плунжер перекриє впускне вікно втулки. Після відкриття відсічного вікна деякий час у надплунжерному просторі ще буде зберігатися високий тиск за рахунок дроселювання палива у вузькій щілині між гвинтовою кромкою плунжера й кромкою відсічного вікна. [3]

При регулюванні всіх секцій насоса на певну рівну циклову подачу чисельник у рівнянні (1.1.) буде залишатися незмінним. Якщо при цьому гідродинамічні параметри елементів нагнітальних трактів різних секцій не

будуть однакові, то рівна циклова подача палива по секціях насоса буде отримана при різному геометричному активному ході плунжера. Отже, коефіцієнт подачі по секціях насоса буде характеризувати ідентичність їхньої роботи. [4]

Кутом запізнювання упорскування палива (ϕ_3) називають різницю між кутом початку подачі ($\phi_{пп}$) і кутом початку упорскування ($\phi_{пу}$) палива. Його визначають із наступного виразу:

$$\phi_3 = \phi_{пп} - \phi_{пу} \quad (1.2.)$$

Кут, на який вісь симетрії кулачка паливного насоса не доходить до сполучення з віссю симетрії плунжера в момент перекриття верхнім торцем плунжера впускного вікна, називають кутом початку подачі.

Паливна апаратура встановлюється на двигун по куті випередження подачі, що визначається по меніску. У зв'язку із цим істотне значення має забезпечення рівномірності по куті запізнювання упорскування палива.

Кут, на який не доходить вісь симетрії кулачка паливного насоса до сполучення з віссю симетрії плунжера в момент початку виходу палива з форсунки, називають кутом початку упорскування палива. При постійному куті початку подачі кут початку упорскування палива може бути різним, внаслідок різних величин гідродинамічних параметрів форсунок, паливо-проводів високого тиску й інших елементів лінії нагнітання [9].

Це варто враховувати при комплектуванні елементів дизельної паливної апаратури на двигун.

1.2. Аналіз видів та характеру зношення деталей паливної апаратури

У процесі експлуатації паливної апаратури в результаті застосування палив з незадовільним ступенем очищення відбувається зміна геометричних і фізико-механічних властивостей поверхні деталей, що приводить до погіршення роботи паливної системи, в результаті чого це призводить до

збільшення витрати палива машиною, зменшення її потужності і відбувається втрата її працездатного стану.

Розглянемо види та характер зношування деталей, що виникають в результаті незадовільної очистки палива, що виникають в агрегатах паливної апаратури, встановлюваної на зернозбиральних комбайнах

Найбільш вразливим місцем являються прецизійні деталі паливної апаратури, так як механічні частинки, що знаходяться в паливі потрапляють в зазори між деталями цих спряжень і призводять до значної зміни їх геометричних параметрів.

Значно зношуються деталі спряження «плунжер – гільза». Значному зношуванню піддається головка плунжера, особливо ділянка в її верхній частині, розташований проти впускного вікна гільзи так як в цій області виникають найвищі значення тисків, що призводить до більш глибокого проникнення частинок в метал плунжера.

Зношування охоплює поверхню у вигляді канавки, що розміщується уздовж плунжера. Максимальна глибина 0,023...0,025 мм і ширина 4,5...5 мм канавки знаходиться біля верхнього торця головки плунжера; довжина зношеної ділянки 9,5...10 мм, Розміри канавки зменшуються в напрямку від торця плунжера і до низу, і за серединою головки вони вирівнюються з поверхнею від верхнього торця й трохи нижче середини головки.

Чиста блискуча поверхня плунжера в результаті зношування на цій ділянці стає порізаною поздовжніми ризиками у вигляді борозенок середньої глибини 0,004...0,005 мм. Зношена ділянка має наступні зовнішні ознаки: матовий відтінок поверхні, гребінчасту нерівність, добре видиму в лупу 10-20 кратного збільшення, а при більших зносах помітну й неозброєним оком. Характер зношеної поверхні й мікронерівності на ній дозволяють стверджувати, що розглянута ділянка плунжера піддається, абразивному зношуванню [10].

У перший період, коли частки попадають у зазор, вони знімають більшу мікростружку, тому що ріжучі крайки їх гострі. Просуваючись далі між

стінками деталей, що ріжуть крайки абразивів затуплюються, частки роздрібнюються й ріжуча здатність абразивного матеріалу зменшується. Внаслідок цього й спостерігається більша глибина мікроборозенок і зношування у верхнього торця плунжера, а чим далі від торця, тим глибина борозенок і зношування менше.



Рис. 1.1. Знос плунжера паливного насосу

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

Гвинтова кромка головки плунжера зношується менше. Зношена поверхня розташована на відстані 5,5 мм від верхнього торця й захоплює ділянку, що близька до гвинтової кромки. Ширина пошкодженої ділянки по циліндричній поверхні не значна, (найбільша його частина 2,...2,7 мм), перебуває проти пропускового отвору; по висоті головки зношування поширюється на 4 мм.

Величина зношування гвинтової крайки по її довжині різна: максимальна перебуває на ділянці проти пропускового бокового отвору плунжера, розташованого в 6,5 мм від верхнього торця, і становить 0,018...0,020мм, мінімальна, рівна 0, 003...0,005 мм, відстоїть від торця на 9,5 мм.

Порушується також чистота доведених робочих поверхонь: на них з'являються подовжньо розташовані борозенки глибиною в середньому 0,004-0,005 мм, а також відсічна кромка, що на ділянці проти перепускового отвору

плунжера під впливом зосередженого місцевого розмиву змінює свою форму. Такий характер зношування пояснюється тим, що в момент перетікання з області високого в область низького тиску (період відсічення) паливо спрямовується з великою швидкістю з бічного пропускного отвору плунжера до відсічного вікна гільзи. При цьому рухаючись по найкоротшому шляху, паливо обмиває насамперед ділянку відсічної крайки проти пропускного отвору плунжера.

У перший момент відсічення, перепускне вікно гільзи відкрите частково, при своєму русі паливо зустрічає значний опір. Тому на зазначеній ділянці відсічна кромка розмивається паливом, з абразивом, що перебуває в ньому.

У втулки зношується внутрішня поверхня, що примикає до впускного й перепускного вікон. Більше зношування відбувається біля впускного вікна, менший біля перепускного.

Зношування зони впускного вікна має вигляд прямокутній, жолобоподібній канавці, шириною 4,5-5 мм розташованої уздовж гільзи.

У більшій мірі зношена поверхня над вікном довжиною 6...7 мм від його кромки нагору. Під вікном ділянка захоплює 4,5...5 мм. У безпосередній близькості до кромки спостерігається максимальний знос, що у верхньої її частини становить 0,025...0,027 мм і в нижньої 0,015...0,017 мм.

Робоча поверхня втулки над верхньою кромкою вікна покрита паралельними борозенками, розташованими уздовж втулки. Кромка вікна має великий завал і як би знята пилкою, край нерівний, рваний.

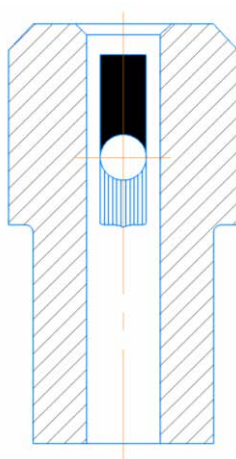


Рис. 1.2. Місця зношування втулки біля впускного вікна

Місцеве зношування поверхні в зоні перепускного вікна гільзи по характеру й розміщенню відмінний від зношування впускного вікна. Зношена ділянка перебуває з лівої сторони кромки вікна, має вигляд фігурної смуги шириною 2...2,5 мм; до верхнього торця він поширюється на 2...3 мм, до нижнього - на 4,5...5 мм. Величина зносу на краю кромки дорівнює 0,015...0,017 мм. З наближенням до торців гільзи вона різко зменшується, із правої сторони від вікна зношування майже немає.

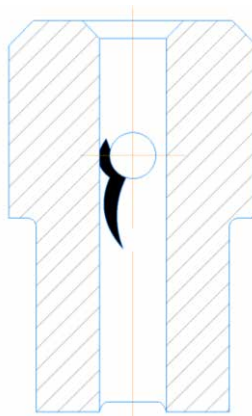


Рис. 1.3. Місця зношування втулки в перепускного вікна

Таке розташування зношування пояснюється тим, що при наявності лівої гвинтової кромки плунжера спочатку відкривається ліва сторона вікна гільзи. Тому паливо в момент відсічення, що містить в собі абразивні частинки, зношує цю сторону вікна, тоді як права закрита. Кромка з лівої нижньої сторони вікна сильно зношується, кругла форма її порушується, відбувається процес рідинного розмивання абразивом.

При складанні секції паливного насоса від монтажних зусиль штуцера високого тиску робоча внутрішня поверхня втулки плунжера деформується. При затягуванні натискного штуцера з рекомендованим моментом 120 Нм зазор у перетині вікон зменшується до 1,5 мкм, а на ділянці розташованому на 10...15 мм нижче вікон він збільшується до 3 мкм.

Такий характер деформації пояснюється конструктивними особливостями втулки впускне й відсічне вікна якої роблять найбільш значний вплив на зміну прецизійної поверхні втулки.

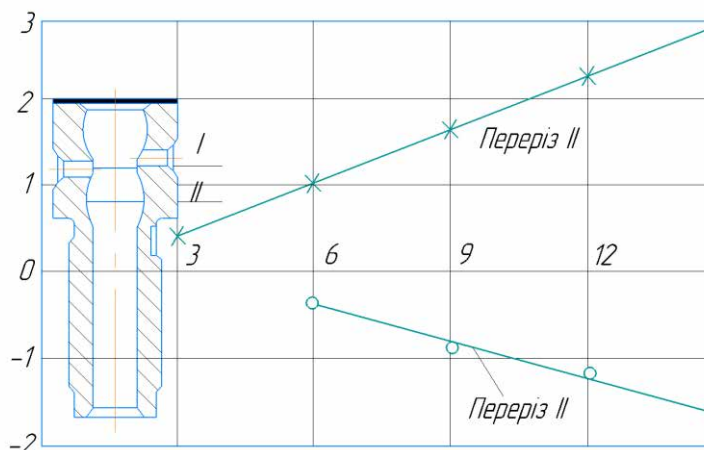


Рис.1.4. Зміна величини зазору плунжерної пари залежно від зусиль зтягування

На поверхні втулки поруч із впускним і відсічним вікнами внаслідок пружної деформації виникають відносно вузькі гострі виступаючі кромки. У момент нагнітання палива, коли впускне вікно ще повністю не перекрите, паливо з великою швидкістю під високим тиском спрямовується в нього, викликаючи гідро абразивне зношування його кромки.

При зношуванні кромок зростають втрати палива в компресорну частину.

При робочому ході плунжера, після перекриття випускного вікна гільзи, настає момент упорскування палива в циліндри двигуна. У зношених плунжерних пар початок упорскування запізнюється, тому що після перекриття впускного вікна паливо починає перетікати назад по жолобоподібній канавці місцевого зношування.

По міру руху плунжера вгору глибина й ширина зношеної ділянки зменшуються, у результаті чого зазор у цьому місці стає менше, витрати палива зменшуються й у певний момент із запізнюванням подається паливо. Чим більше величина місцевого зношування плунжерної пари, тим сильніше зворотне перетікання палива й отже, більше запізнювання початку упорскування

У випадку максимальної величини зношування плунжера й втулки кут випередження упорскування палива може запізнюватися до 5 градусів по кулачковому валу паливного насоса.

Крім того, зношування плунжерних пар значно знижує їхню продуктивність через витоки палива, особливо на пускових обертах.

Ріст витрати палива зі зменшенням обертів пояснюється тим, що при повільному русі плунжера час на перетікання зростає.

Плунжерні пари в паливному насосі зношуються неоднаково, тому перетікання палива на зношених ділянках буде різним, від чого підвищується нерівномірність подачі палива. При більших зносах деталей плунжерних пар, нерівномірність може збільшитися в три рази, на номінальних обертах і в п'ять разів на пускових обертах.

Зношування плунжерних пар супроводжується значним зниженням тиску подаваного палива. На пускових обертах нові пари повинні розвивати тиск подачі палива не нижче 50...60 МПа, а при зношуванні воно знижується в 4...5 разів. Якщо плунжерна пара не розвиває тиск в 30 МПа й більше, її варто замінити.

На показники паливної апаратури також впливає зношування гвинтової кромки плунжера й ділянки перепускного вікна гільзи, при цьому скорочується тривалість подачі палива.

На запізнювання моменту упорскування так само впливає зношування штовхачів кулачкового вала, нагнітального клапана й інших деталей.

У нагнітального клапана зношується запірний конус 1, розвантажувальний поясок 2, направляючий хвостовик 3. Поверхня запірного конуса зношується від ударної посадки клапана під дією пружини, залишкового тиску палива в трубопроводі, а також від впливу наявних у паливі абразивних часток.

Зношування запірного конуса клапана характеризується наявністю кільцевої канавки шириною 0,4...0,5 мм і середньою глибиною 0,05 мм (паливний насос 4ТН8,5х10, наробіток 3,5...4 тис. мото-год.).

Значно зношується розвантажувальний поясок клапана, циліндрична поверхня якого стає конічною. У кромки верхнього торця його знос в середньому досягає 0,008...0,01 мм, у нижньої кромки 0,03...0,35 мм.

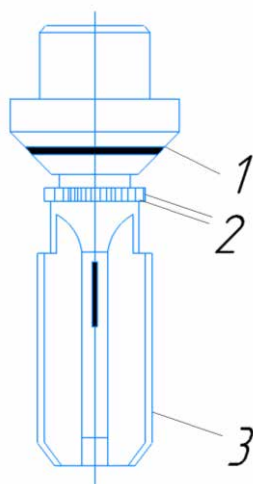


Рис. 1.5. Поверхні нагнітаючого клапана, що піддаються зносу

1-запірний конус; 2-розвантажувальний пояс; 3-напрямний хвостовик

Зношена поверхня має гребінчастий вигляд із глибокими борозенками між ними, що йдуть поперек усього пояса, які значно збільшують кільцевий зазор у сполученні розвантажувального пояса з отвором гнізда клапана. Зношену поверхню легко виявити неозброєним оком, а початкова стадія зношування з незначною висотою гребінців добре помітно в лупу з 10-20 кратним збільшенням.

Характер розташування зношування пояснюється заклинюванням абразивних часток у зазорі між стінкою отвору гнізда клапана й розвантажувального пояса в момент перекриття отвору пояском при посадці клапана. Частки роздрібнюються, і абразив втрачає ріжучу здатність. Тому більша глибина борозенок спостерігається з боку нижнього торця й розвантажувальний пасок зношується на конус.

Крім того, ця ділянка зношується в момент виходу пояса з отвору гнізда, коли через малу кільцеву щілину проходить зі значною швидкістю паливо, що нагнітається плунжером. Абразивні частки, що перебувають у паливі, роблять удари переважно по нижній частині пояса, знімаючи тут найбільшу мікростружку. У початковій стадії зношування на поверхні пояса з боку нижнього торця видні поперечні риси й незначне закруглення кромки [11, 12].

У гнізда клапана зношується запірний конус й напрямний отвір.

Вимірювання напрямного отвору гнізда клапана показало, що воно

сильно зношується у верхній частині, на ділянці довжиною 1,8...2 мм, тобто в зоні роботи розвантажувального пояска, по тим же причинам що й поясок клапана. Зношування досягає в середньому 0,025...0,03мм на діаметр. При цьому циліндрична форма отвору порушується, стає конічної, велика основа конуса лежить до верхнього торця гнізда клапана.

З боку нижнього торця отвір зношується незначно, від 0,005 до 0,01 мм. Зношена поверхня має прямокутні канавки, що йдуть по утворюючій, подібні з формою ребра хвостовика клапана.

Мікрорельєф стінки гнізда клапана у верхній частині (у зоні роботи розвантажувального паска) являє собою поверхню, порізану поздовжніми борозенками, такими ж, як і на розвантажувальному паску клапана.

Відрізняються лише тим, що на стінці отвору сидла клапана мікроборозенки дрібніше, а глибина борозенок висота гребінців збільшуються до верхнього торця гнізда клапана в напрямку, зворотному напрямку па розвантажувальному паску.

Характер зношування підтверджує, що поверхня руйнується шляхом зрізання мікростружок абразивним матеріалом, що попадають у зазор між розвантажувальним пояском клапана й отвором гнізда.

Зношування розвантажувального пояска клапана й отвору гнізда, що сполучається з ним, сильно спотворює початкові розміри, форму й чистоту поверхні.

Зазор у сполученні розвантажувального паска збільшується в 5...6 разів, а з урахуванням глибини борозенок мікро рельєфу - в 7...8 разів. При таких зазорах не створюється належний розвантажувальний ефект у паливо проводі високого тиску й не забезпечується чітке відсічення подачі палива.

Установлено, що з розширенням зазору в сполученні розвантажувальний поясок клапана - отвір його гнізда подача палива збільшується. Так, при зазорі 0,038...0,042 мм у новій парі він дорівнює 0,002...0,008 мм продуктивність секцій паливного насоса BOSCH на пускових обертах зростає на 50 - 60%, а на номінальних обертах - на 10...20%.

Нерівномірне зношування в комплекті клапанів насоса, створює різну величину зазору по розвантажувальному пояску й отже, неоднакову розвантаження паливо проводів високого тиску, що приводить до неоднакової подачі палива. Тому зношування нагнітальних клапанів завжди супроводжується збільшення нерівномірності подачі палива. Так, на номінально режимі нерівномірність подачі паливного укомплектованого клапанними парами з різним зазором у зоні розвантажувального пояска, збільшується в 4...5 разів.

Цей же насос із новими клапанними парами мав нерівномірність подачі близько 3%.

Зі зношуванням клапанів спостерігається раннє упорскування (у середньому на $2...2,5^\circ$). Тривалість упорскування збільшується через зниження розвантажувального ефекту клапана. Тому форсунка дає розтягнуте упорскування, Головним чином подовжується кінець його, тому що голка форсунки здійснює повільну посадку, при цьому відсутнє чітке відсічення упорскування.

Порушення в роботі паливної апаратури, пов'язані зі зношуванням розвантажувального паска клапана, перевірені на гарячому двигуні. При зазорі по розвантажувальному пояску 0,042...0,043 мм годинна витрата палива двигуном підвищується на 13,8%, а потужність знижується на 9%.

Надлишкова подача палива, нерівномірний розподіл його по циліндрах, збільшення тривалості упорскування порушують процес згоряння паливної суміші, двигун працює жорстко, з димним вихлопом, перегрівом, з більше інтенсивним зношуванням деталей шатунно-поршневої групи.

Робота двигуна на малих обертах характеризується високою твердістю, нерівномірністю й димністю вихлопу. При частоті обертання менше 600 хв^{-1} спостерігаються перебої в роботі циліндрів, сильна вібрація двигуна й висока димність вихлопу.

Зношенню, в результаті використання палива неналежної якості, підлягають також деталі форсунки. Що призводить до погіршення

розпилювання палива і як внаслідок до неповного його згорання і зниження технічних показників двигуна.

Однією з деталей форсунки, знос якої значно впливає на функціональні показники системи живлення, являється голка розпилювача.

У голки зношуються наступні поверхні: напрямна частина 3 (рис. 1.6.), запірний конус 4, верхнє заплічко 2 і верхній торець хвостовика 1. Напрямна поверхня голки зношується з нижньої сторони. Величина зношування становить 0,001... 0,003 мм. У результаті циліндрична поверхня набуває кінчної форми (розпилювач РШ6-2Х250).

До найбільш слабких місць голки належить запірний конус, що особливо піддається зношування. Запірна поверхня голки сприймає ударне навантаження пружини форсунки й абразивна дія наявних у паливі твердих часток.

Величезна кількість ударів голки з великим навантаженням від пружини форсунки сприймається невеликим притертим пояском (шириною 0,2...0,25 мм) на голці й запірній фасці корпуса розпилювача. Метал при такому великому навантаженні перетерплює наклеп, поверхню його ущільнюють, відбуваються явища втоми металу, при цьому мікро об'єми лупляться, а паливо, що проходить з великою швидкістю, із твердими абразивними частками в момент упорскування змиває відсталі частки металу.

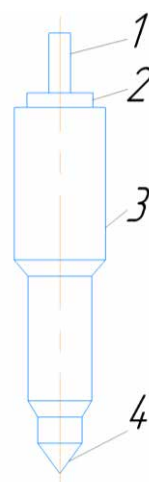


Рис. 1.6. Місця зношення поверхні голки

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

Поверхня запірної конуса голки зношується нерівномірно: більше (0,07...0,08 мм) - у середній частині, менше (0,055...0,06 мм) - у нижньої підстави й ще менше (0,04...0,075 мм) - у верхнього.

Внаслідок зношування поверхні запірної конуса голки, та сідла корпуса розпилювача порушується щільність їх прилягання. Паливо в розпилювачі, при закритій голці, до й після упорскування підтікає з наступним нагароутворенням. Тому що фаза горіння у двигуна коротка (в 10 разів коротше, ніж у карбюраторного), то великі краплі не встигають згоріти й утворюють кокс, нагар на деталях розпилювача, поршнях й компресійних кільцях. Значне зношування запірної частини настільки порушує герметичність посадки голки, що гази з камери згорання прориваються усередину розпилювача, від чого деталі перегріваються й звичайно голка заїдає від жолоблення або закоксування.

В експлуатаційних умовах підтікання розпилювача проявляється димним вихлопом і зниженням потужності двигуна.

Найбільшому зношуванню на циліндричних поверхнях голки піддається штифт. Поверхня його із циліндричної стає конічною, менше основа конуса спрямована убік нижнього торця. На нижньому кінці штифт по діаметрі зношується на 0,025...0,03 мм, а верхньої частини - на 0,01...0,12 мм по діаметрі.

Гідроабразивним зношуванням охоплюється ділянка штифта, що перебуває в кільцевій щілині між стінками соплового отвору, тому довжина борозенок і гребінців штифта дорівнює товщині стінки соплового отвору корпуса розпилювача.

Присутність на поверхнях штифта й стінках соплового отвору гребінців з гострими вершинами сприяє утворенню при упорскуванні окремих струменів і такий розпил звичайно називають струминним. Він обумовлює нагароутворення на розпилювачі, поршні й камері згорання.

Необхідно відзначити, що штифт голки обмивається гарячими газами камери згорання, де при наявності активних кислот процес корозії протікає більш інтенсивно, і поверхня штифта, тому сильно руйнується.

У процесі експлуатації паливних апаратів розпилюючий конус зношується повільно. Характер зношування нагадує кільцеву западину незначної глибини, розміщену в середині твірної поверхні конуса. Найбільша величина зносу 0,027... 0,029 мм, по діаметру знаходиться в середній частині конуса, верхня (менша) основа конуса зношується на 0,015...0,017 мм; зношування нижньої основи конуса (на кромці) становить 0,005...0,001 мм (РШС-2Х250).

Більше зношування в середній частині поверхні розпилюючого конуса визначається характером роботи штифтового розпилювача: удар паливних струменів припадає на середню частину поверхні конуса; абразивні частки, що перебувають у паливі, знімають мікро-стружку, залишаючи риски на металі, які поступово розмиваються.

Знос розпилюючого конуса наростає разом зі збільшенням частоти підйому голки, що відбуває в результаті зношування нижнього торця корпусу форсунки, верхнього заплічка голки й заірних поверхонь розпилювача. Ріст зносу розпилюючого конуса пояснюється в цьому випадку збільшенням швидкості руху струменя палива у звуженій сопловій щілині.

Під час роботи форсунки голка робить велику кількість підйомів і опускань, верхній торець напрямної частини голки в момент підйому вдаряється про нижній кінець корпусу форсунки. Значне ударне навантаження, зосереджене на малій кільцевій площадці верхнього торця голки, веде до зношування, сполучених поверхонь у вигляді наклепу металу.

Від зминання верхнього торця голки на крайці утворюються заусениці, які іноді викликають зависання голки в напрямному отворі розпилювача.

Сумарне зношування торця напрямної поверхні голки, нижнього торця корпусу форсунки й заірних конусів розпилювача збільшує висоту підйому голки на 0,16...0,31 мм (наробіток 5000 мото-год). Гранична висота підйому голки доходить до 0,7 мм замість установлюваної заводом 0,35...0,42 мм, у зв'язку із чим швидкість опускання голки збільшується. Тому відносно швидко розбивається заірня частина розпилювача й прогресивно наростає зношування

розпилюючого конуса.

Поверхні корпуса розпилювача зношуються по напрямному отворі, запірному гнізду й сопловому отвору.

Напрямний отвір корпуса розпилювача зношується подібно сполученій з нею поверхні голки. Циліндричний отвір стає конічним, більше підстава основа конуса спрямована до нижнього торця розпилювача, зношування в нижньої кромки отвору досягає 0,003...0,005 мм. Характер мікрорельєфу зношеної поверхні однаковий з голкою, тому що зношування викликають одні причини.

Значному зношуванню в корпуса розпилювача піддається запірний конус, ущільнений метал виглядає кільцевою канавкою. Причини зношування такі ж, як і в запірного конуса голки.

Глибина зношеної поверхні сідла в середньому досягає 0,05...0,08 мм. У результаті зношування запірних поверхонь голка просідає, збільшується висота її підйому, погіршується герметичність сполучення. Сумарне зношування сідла розпилювача й запірного конуса дає просідання голки в межах 0,15...0,2 мм, причому зміщується розпилюючий конус щодо кромки соплового отвору й штифт не робить належного впливу на струмінь палива. Тому якість розпилу палива погіршується, а порушення щільності сполучення приводить до підтікання розпилювача. При роботі двигуна цей дефект проявляється димним вихлопом і незначним збільшенням витрати палива.

Сопловий отвір корпуса розпилювача піддається сильному зношуванню, циліндрична форма його порушується, діаметр збільшується, вихідні крайки закруглюються, на стінах отвору утворюються борозенки.

Діаметр отвору збільшується на 0,029...0,078 мм, отже, сопловий отвір перетерплює більше зношування, чим сполучений з ним штифт голки. Найбільше зношуються крайки отвору, особливо вихідні, отчого погіршується розпил палива.

У багатоотворних розпилювачів зношуються наступні робочі поверхні: напрямний отвір і сполучена з ним циліндрична поверхня голки, соплові отвори, запірний конус.

Багатоотворні розпилювачі тракторних і автомобільних дизелів піддаються поступовим і раптовим відмовам. До поступових відмов варто віднести абразивне зношування поверхонь напрямного отвору й запірнього конуса деталей розпилювачів. До раптових відмов ставиться порушення рухливості голок, викликане зношуванням при заїданні. Проникнення гарячих газів, усередину корпусу розпилювача створить сприятливі умови для осмолення робочих поверхонь сполучення й відкладення коксу. Це приводить до зменшення зазору між поверхнями корпусу й голки, що обумовлює підвищення тертя й порушення рухливості голки.

У процесі роботи розпилювачі нагріваються до температури, що перевищує 180°C , що приводить до зниження поверхневої твердості.

В результаті зношення деталей розпилювача, насамперед різко знижується один з основних показників розпилювача - гідравлічна щільність. Щільність прецизійної пари порушується переважно через зношування запірнього конуса голки й корпусу, розпилювача, у меншій від збільшення зазору в напрямній частині розпилювача. Перевірка великої партії зношених розпилювачів виявила, що 90% їх не мають належний гідравлічної щільності, і показники її значно нижче меж, установлених технічними умовами.

Швидкість падіння тиску в зношених розпилювачів в 3 рази більше, ніж у нових. При тиску в системі приладу КП-1609Д у 20 МПа за перші 10 с нові розпилювачі знижують тиск на 1,0-1,3 МПа, а зношені - 4,3-6,7 МПа; за 50-60 з нові в середньому знижують тиск на 4,0-5,0 МПа, тоді як зношені - 1,40-1,5 МПа.

Зношування деталей розпилювача приводить також до втрати важливого показника в роботі форсунки - якості розпилу. У перевіреній партії зношених розпилювачів 90%, з них мали крупнокапельний і струнний розпил палива. Такі якість розпилу пояснюється низькою гідравлічною щільністю в сполученнях розпилювача, гребінчастою мікрогеометрією поверхні штифта й стінок соплового отвору, більшим просіданням голки й у зв'язку із цим поганим впливом конічної частини штифта на струміль.

Зношування циліндричної частини штифта й діаметра соплового отвору збільшує кільцевий зазор між ними в 1,5...2,0 рази, і він стає неконцентричним. При упорскуванні паливо проходить у більший зазор, кільцевий перетин струменя зростає й умови розриву струмені погіршуються.

Внаслідок поганої гідравлічної щільності розпилювача тиск у його камері наростає повільно, тому виходить «мляве», розтягнуте упорскування, без чіткого відсічення, з більшим розпилком. Мляве упорскування характеризується незначним зниженням тиску в системі акумуляторної установки. Якщо нові розпилювачі при упорскуванні знижують тиск на 3...5 МПа, то зношені - на 1,2...1,7 МПа.

Глухе упорскування палива форсункою, з невеликим зменшенням тиску є наслідком високих гідравлічних опорів зношених поверхонь штифта й стінок соплового отвору через спотворення їхньої форми, наявності значних мікронерівностей на цих поверхнях, порушення концентричності штифта й соплового отвору.

Зі збільшенням висоти підйому голки спостерігається зміна витрати палива. Так, ріст висоти підйому до 0,45...0,50 мм {нормально 0,35...0,42 мм} викликає невелике збільшення подачі палива. При значній висоті підйому (0,60...0,70 мм) подача палива на номінальних обертах зростає на 3,7%.

Оскільки збільшення висоти підйому голки розпилювача приводить до цілого ряду порушень в роботі форсунки, висоту підйому її при ремонті й регулюванні необхідно контролювати.

1.3. Висновки до розділу 1

Проведений аналіз показників надійності агрегатів паливної системи та існуючих методів його діагностування показують, що до нашого часу ще недостатньо досліджені закономірності впливу зношення деталей основних пар, що труться, «плунжер – втулка» на працездатність паливної системи. В значній мірі це обумовлюється недостатньою кількістю даних по величині і характеру зношення основних деталей, зміна технічного стану яких в першу чергу

впливає на функціональні параметри паливного насосу.

Отримання інформаційної оцінки про стан агрегатів паливної системи та його деталей в умовах експлуатації та після ремонту ускладнюється тим, що існуюча система безрозбірної оцінки технічного стану паливної апаратури характеризується рядом простих перевірок тиску в декількох контрольних точках. При цьому інформації являється явно недостатньо. В значній мірі це обумовлюється відсутністю раціональних алгоритмів перевірки технічного стану агрегатів паливної системи, як при проведенні планового діагностування, ремонту так і при пошуку несправностей (раптова відмова).

1. Паливна апаратура впливає на роботу дизельного двигуна. При цьому плунжерні пари є найважливішими елементами ДПА.

2. На ремонтних підприємствах немає засобів достовірного контролю технічний стан плунжерних пар.

3. Автори наявних у цей час досліджень пов'язують питання визначення витрати витоків палива в зазор плунжерної пари з визначенням цього зазору, що припустимо лише для нових виробів.

4. Існуючі методи оцінки технічного стану плунжерних пар у динамічних умовах малопродуктивні, точність оцінки залежить від технічного стану нагнітальних клапанів і інших елементів паливної системи.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технологія ремонту плунжерних пар дизельних двигунів

У дизельному двигуні найбільш складним і дорогим вузлом є паливний насос високого тиску. Вихід насоса з ладу, як правило, пов'язаний зі зношуванням робочих поверхонь установлених у ньому плунжерних пар, які, у свою чергу, є самими високоточними й дорогими деталями як у самому насосі так і у всьому двигуні.

Загальний вид і основні конструктивні елементи плунжерної пари показані на рис. 2.1. Типова плунжерна пара складається зі плунжера 1 і гільзи 2. Гільза плунжерної пари має два наскрізні отвори: впускне 2 і пропускне 3, причому перше розташоване трохи нижче другого. На плунжеру плунжерної пари є осьовий отвір 4 з'єднане із двома симетричними спіральними канавками 5.

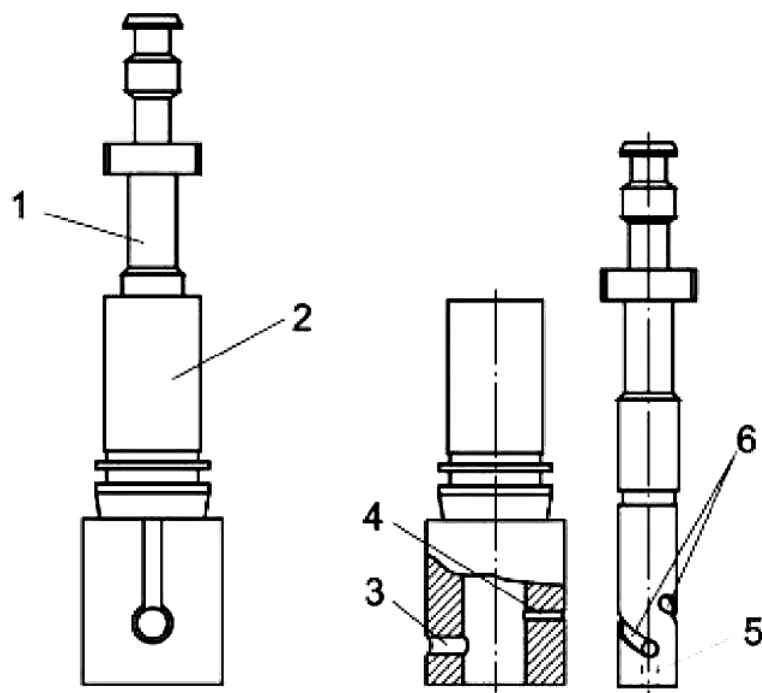


Рис.2.1. Загальний вид і основні конструктивні елементи плунжерної пари

Незважаючи на велику різноманітність типів плунжерних пар усі вони мають схожу конструкцію й виконують аналогічні функції й це визначає

подібний характер зносів їх робочих поверхонь. Відомо, що деталі плунжерних пар не взаємозамінні. За заводською технологією, останньою операцією технологічного процесу виготовлення плунжерних пар, є їхнє селективне складання. Пари збираються з радіальним зазором не перевищуючим 1,5 мкм, притім, що самі деталі виготовляються з розкидом діаметральних розмірів у менше сотих часток міліметра. У цьому зв'язку, в основу технології відновлення працездатності плунжерних пар було покладено нове селективне складання груп деталей одного типорозміру. Для забезпечення можливості складання «нових пар» обов'язковою умовою є відновлення циліндричності їх зношених поверхонь. Іншими словами, робочі поверхні пари повинні бути перешліфовані з таким розрахунками щоб на них не залишилося слідів зношування [3, 4].

Аналіз можливих варіантів обробки зношених внутрішньої й зовнішньої циліндричних поверхонь плунжерної пари показав, що найпростішим, дешевим, способом обробки, що забезпечують високу точність виявився метод спільного перешліфовування плунжера й гільзи за допомогою алмазної пасті. Суть методу в тому, що інструментом для обробки гільзи є плунжер, а для плунжера гільза, тобто ті самі деталі які працювали в парі.

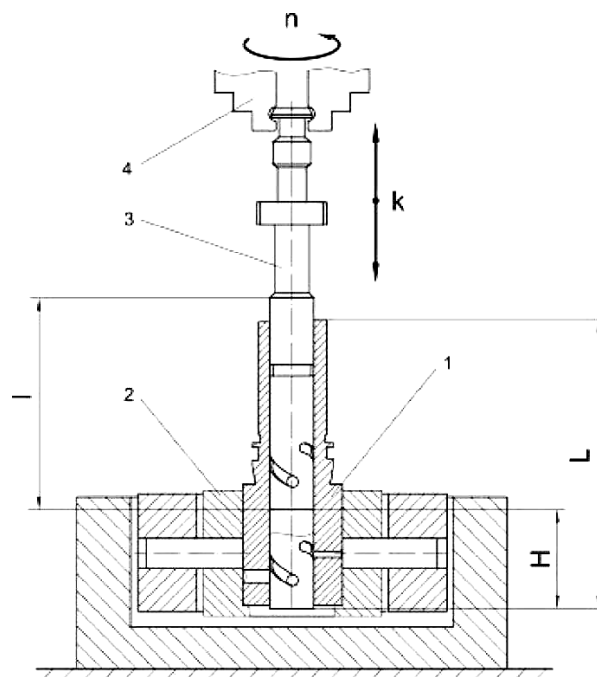


Рис.2.2. Схема спільного перешліфовування зношених робочих поверхонь плунжера й гільзи

Схема перешліфовування зношених робочих поверхонь плунжера й гільзи показана на рис.2.2. За даною схемою гільза 1 встановлюється в самоустановлювальне оправлення 2, а плунжер 3 закріплюється в шпинделі верстата 4. Плунжеру надається обертальний робочий рух зі швидкістю (n) не менш 3000 об/хв і зворотно-поступальний рух подачі із частотою (k) порядку 1 хід за секунду. Величина робочого ходу плунжера повинна бути порядку половини довжини робочої поверхні гільзи, тобто

$$H = 0,5 \cdot L . \quad (2.1.)$$

У якості ріжучого матеріалу необхідно використовувати алмазну пасту марки 2/1.

Якщо після перешліфовування деталей плунжерної пари пастою 2/1 на їхніх поверхнях залишаються сліди зношування обробку слід повторити пастою 3/2, а потім і пастою 5/3.

Після перешліфовування плунжерні пари розкомплектовуються, деталі миються в бензині або органічних розчинниках і направляються на нове селективне складання.

Дослідження зміни розмірів деталей до й після обробки їх зношених поверхонь проводилися на плунжерних парах до паливних насосів високого тиску дизельних двигунів вантажних автомобілів.

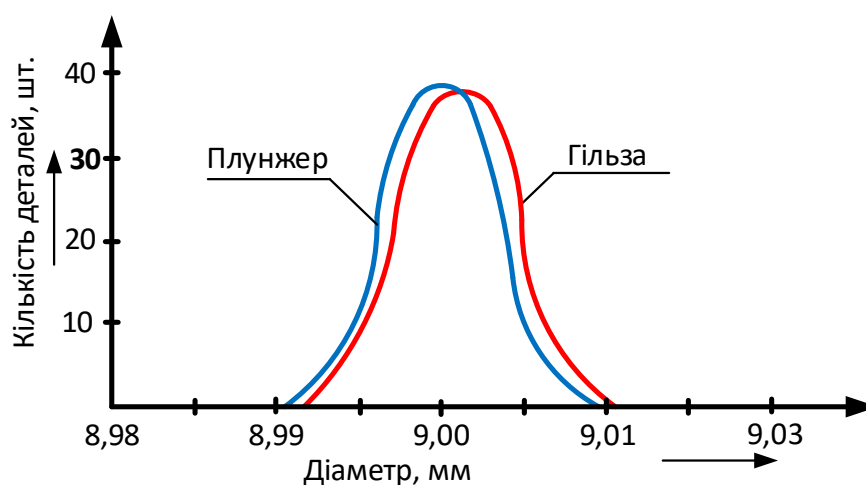


Рис 2.3. Розподіл розмірів плунжера й гільзи до перешліфовування

На рис.2.3. показані закони розподілу діаметральних розмірів плунжера й

гільзи до перешліфовування їх зношених поверхонь. Діаметр отвору більше діаметра вала на долі тисячних часток міліметра, тобто величину робочого зазору плунжерної пари. Після перешліфовування криві нормального розподілу розмірів (рис. 2.4.) зміщуються в різні сторони на величину припуску, що знімається. У результаті перешліфовування діаметр плунжера плунжерної пари зменшується приблизно на 3-5 мкм, а діаметр гільзи відповідно збільшується на таку ж величину.

Практика показала, що при нормальних зносах зняття зазначеного припуску практично повністю видаляє з поверхні деталей зношені ділянки. Деталі розміри яких лежать у зоні 1 мають ймовірність зібратися в нові пари, тому що їхні номінальні розміри перекриваються.

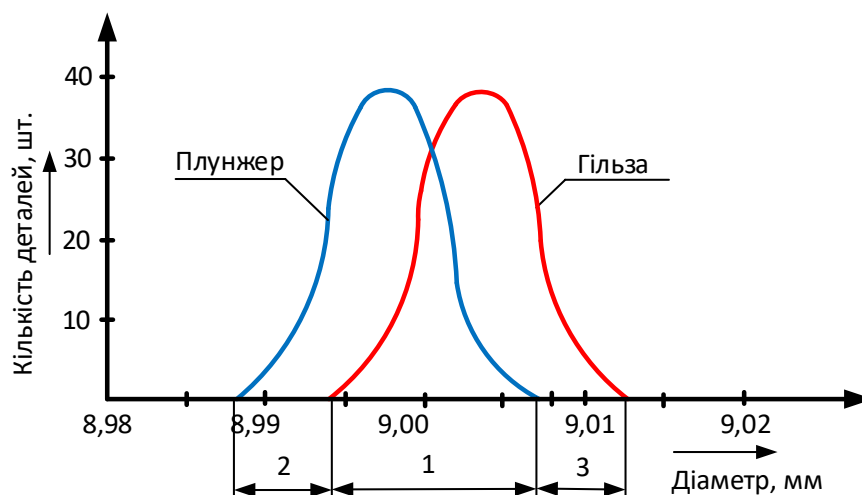


Рис. 2.4. Розподіл розмірів плунжера й гільзи після перешліфовування

У процесі вивчення процесу була вироблена проста методика нового селективного складання пари. Без визначення фактичного розміру перешліфовані гільзи розбивалися на групи деталей близьких по розмірах. Діапазон коливань розмірів у групі становив 5 мкм. У якості інструмента розбивки на групи розмірів використовувався спеціальний конічний калібр із різницею діаметрів в 0,025 мм. По довжині калібр був розділений ризиками на п'ять рівних частин пронумерованих відповідно від 1 до 5. Приналежність гільзи до тієї або іншої розмірної групи визначалася по глибині опускання

калібру в отвір гільзи. Схема методу поділу перешліфованих гільз на розмірні групи показана на рис. 2.5.

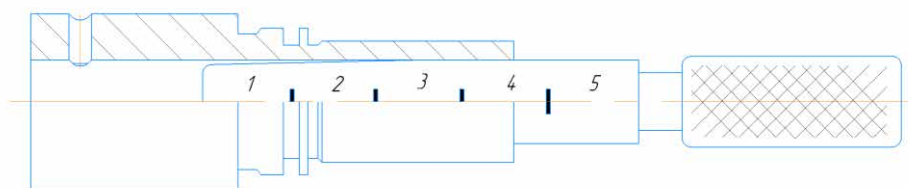


Рис.2.5. Конічний калібр для визначення розмірної групи гільзи

У результаті кожна з деталей містилася в одну з п'яти гнізд де з рештою збиралися деталі однієї групи розмірів. Гнізда з однаковими деталями розміщалися по зростанню розмірів. При такій систематизації втулок підібрати плунжеру відповідну по діаметру гільзу дуже легко.

Споконвічно нова пара збиралася з невеликим натягом, так щоб плунжер хоч і важко, але міг рухатися в гільзі. Після цього проводилося притирання пари алмазною пастою з розміром зерна до 1 мкм, тобто пастою марки 1/0.

Відсоток виходу гарних пар зібраних за такою методикою становить приблизно 40 відсотків від загальної кількості перешліфованих пар. Деталі розміри яких лежать у зонах 2 і 3 (рис. 2.4.) у принципі зібратися не можуть. При будь-якій комбінації зазор у парі буде більше припустимого.

Як було сказано, частина деталей після перешліфовування не може бути зібрана в нові пари. Плунжери діаметр яких перебуває в зоні 2 (рис. 2.4.) і гільзи з діаметром із зони 3 мають розміри які при будь-якій комбінації не забезпечать необхідного зазору в парі.

Для забезпечення можливості спільного складання названих груп деталей на плунжер необхідно нанести шар зносостійкого покриття товщиною 5-7 мкм.

Вивчення цього питання дозволило зробити висновок, що найбільш прийнятними способами збільшення діаметра гільзи є хіміко-гальванічне нанесення максимально рівномірного шару хрому товщиною порядку 10 мкм із наступною обробкою поверхні для відновлення її циліндричності.

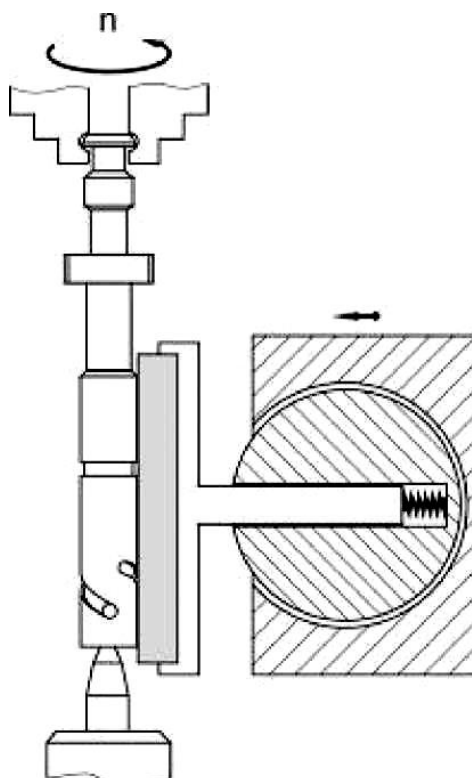


Рис. 2.6. Схема пристрою для шліфування поверхні плунжера

Як показала практика найпростішим і дешевим способом відновлення циліндричності плунжера після нанесення покриття є шліфування останнього самоустановлювальним бруском шаржованим алмазною пастою. Схема способу обробки показана на рис. 2.6. Деталь, що оброблюється, встановлюється в патрон і центр, потім патроном деталь обертається зі швидкістю не менше 3000 об/хв.

Шліфувальний брусок притискаючись до деталі самовстановлюється по її поверхні і зішліфовує ділянки покриття, що перебувають вище середньої лінії утворюючої циліндра. При даній схемі обробки формотворним елементом є профіль шліфувального бруска, тому площинність його поверхні повинна бути близька до ідеальної. А так як в процесі обробки поверхня бруска зношується то його необхідно періодично притирати з іншими аналогічними брусками до повного відновлення площинності їх робочої поверхні [4, 5].

Послідовність відновлення прямолінійності утворюючої циліндричної поверхні плунжера схематично показана на рис. 2.7.

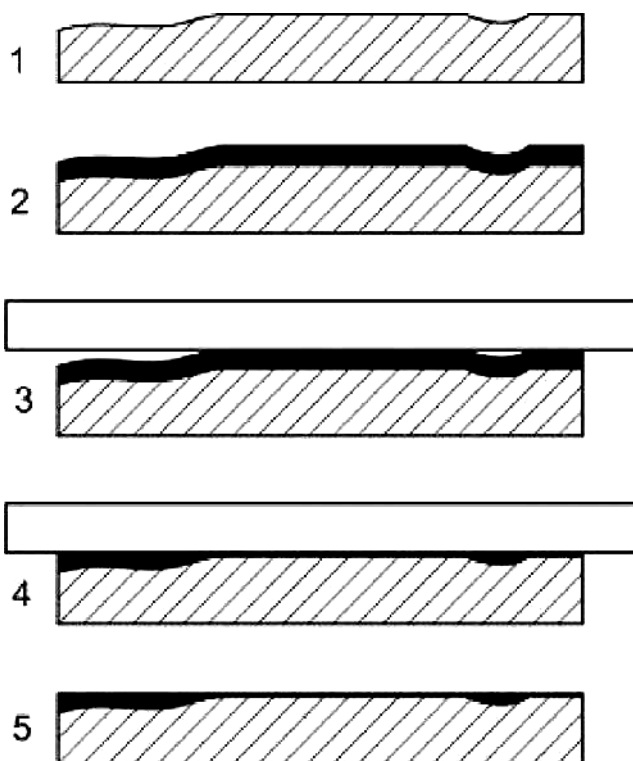


Рис. 2.7. Схема відновлення прямолінійності утворюючої циліндричної поверхні плунжера

Комплексний контроль плунжерних пар здійснюється при перевірці й регулюванні паливних насосів високого тиску на які вони встановлюються. У випадку невідповідності робочих параметрів насоса розрахунковим плунжерні пари вибраковуюються. Для виключення подібних ситуацій відновлені плунжерні пари повинні зазнати стовідсоткового контролю при складанні.

Найбільш об'єктивним методом контролю якості складання плунжерних пар є вимір швидкості протікання дизельного палива через зазор між плунжером і гільзою плунжерної пари, а також величина робочого тиску створюваного плунжерною парою при робочому ході плунжера.

У процесі виконання даної роботи був розроблений стенд для контролю якості складання плунжерних пар. Схема стенда представлена на рис. 2.8. Основними елементами конструкції стенда є стакан 1 у який встановлюється плунжерна пара 2. Гільза плунжерної пари щільно притискається до денця стакану гайкою 3. Робоча порожнина стакану з'єднана з манометром 4. У стакані повинно перебувати дизельне паливо в яке опускається плунжерна пара

з виведеним у верхнє положення плунжером. Паливо при цьому заповнює внутрішню порожнину гільзи й може бути витиснуте плунжером тільки через зазор між робочими поверхнями плунжера й гільзи. Зусилля на плунжеру створюється важелем 5 за допомогою підвішених на ньому вантажів 6.

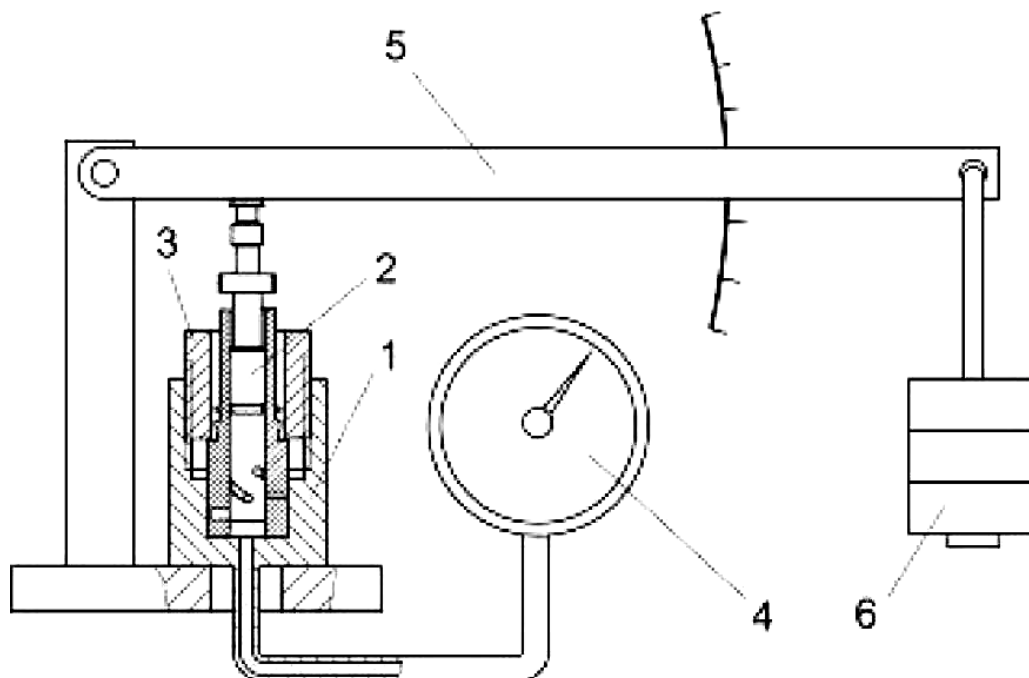


Рис. 2.8. Схема стенда для контролю гідравлічної щільності плунжерних пар

Представлений стенд дозволяє оцінити щільність сполучення пари й визначити створюваний нею тиск при суворо певному навантаженні на плунжеру. Припустима швидкість опускання важеля й тиск показуване манометром повинні бути відтаровані по контрольних зразках нових плунжерних пар.

У процесі селективного складання плунжерні пари повинні перевірятися по плямі контакту поверхонь, що сполучаються. Із цією метою був розроблений метод з використанням графітного змащення. Робочі поверхні плунжерної пари змазувалися невеликою кількістю названого змащення яка рівномірно розподілялася в зазорі між контрольованими поверхнями шляхом переміщення плунжера в гільзі. Потім, змащення з поверхні плунжера витиралася й він вставлявся й відразу виймався з гільзи на внутрішній поверхні якої залишалося змащення. У результаті, у випадку якісного сполучення, поверхня плунжера

повинна бути знову рівномірно покрите змащенням. Наявність світлих плям на його поверхні неприпустимо.

Зазор у сполученні плунжера й гільзи може бути проконтрольований непрямим методом. Із цією метою було розроблено спеціальне оснащення показана на рис. 2.9. Величина зазору може бути оцінена по величині хитання плунжера в гільзі коли плунжер входить у гільзу на величину порядку $1/10$ своєї довжини. Як видно зі схеми, величина хитання стрілки індикатора, при прикладанні знакозмінного навантаження до плунжера, прямо пов'язана з величиною зазору в сполученні. Так, для плунжерних пар дизельного двигуна зернозбиральних комбайнів - розмах хитання кінця плунжера при 5 міліметровому входженні плунжера в гільзу не повинен перевищувати 0,02 мм. У цьому випадку діаметральний зазор у парі не буде перевищувати 2 мкм.

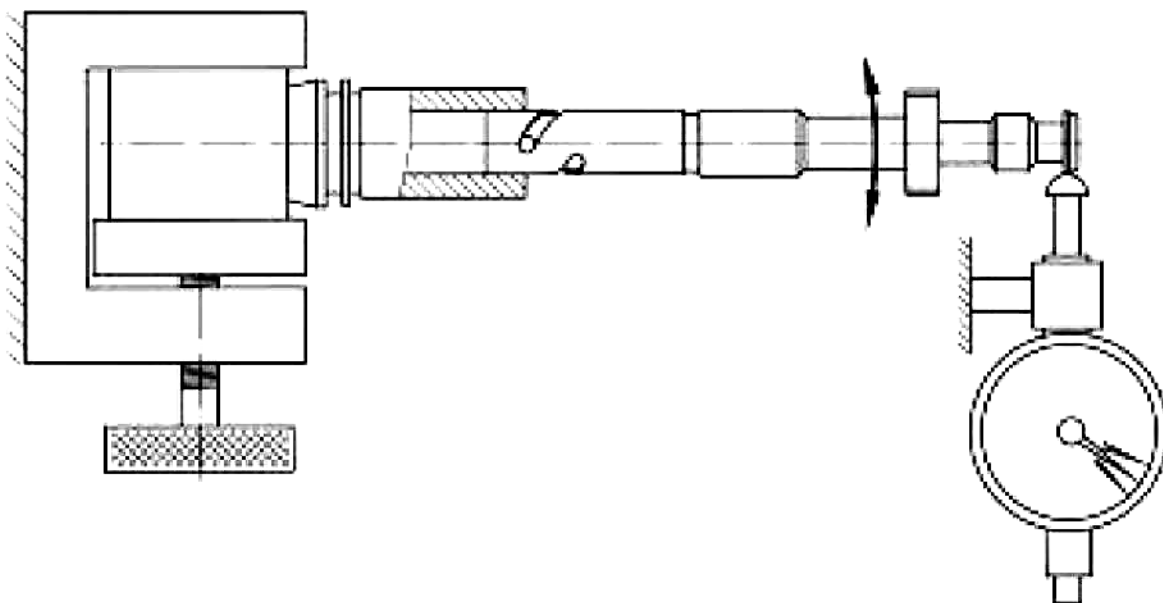


Рис. 2.9. Схема пристрою для визначення величини зазору в плунжерній парі по розмахові хитання плунжера

Пропонований спосіб контролю досить простий і об'єктивний. Його можна використовувати як перший щабель контролю плунжерних пар. Після чого перевіряється пляма контакту поверхонь, що сполучаються, і потім щільність сполучення по витоківі дизельного палива.

2.2. Висновки по розділу 2

1. Теоретичний аналіз зв'язку наростання тиску в надплунжерній порожнині з технічним станом плунжерної пари дозволяє ухвалити рішення щодо розробки методу визначення її технічного стану по наростанню тиску в надплунжерній порожнині.

2. Визначено залежність зміни пускової циклової подачі палива від кута наростання тиску, що дозволяє розрахувати довговічність плунжерних пар при контролі їхнього технічного стану.

3. Розроблено технологічний процес відновлення плунжерних пар паливних насосів, а також методику контролю якості їх селективного підбору.

4. Визначено зону дії ремонтної майстерні яка становить у діаметрі 26 км.

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма і загальна методика експериментальних досліджень

У відповідності з поставленими задачами програма експериментальних досліджень включала наступне:

1. Дослідити технічний стан агрегатів паливної системи, що потрапляють в ремонт і виявити найбільш характерні відмови.

2. Збір та обробка статичних даних про зміну параметрів технічного стану (ПТС) агрегатів паливних систем від напрацювань.

3. Дослідити взаємозв'язок між структурними та діагностичними параметрами для визначення останніх і розробити методику оцінки технічного стану з'єднання «втулка – плунжер» при проведенні випробувальних та контрольних – обкатувальних робіт.

Збір інформації про технічний стан агрегатів паливної системи проводився як безпосередньо в господарствах, так і в спеціалізованих майстернях по їх ремонту.

Зняті з машин паливні насоси перевірялися на стендах фірми «Bosch» з застосуванням відповідних пристроїв.

Після ремонту паливні насоси встановлювалися на спеціальний стенд та від'єднувалися до стенду «Bosch» який використовувався в якості приводу та пристрою для контролю і створення робочого тиску.

Кількість дослідів при проведенні лабораторних досліджень визначалась за умов забезпечення надійності 0,90 и помилки до 10% взятою частках стандартів.

Зважаючи на те що, не було даних для встановлення необхідної повторності дослідів, приймалась трійна повторність як мінімальна. Визначення граничних значень структурних параметрів технічного стану виконувалось по методиці, дозволяючи визначити взаємозв'язок між їх якістю

відновлення та втратою палива, а також працездатністю насосу.

З метою скорочення об'єму робіт при визначенні функціональних залежностей параметрів технічного стану від наробітки застосовувався статистичний метод, при якому збір інформації проводився при періодичних спостереженнях (разових обстеженнях) агрегатів паливної системи. Згідно рекомендаціям кількість насосів вибиралась з умови отримання оцінок показників надійності з довірчою імовірністю 0,9 і відносною похибкою 0,15.

При проведенні дослідів у якості робочої рідини використовувалось дизельне пальне.

Обробка даних, отриманих внаслідок експериментів, виконувалась з застосуванням метода найменших квадратів. Вибір апроксимуючих функцій здійснювався з урахуванням максимальної згоди з експериментальними даними.

Теоретичні дослідження, викладені в попередньому розділі, дозволяють виділити ті структурні параметри плунжерних пар, які впливають на якість функціонування. Аналіз показав, що зв'язок між структурними й функціональними параметрами носить складний характер. Більшість функціональних параметрів є режимними, тому важко вибрати параметр, що однозначно характеризував би технічний стан плунжерних пар.

Правильність отриманих теоретичних висновків можна довести тільки після експериментальних досліджень.

Тому експериментальним шляхом ці завдання вирішувалися по програмі й що передбачає наступні основні етапи.

По-перше, передбачалося вивчити розміри й зони зношування прецизійних поверхонь плунжерних пар. Для проведення експериментальних робіт були прийняті плунжерні пари, відібрані на рем. підприємствах.

По – друге, планувалося проведення порівняльних випробувань плунжерних пар по гідросціальності й пневмоціальності. Гідравлічна щільність у цей час є основним і найпоширенішим показником оцінки технічного стану плунжерних пар як при виготовленні, так і в ремонтному виробництві. При

випробуванні на гідросцільність передбачалося фіксування кута повороту плунжера у втулці й активному ході плунжера.

Метод по визначенню пневматичної щільності менш розповсюджений і вимагає більше повного вивчення, тому для рішення цього завдання застосовуємо метод планування багатофакторного експерименту.

По-третє, з метою перевірки теоретичних висновків (розділ 2) передбачалося проведення дослідження залежності часу фронту наростання імпульсу тиску в надплунжерному просторі й ефективному прохідному перетині зазору плунжерної пари від зниження циклової подачі на режимі пуску.

По-четверте, шляхом проведення безмоторних досліджень необхідно визначити ефективний показник оцінки технічного стану плунжерних пар і обґрунтувати режим їхнього випробування.

Значний, п'ятий етап, передбачав розробку, перевірку ефективності й впровадження у виробництво динамічного методу випробування плунжерних пар.

Аналіз літературних джерел дозволив визначити невирішені завдання в області технічного стану плунжерних пар. Спостереження за відмовами плунжерних пар в умовах рядової експлуатації дизельної паливної апаратури дозволили виявити характерні структурні й функціональні параметри, зробити розрахунок потенційної ефективності динамічного методу випробування плунжерних пар.

У теоретичній частині роботи передбачалося досліджувати вплив зношування плунжерних пар на тривалість фронту наростання тиску в надплунжерному просторі, виявлення найбільш інформативних областей виділення сигналу, вибір режиму випробування плунжерних пар з метою оцінки їхнього технічного стану.

Експериментальні дослідження планувалися в напрямку: вивчення розмірів і зони зносів на прецизійних робочих поверхнях плунжерних пар, аналізу існуючих методів випробування плунжерних пар, виявлення

інформативних параметрів імпульсу тиску в надплунжерному просторі, визначення оптимального режиму роботи плунжерної пари при випробуванні.

Узагальнення результатів роботи, розробка методу й засобу для випробування плунжерних пар, перевірка у виробничих умовах, дозволять визначити можливість і умови практичного випробування динамічного методу випробування плунжерних пар, визначити трудомісткість і уточнити технологію оцінки технічного стану плунжерних пар у ремонтному виробництві.

Перед проведенням експериментів необхідно всебічно обґрунтувати об'єкт дослідження, тому це питання освітимо в наступному параграфі.

3.2. Об'єкт дослідження

При виборі конкретного об'єкта дослідження керуємося наступними міркуваннями:

- поширеність паливних насосів високого тиску даної марки в агропромисловому комплексі;
- стан ремонту окремих марок паливної апаратури;
- можливість поширення результатів дослідження на інші типи паливної апаратури.

Парк комбайнів в агропромисловому комплексі має у своєму складі більше 50% комбайнів, які працюють із паливними насосами типу BOSCH. У ремонтному виробництві постійно відчувається дефіцит у плунжерних парах. Це пов'язане з тим, що:

- плунжерні пари, що поставляються як запасні частини, нерідко мають низьку гідравлічну щільність і вибраковуються;
- у деяких ремонтних підприємствах через низку вірогідності отриманих результатів не використовуються засоби для випробування плунжерних пар, і потрапляючи в ремонт плунжерні пари повністю вибраковуються;
- немає засобів для оцінки технічного стану плунжерних пар по показнику, що має тісний зв'язок з вихідними параметрами секції високого

тиску й тих, що мають достатню продуктивність.

З огляду на всі ці фактори, за об'єкт дослідження приймаємо плунжерні пари типу «Bosch» [6].

Дослідження причин відмов і відбір плунжерних пар для проведення експериментальних робіт проводилося на ремонтному підприємстві в ТОВ «Лонгран», що займається капітальним ремонтом автотракторних двигунів та гідравлічної і паливної систем, а також в господарствах Київської та Вінницької областей, дослідження проводились на кафедрі ремонту машин та на підприємстві «Індустріал сервіс» м. Запоріжжя, статистичні дані були зібрані на підприємствах «Автодизель» м. Дніпро, «Індустріал сервіс» м. Запоріжжя.

Всі відібрані для проведення експериментальних робіт плунжерні пари маркувалися й зберігалися в спеціальних касетах.

3.3. Дослідження мікрогеометрії плунжерних пар

При виготовленні плунжерних пар відхилення прецизійних поверхонь допускаються порядку 10^{-3} мм. Незначне відхилення й зміна форми прецизійних робочих поверхонь плунжера й втулки веде до значних змін вихідних параметрів роботи секції високого тиску. Важливе значення має й зона розташування відхилення або зношування. На підставі цього до вимірювального встаткування пред'являлися наступні вимоги:

1. Можливість збільшення відхилень по вертикалі не менш чим в 1000 разів;
2. Вимір відхилень від правильної геометричної форми як на зовнішній поверхні плунжера, так і внутрішньої поверхні втулки;
3. Замір відхилень через інтервал 0,5 мм по всій зовнішній довжині прецизійної поверхні плунжера й внутрішній прецизійної поверхні втулки;
4. Автоматичне відображення результатів вимірів у кутових координатах.

Виходячи із цих вимог, для дослідження мікрогеометрії плунжерних пар використовуємо профілограф «Talyrond» (Великобританія) (рис. 3.1.). Прилад

дозволяє збільшувати відхилення у вертикальній площині до 1000 разів. Плунжер і втулка кріпляться на призмі за допомогою магнітного затискача. Для контролю переміщення стола у вертикальному напрямку додатково встановлюється до станини приладу індикаторна головка із ціною поділки 0,01 мм. Вимірювальна голка приладу автоматично переміщається по окружності, і самопис на термопапірі у вигляді круглограмми відзначає характер і відхилення в кутових координатах.

Кілька плунжерних пар досліджуються по всій довжині прецизійних поверхонь із інтервалом 0,5 мм, а в основному проводиться вимір відхилень на відстані 1 мм від торця плунжера й 1 мм вище впускного отвору втулки. Зняття вимірів виконується з попередньо знежирених прецизійних поверхонь плунжерних пар.



Рис. 3.1. Профілограф «Talyrond» для дослідження мікрогеометрії плунжерних пар

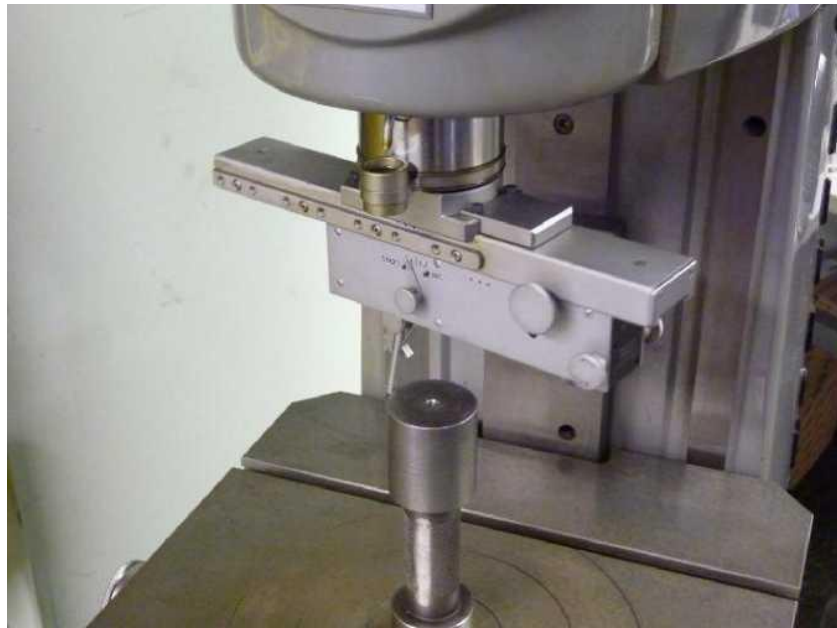


Рис. 3.2. Перевірка плунжера

3.4. Випробування плунжерних пар на гідравлічну щільність

Гідравлічна щільність - основний показник, використовуваний у наш час, як на заводах- виробниках, так і в ремонтних підприємствах для оцінки технічного стану плунжерних пар.

Під гідрощільністю розуміють час перетікання технологічної рідини, стислої в надплунжерному просторі. При визначенні гідрощільності плунжерних пар необхідно дотримуватися наступних вимог:

1. В'язкість технологічної рідини $9,9 - 10,9 \text{ мм}^2/\text{с}$;
2. Тиск у надплунжерному просторі $19,61 \pm 0,98 \text{ МПа}$;
3. Можливість зміни й фіксації кута повороту плунжера у втулці;
4. Виміру активного ходу плунжера.

Вищевикладеним вимогам, для проведення випробувань плунжерних пар на гідрощільність, задовольняє прилад PVLTESTER 712A (рис. 3.3.). Даний прилад дозволяє, поряд з гідрощільністю, проводити вимір активного ходу. Гідрощільність заміряється автоматично секундоміром з ціною розподілу шкали $0,1 \text{ с}$ і межею виміру від 0 до 10 хв . Активний хід заміряється за допомогою потенціометра, перетворюється в електричний сигнал і виводиться на шкалу мікроамперметра. Діапазон виміру активного ходу від 0 до 10 мм із

ціною розподілу шкали 0,1 мм. Поворотна установочна втулка дозволяє фіксувати плунжер при різних кутах повороту щодо втулки. Ущільнення торця втулки здійснюється за допомогою пневмоциліндра. Набір вантажів різної ваги дозволяє встановлювати необхідний тиск технологічної рідини в надплунжерному просторі. Підвищенню точності виміру сприяє застосування в даному приладі гідропідсилувача, при передачі посилення від вантажу до штока.



Рис. 3.3. Прилад PVLTESTER 712A для випробувань плунжерних пар на гідрощільність.

Технологічну рідину готують із суміші дизельного палива та дизельної оливи. В'язкість рідини контролюють за допомогою віскозиметра. Віскозиметр встановлюють вертикально в рідинний термостат, так, щоб рівень води перебував на кілька сантиметрів вище розширення.

При температурі 20°C витримують прилад не менш 15 хвилин, після чого засмоктують грушею рідину й вимірюють час зниження рівня в трубці до

відмітки.

Кінематична в'язкість обчислюється по формулі [19]:

$$V = \frac{g}{980,7} \cdot T \cdot 0,03123, \quad (3.1.)$$

де: V - кінетична в'язкість рідини в сантистоксах,

T - час витікання рідини в секундах, g - прискорення сили ваги в місцях виміру в $\text{см}/\text{с}^2$.

Кілька плунжерних пар випробовуємо на різних кутах повороту плунжера у втулці з інтервалом 10° , а основну масу - при куті повороту відповідно до вимог заводу-виробника. Випробування попередньо промитих у чистому паливі плунжерних пар проводилися не менш 3-х раз, до одержання стабільних показників.

3.5. Дослідження наростання тиску у надплунжерному просторі

У розділі 2 теоретичним шляхом була отримана залежність часу фронту наростання тиску в надплунжерному просторі від ефективного прохідного перетину зазору в плунжерній парі. Для підтвердження правильності теоретичних висновків необхідне проведення експериментальних досліджень фронту наростання тиску в надплунжерному просторі залежно від ступеня зношування плунжерних пар. На підставі поставлених завдань до експериментальної установки пред'являлися наступні вимоги:

1. Можливість дослідження імпульсу тиску в діапазоні тиску від 0 до 40 МПа;
2. Зміна швидкісного режиму від 60 хв^{-1} до 1400 хв^{-1} ;
3. Вимір тимчасових інтервалів до $1 \times 10^{-6} \text{ с}$;
4. Можливість дослідження технічного стану плунжерних пар у динаміку без впливу похибок, внесених нагнітальним клапаном, форсункою, паливопроводом високого тиску;
5. Спостереження й фотографування імпульсу тиску.

Для виконання вищевикладених вимог експериментальні роботи проводяться на контрольно-регулювальних стендах «Bosch» (Німеччина) (рис. 3.3, 3.4) і EPS 625, що дозволяють змінити швидкісний режим у діапазоні від 40 до 3000 хв^{-1} . Стенди оснащені електронними блоками виміру швидкості обертання вала з похибкою не більше $+ 0,6 \text{ хв}^{-1}$. На стенд встановлюється спеціальна установка у вигляді одноплунжерного паливного насоса, без нагнітального клапана, паливопроводу й форсунки. Надплунжерна порожнина замикається поршневим гідракумулятором. У каналі, що з'єднує надплунжерну порожнину з гідракумулятором, встановлюється п'єзоелектричний датчик тиску фірми AVL (Австрія) з розрізняльною здатністю від 0 до 50 МПа. Сигнал з датчика тиску через підсилювач виводиться на Torquul JGAI0703 (рис. 3.5) дозволяє досліджувати форми безперервних і імпульсних, у тому числі рідко повторюваних і однократних, сигналів у діапазоні напруг від 20 В до 25 В в діапазоні тимчасових інтервалів від 8 с до 1 с шляхом візуального спостереження й фотографування. Запуск розгорнення осцилографа здійснюється від сигналу з безконтактного індукційного датчика БВК- 24, встановленого на маховику стенда.



Рис. 3.4 Установка для дослідження імпульсу тиску палива, встановлена на стенді «EPS 625».



Рис. 3.5 Прилад для вимірювання тиску палива в інжекторних магістралях універсальний Toptul JGAI0703

Для виміру інтервалів часу застосовується частотомір 43-33 з діапазоном від 10^{-6} до 100 с. Рух поршня гідроаккумулятора реєструється індукційним датчиком YWT302, потім сигнал надходить на підсилювач ИМ 131 і на другий канал осцилографа. Двопроменевий осцилограф С1-75 дозволяє одночасно спостерігати й фотографувати процес наростання тиску в надплунжерному просторі й характер переміщення гідроаккумулятора. Налаштування й контроль гідроаккумулятора здійснюють, приєднанням його до приладу для контролю й регулювання форсунок «Testmaster» фірми Hartridge (Великобританія) (рис. 3.6).

Створюючи тиск у надплунжерному просторі, фіксують тиск початку переміщення поршня. Регулювання тиску початку підйому поршня гідроаккумулятора виробляється затягуванням підтискних пружин. На цьому ж приладі здійснюється тарування датчика тиску. Тарування індуктивного датчика переміщення проводиться за допомогою індикаторної головки. Дослідження фронту наростання тиску проводиться із плунжерними парами різного ступеня зношування. Для цього вони по черзі встановлюються в пристрій. Зверху на плунжерну пару встановлюється сідло нагнітального

клапана й підтискається гідроаккумулятором.

Пристрій дозволяє змінювати кут повороту плунжера у втулці, регулюючи, таким чином, активний хід. Тривалість фронту наростання тиску вимірюється за допомогою частотоміра, а також на екрані осцилографа при різних кутових положеннях плунжера, з інтервалом приблизно в 3° . При цих же кутових положеннях вимірюється циклова подача палива при $n=100 \text{ хв}^{-1}$. Для цього з корпусу пристрою знімається гідроаккумулятор і встановлюється нагнітальний клапан, штуцер, паливопровід високого тиску й форсунка.

Потім методом «проливки» визначається активний хід плунжера. Для цього віддаляється нагнітальний клапан, і до штуцера приєднується тонка скляна трубка. У надплунжерній порожнині створюється тиск палива $0,03 \text{ МПа}$. Прокручуючі за маховик стенда, визначають кути (на маховику) початку й кінця витікання палива із трубки, тобто положення початку й кінця активного ходу.



Рис. 3.6. Настроювання гідроаккумулятора експериментальної установки на приладі КИ 15706

Потім віддаляється штуцер, і за допомогою індикаторної головки, заміряється хід плунжера між двома відзначеними точками.

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

Технічний стан плунжерних пар по максимальному розвиваємому тиску, що, визначалося на стенді, на який встановлювався шестисекційний паливний насос високого тиску без регулятора. Як робоча рідина застосовувалося дизельне паливо марки Л в'язкістю $4,5 \times 10^6$ м²/с при температурі 25°C. Температура палива в баку стенда підтримувалася автоматично. Тиск палива на вході в паливний насос створювався стендовим паливопідкачуючим насосом, і було встановлено 0,11 МПа [22]. Максимальний тиск, що розвивався, замірявся манометром. При кожному положенні плунжера виконувалося не менше трьох вимірів, на підставі яких визначався середній показник виміру.

До поворотної втулки плунжера кріпилася стрілка, а до корпусу ПНВТ градуйована шкала. Поворот плунжера у втулці здійснювався за допомогою рейки паливного насоса, що потім фіксувалася в корпусі ПНВТ. За початок відліку кута повороту плунжера у втулці приймалося таке положення плунжера, при якому вісь отвору плунжера перебуває в одній площині з осями отворів втулки.

Безмоторні дослідження проводяться з метою оцінки ефективності методів випробувань плунжерних пар на контрольно - регулювальному стенді «Bosch» (рис. 3.7.). На стенд встановлюється паливний насос високого тиску з комплектом стендових форсунок і паливопроводів високого тиску. Паливний насос попередньо перевіряється й, якщо буде потреба, регулюється. У ту саму секцію паливного насоса по черзі встановлюються плунжерні пари, регулюється номінальна подача палива й заміряться циклова подача на режимі пуску.

Плунжерні пари на режимі пуску показують порівняно невелике зменшення циклової подачі палива. Для оцінки технічного стану плунжерних пар по вихідних параметрах, а саме, по ступені зниження циклової подачі, вимір подачі палива проводиться при закріпленій рейці паливного насоса й

активних ходів плунжера, рівних 4,3 мм і 2,4 мм. Активний хід плунжера визначається методом проливки, описаним раніше.



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

3.7. Дослідження технічного стану плунжерних пар

Для експериментальних досліджень були взяті плунжерні пари, виготовлені на ЧДА (Чугуївський завод паливної апаратури) й «Bosch», з різними строками наробітку в умовах Київської та Вінницької областей.

На підставі обробки даних профілограм «TALYROND» (рис. 3.8, 3.9), встановлено, що основні робочі поверхні плунжерних пар зношуються незначно й відносно рівномірно. Їхні відхилення від правильної форми окружності не перевищують 0,2 мкм [20].

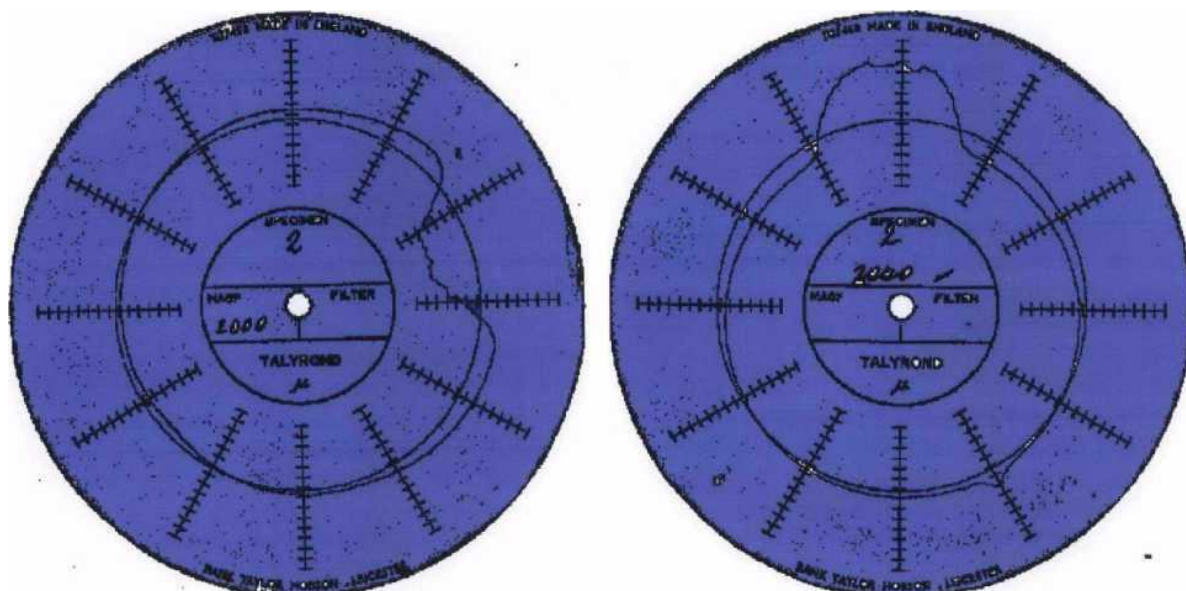


Рис. 3.8. Профілограми зношування плунжерів

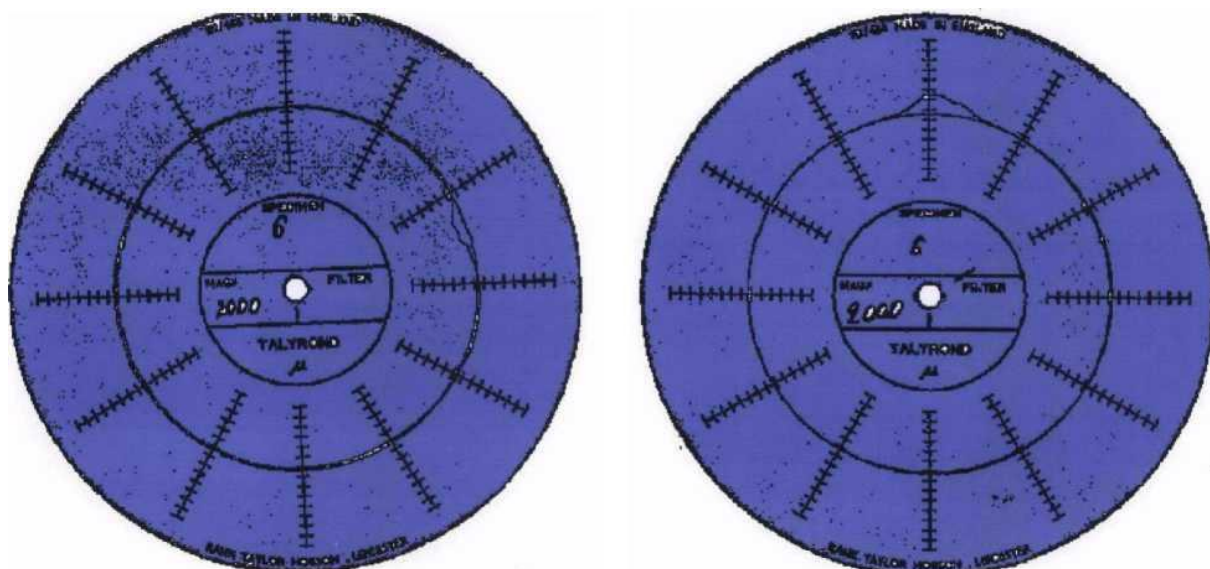


Рис.3.9. Профілограми зношування плунжера й втулки

На плунжері найбільше зношування спостерігається на поверхні, що перебуває напроти впускного отвору втулки. Зношені ділянки можна спостерігати візуально. Чиста блискуча прецизійна поверхня плунжера в цих місцях здобуває матовий відтінок. Навіть неозброєним оком на плунжерах, що мають велике зношування, спостерігаються поздовжні риски, гребінчаста поверхня (рис. 3.10).

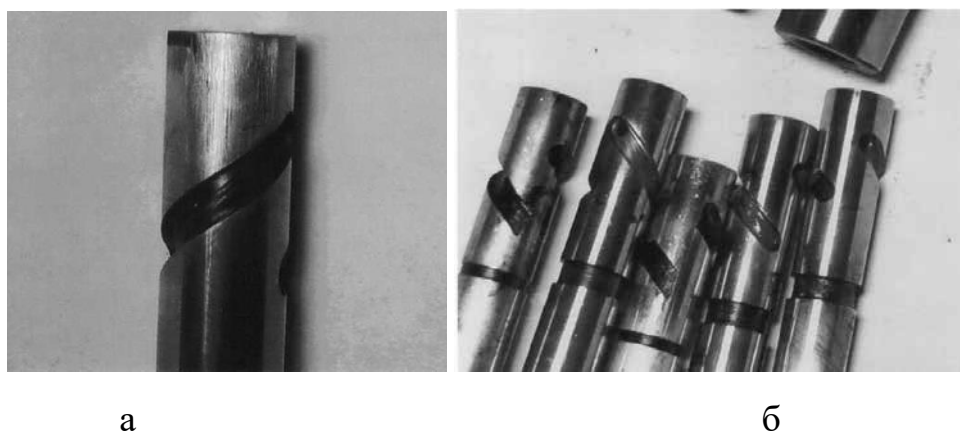


Рис. 3.10. Зовнішній вигляд зношених плунжерів: А - ЧДА, б – BOSCH

На плунжері типу ЧДА зношування являє собою жолобоподібну канавку з напрямком уздовж осі плунжера. У верхній частині головки плунжера звичайно має місце найбільше зношування, що зменшується із просуванням до середини головки плунжера (рис. 3.11). Так, на відстані 0,5 мм від торця головки зношування має максимальну глибину близько 25 мкм (рис. 3.12). Блискуча поверхня плунжера в результаті зношування на цій ділянці стає матового відтінку з поздовжніми рисками. При просуванні далі по довжині головки плунжера максимальна глибина зношування зменшується, але ширина зношування змінюється незначно.

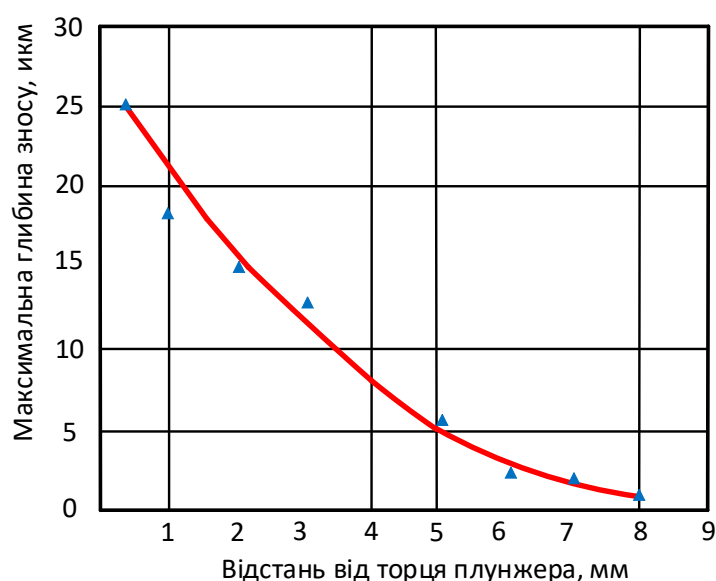


Рис. 3.11. Глибина зношування плунжера залежно від відстані від торця

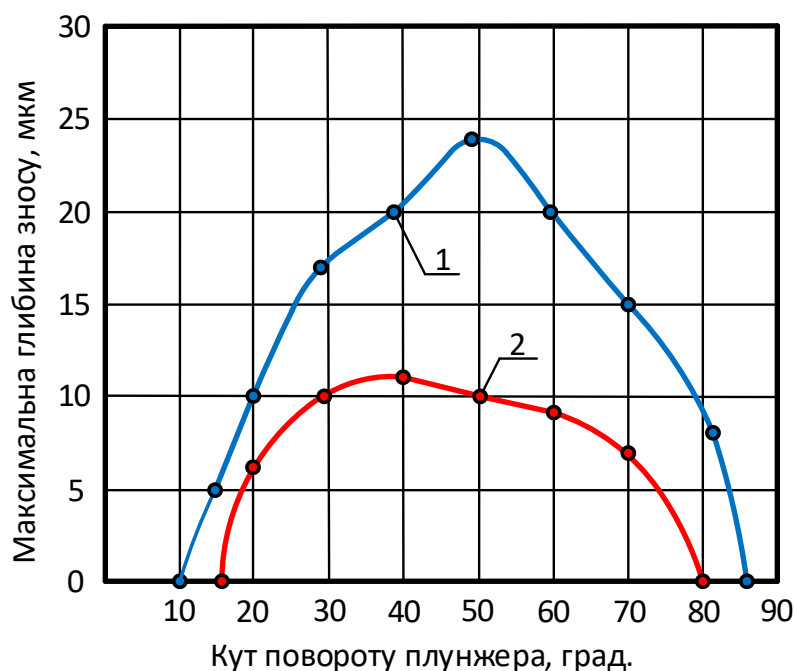


Рис. 3.12. Зміна глибини зношування плунжера залежно від кута повороту
 1 – зношування на відстані 0,5 мм від торця плунжера; 2 – зношування на відстані 3 мм від торця плунжера

На відстані 3 мм від плунжера максимальна глибина зменшується до 11 мкм, а ширина до 5,1 мм або 65° окружності плунжера. Розташовується зношування в зоні активного ходу від 0 до 3,0 мм, а зона максимального зношування відповідає активному ходу 1 мм (рис. 3.13). Це підтверджує дослідження різних авторів про те, що зернозбиральні комбайни більшу частину періоду експлуатації працюють на малозавантажених режимах.

3.8. Гідравлічна щільність плунжерних пар

Основним критерієм якості прицизійних пар є гідравлічна щільність, що характеризується часом просочування рідини або повітря під певним тиском у зазор плунжерної пари.

У ремонтних підприємствах щільність плунжерних пар є основним критерієм оцінки їхнього технічного стану. Оцінюють щільність при гідравлічному обпресуванні пар під статичним тиском на спеціальних

приладах.

Зі зношуванням плунжерних пар їх макро- і мікрогеометрія значно змінюються, тим самим змінюючи розмір і форму зазору. Абразивно зношені поверхні мають значні нерівності й поглиблення у вигляді подряпин і борозд, що утворюють мікроканали. За рахунок цього збільшується розмір і змінюється форма зазору в сполученні плунжера й втулки. Всі перераховані фактори, є наслідком зношування плунжерних пар.

При випробуваннях плунжерних пар на приладі КИ-3369 було встановлено, що залежно від кута повороту плунжера гідрощільність змінюється незначно. Плунжерні пари, що мають малі зазори й підвищену гідравлічну щільність мають підвищену чутливість до зміни температури. Тому, при випробуваннях необхідно стежити не тільки за температурою іспитової рідини, але й за температурою в приміщенні й плунжерні пари необхідно витримати кілька годин при заданій температурі. Також при випробуванні доводилося багаторазово робити виміри гідрощільності й контактувати із плунжерними парами. Від дотику їхня температура змінювалася, змінювалися істотно й результати випробувань.

Випробування показали дуже істотну залежність гідрощільності плунжерних пар від їх максимального сумарного зношування (рис. 3.13.).

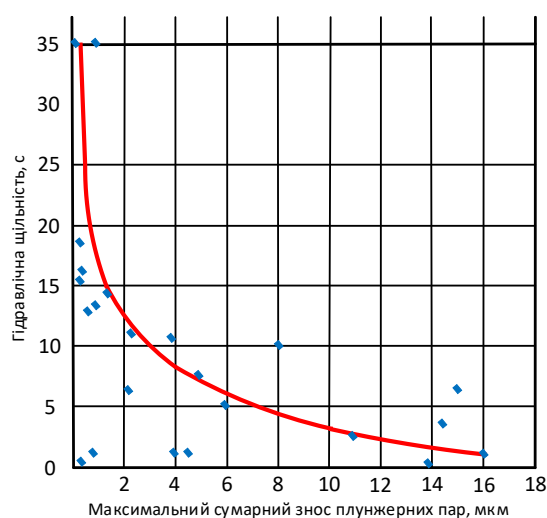


Рис.3.13. Залежність гідрощільності плунжерних пар від їх максимального сумарного зношування

При цьому проведені нами випробування 80 плунжерних пар, що мають

невисоку гідрощільність, показали розброс значень циклової подачі палива, що не дозволяє зробити висновок про технічний стан зношених плунжерних пар по гідрощільності з наступним ухваленням рішення про можливість їхньої подальшої експлуатації [21].

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

Проведені нами дослідження залежності тривалості наростання тиску в надплунжерній площині від зношування плунжерних пар (рис.3.14) дозволяють зробити висновок про підтвердження теоретичних досліджень експериментально. Виявлено пряму залежність тривалості наростання тиску від сумарного максимального зношування плунжерних пар. Збільшення зношування від 2мкм до 28 мкм веде до росту тривалості наростання тиску з 15 мс до 36 мс. Причому під час проведення випробувань спостерігаються стабільні результати, що дозволяють вірогідно визначити технічний стан плунжерних пар на даний момент.

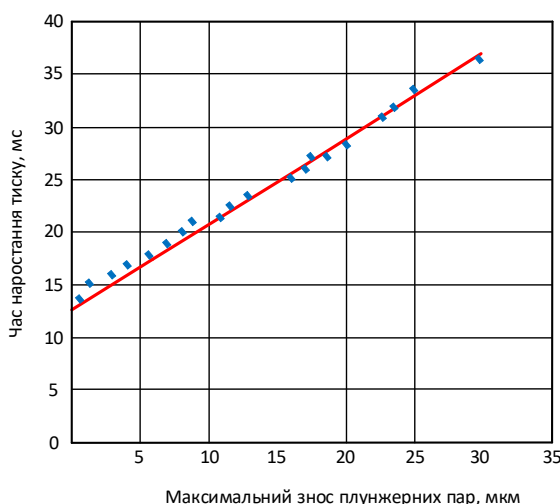


Рис. 3.14. Залежність часу наростання тиску від максимального зношування

Виявлено також прямий зв'язок тривалості наростання тиску із цикловою подачею палива (рис.3.15). Особливо це важливо при малій частоті обертання кулачкового вала насоса високого тиску.

Збільшення циклової подачі палива викликає зменшення тривалості наростання тиску. Це добре збігається із представленими в 2-й главі

теоретичними міркуваннями.

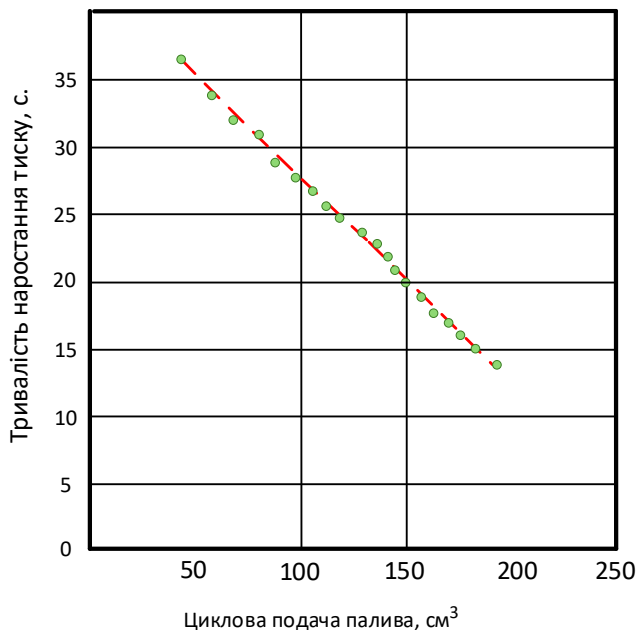


Рис. 3.15. Залежність тривалості наростання тиску від циклової подачі палива, при $n=100 \text{ хв}^{-1}$

Слід зазначити різке збільшення тривалості наростання тиску в надплунжерній порожнині (зменшення кута наростання тиску) при зниженні гідрощільності плунжерних пар з 5 с до 0 (рис. 3.16), що має місце при їх значних зносах.

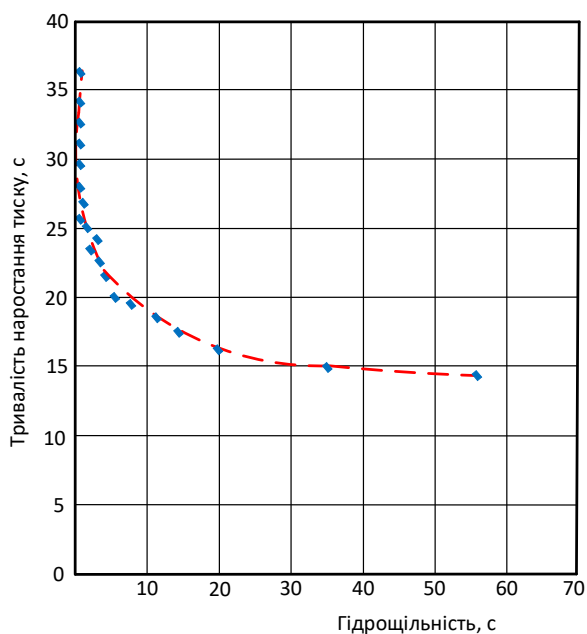


Рис.3.16. Залежність тривалості наростання тиску від гідрощільності плунжерних пар

Це показує високу чутливість пропонованого методу оцінки технічного стану зношених плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині.

3.10 Висновки по розділу

Дослідження безвідмовності й довговічності (ресурсу) паливної апаратури показали, що основною ресурсною відмовою паливних насосів високого тиску в експлуатації є зниження циклової подачі палива на режимі пуску, як наслідок зношування плунжерних пар. Циклова подача на режимі пуску в 2 і більше рази вище, ніж на номінальному режимі, а час подачі більше. Внаслідок цього обсяг втрат палива на пусковому режимі значно зростає. У той же час, якщо паливний насос не забезпечує запуск двигуна, то перевіряти його параметри не має сенсу. Тому при проведенні даних досліджень циклова подача на режимі пуску приймається за основний функціональний параметр плунжерних пар, а по ступені її зниження роблять оцінку їхнього технічного стану.

Дослідження технічного стану плунжерних пар показали нерівномірний місцевий характер їхнього зношування.

Експерименти по оцінці технічного стану зношених плунжерних пар із застосуванням відомих методів (по гідросільності й максимальному тиску, що розвивається) показали їхню недостатню точність і стабільність

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

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

Система охорони праці при перевірці, ремонті та відновленні плунжерних пар базується в першу чергу на закон України про охорону праці [13].

До роботи в якості слюсаря при підготовці і відновленні плунжерних пар допускаються особи віком не молодше 18 років, які пройшли спеціальне навчання і мають посвідчення на право робіт, пройшли медичне обстеження, пройшли вступний інструктаж з охорони праці, інструктаж на робочому місці та інструктаж по пожежній безпеці згідно НАОП 0.00-4.15-98 [14].

Слюсарю з відновлення плунжерних пар видаються такі засоби індивідуальної захисту згідно ДСТУ EN ISO 13688:2016 [15]:

- костюм бавовняний;
- фартух хлорвініловий;
- нарукавники хлорвінілові;
- чоботи гумові;
- рукавиці комбіновані;
- рукавички гумові.

У відділенні є система вентиляції, та освітлення їх модернізації було проведено у 2022 році згідно вимог ДСН 3.3.6.042-99 [16]. Також було встановлено не тільки загально обмінну вентиляцію, а і відведено локальні точки на робочі місця з випаруванням шкідливих речовин.

Недоліком ділянки є відсутність заземлення електроустановок (стендів та допоміжних пристосувань під'єднаних до мережі). Організовано тільки занулення але це не відповідає вимогам електробезпеки та може призвести до летального випадку.

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

У відділенні паливної апаратури виконуються ремонт системи живлення

автомобіля: паливний насос, форсунки і паливопроводи. При необхідності пристрої розбираються, очищаються й промиваються. Після ремонту елементи паливної системи перевіряються на спеціальному стенді. Виділення забруднюючих речовин в атмосферу відбувається й у процесах мийки, і випробування й регулювання паливної апаратури. Основними забруднюючими речовинами на паливній ділянці є пари палива: бензину або гасу або дизельного палива.

Технічне обслуговування містить у собі, регламентовані в технічній документації, складально - мийні, кріпильні, контрольно-регулювальні й мастильно-заправні роботи. Як правило, ці види робіт виконуються без розбирання й зняття з машини агрегатів, вузлів і деталей. При виконанні ТО можлива заміна фільтруючого елемента.

Основними джерелами виділення забруднюючих речовин є техніка, що заїжджає у зону ТО. Забруднення атмосферного повітря в зоні ТО відбувається відпрацьованими газами, картерними газами й випарами з паливних баків зернозбиральних комбайнів. Перелік викидів та допустимі норми наведено в таблиці 4.1. [16].

Таблиця 4.1.

Перелік шкідливих викидів та їх допустимі норми

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

У відділенні паливної апаратури проводяться розбирально-складальні роботи, мийні, діагностичні й регулювальні роботи. Роботи можуть виконуватися на стендах.

При очищенні й промиванню віддаляються мастильні фарбувальні

матеріали, продукти зношування й корозії, нагар, накип, смолисті відкладання.

З метою охорони навколишнього середовища передбачається очищення відпрацьованих розчинів і повторне їхнє використання.

4.3. Забезпечення електробезпеки при відновленні плунжерних пар

В місцях установки розеток і іншого обладнання, що живиться від 220 В треба встановити написи 220В.

Розрахунок захисного заземлення електрообладнання.

Визначити основні параметри захисного заземлення стенду для випробування плунжерних пар – кількість, розміри і відстань між вертикальними елементами, а також довжину горизонтальної сполучної шини.

Вхідні данні: 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 стержнями заземлювача – $a = 3,0$ м; кліматична зона – II; розміщення електродів – по контуру; питомий опір ґрунту – $\rho_{gp} = 45$ Ом м.

Визначаємо розрахунковий опір ґрунту з урахуванням сезонних змін:

$$\rho_B = \rho_{gp} \cdot k_c^B, \quad (4.1.)$$

де ρ_{gp} - питомий опір ґрунту, Ом^м;

k_c^B – коефіцієнт сезону (додаток 3) [27].

$$\rho_B = 45 \cdot 1,9 = 85,5 \text{ Ом} \cdot \text{м}, \quad \rho_B = 45 \cdot 1,9 = 85,5 \text{ Ом} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо опір одиночного вертикального електрода, Ом:

$$R_e = \frac{0,366\rho_e}{l} \cdot \lg \frac{2l}{d} + 0,5 \lg \left(\frac{4S+l}{4S-l} \right), \quad (4.2.)$$

де S – відстань від денної поверхні до середини вертикально розташованого електрода, м:

$$S = t_0 + 0,5l, \quad (4.3.)$$

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

$$R_e = \frac{0,366 \cdot 85,5}{2,5} \cdot \left[\lg \frac{2 \cdot 2,5}{0,01} + 0,5 \lg \left(\frac{4 \cdot 2,05 + 2,5}{4 \cdot 2,05 - 2,5} \right) \right] = 34,90 \text{ Ом.} \quad (4.4)$$

Визначаємо приблизну кількість електродів n_0 , приймаючи коефіцієнт використання вертикальних електродів $\eta_e = 1$ і допустимий опір заземлюючого обладнання $R_d = 4$ Ом:

$$n_0 = \frac{R_B}{\eta_e \cdot R_d}, \quad (4.5.)$$

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

По n_0 уточнюємо η_e^1 і визначаємо n_1 :

$$n_1 = \frac{R_e}{\eta_e^1 \cdot R_d}, \quad (4.6.)$$

де η_e^1 - уточнений коефіцієнт використання вертикальних електродів.

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

Приймаємо $\eta_e^{ост} = 15$ шт. вертикальних електродів.

Довжина горизонтальної з'єднувальної смуги при розташуванні електродів в ряд визначається за формулою:

$$L_2 = 1,05 \cdot a \cdot (n_6^{ocm} - 1), \quad (4.7.)$$

$$L_2 = 1,05 \cdot 3 \cdot (15 - 1) = 44,1 \text{ м.}$$

Визначаємо опір горизонтальної смуги:

$$R_2 = \frac{0,366 \cdot \rho_2}{L_2} \cdot 0,5 \lg \left(\frac{2 \cdot L_2^2}{b \cdot t_0} \right), \quad (4.8.)$$

де ρ_2 - розрахунковий опір для горизонтальної смуги, Ом^м.

$$\rho_r = \rho_{rp} \cdot k_c^r \quad (4.9.)$$

де k_c^r - коефіцієнт клімату для горизонтальної смуги [23].

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

$$R_2 = \frac{0,366 \cdot 180}{44,1} \cdot 0,5 \lg \left(\frac{2 \cdot 44,1^2}{0,08 \cdot 0,8} \right) = 3,57 \text{ Ом.}$$

Визначаємо сумарний опір контуру заземлення:

$$R_{\text{сум}} = \frac{R_B \cdot R_r}{R_B \cdot \eta_r^{ocm} + n_{ocm} \cdot R_r \cdot \eta_B^{ocm}}, \quad (4.10.)$$

де η_2^{ocm} — коефіцієнт використання горизонтальної смуги [33].

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

Схема заземлення паливної ділянки наведено на рис. 4.1.

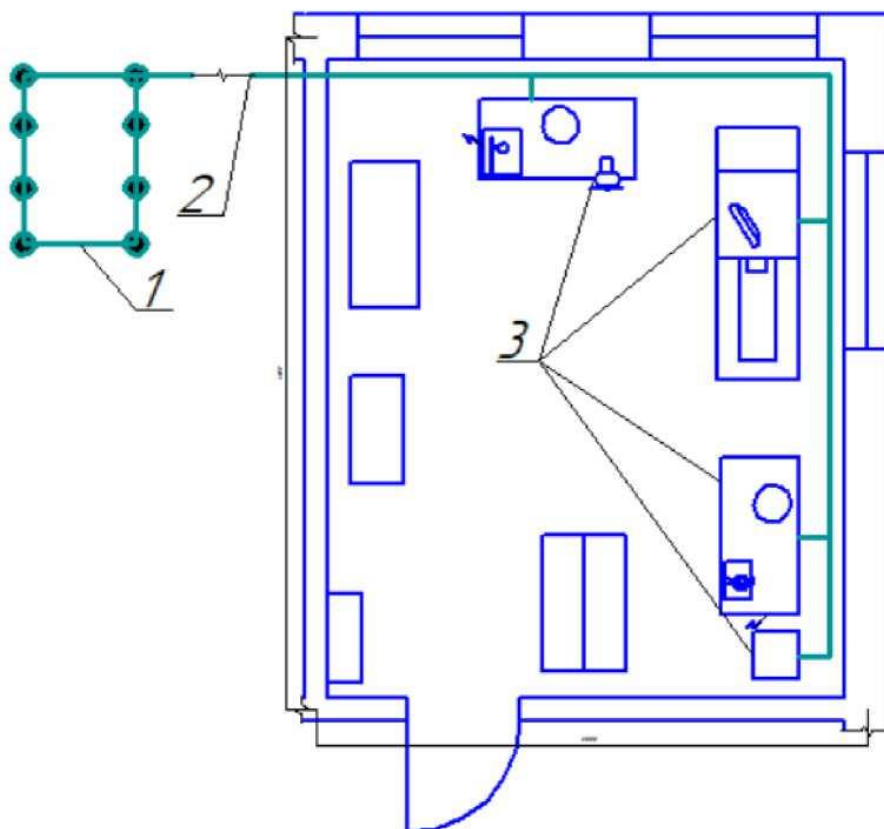


Рис. 4.1. Схема заземлення паливної дільниці

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

4.4. Висновки по розділу 4

Проведений аналіз стану охорони праці на підприємстві дозволив виявити слабкі місця та провести заходи по їх усуненню.

Також розроблено схему заземлення дільниці з ремонту паливної апаратури.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

Проведемо техніко-економічний розрахунок показників роботи сервісного центру з обслуговування та ремонту агрегатів паливної апаратури в ТОВ «Лонгран». Відділення організоване на площі 108 м², трудомісткість проведення робіт у відділенні складає 8064 люд.-год., що відповідає 26,9 умовним ремонтам.

Вихідними даними для розрахунку економічної ефективності є показники, наведені в 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 проведення економічної оцінки проекту необхідно визначити наступні показники [28]:

1. Вартість проведених ремонтів (B_{пр}), грн.:

$$B_{пр} = Q \cdot C_{ум.рем} , \quad (5.1.)$$

де C_{ум.рем.} - вартість одного умовного ремонту, (Вартість ремонту сформована згідно кількості виконаних ремонтів по агрегатам трудомісткість

ремонту яких складає один умовний ремонт який відповідає 300 люд. год.).

$$B_{np} = 26,9 \cdot 58,8147 = 397013,2 \text{ грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) всього, грн.:

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

де ЗП – заробітна плата, грн.;

A – амортизаційні відрахування, грн.;

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

$B_{рем}$ – вартість ремонтних матеріалів, грн.;

IB – інші витрати, грн.

$$ЗП = ЗП_{cp} \cdot K_{np} \cdot 12, \quad (5.3.)$$

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

де K_{np} – кількість працюючих,

12 - кількість місяців роботи.

Амортизаційні відрахування:

$$A = \frac{B \cdot \lambda}{100}, \quad (5.4.)$$

λ – норма амортизації, %;

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

Вартість електроенергії, грн.:

$$B_{ел} = Q_{ел} \cdot Ц_{ел}, \quad (5.5.)$$

$$B_{ел} = 16200 \cdot 3,26 = 52812,0 \text{ грн.};$$

Вартість ремонтних матеріалів:

витрати на поточний ремонт (ПТ) та технічне обслуговування (ТО) складають 30% від суми амортизаційних відрахувань, грн.

$$B_{рем} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (5.6.)$$

$$B_{рем} = \frac{27216,0 \cdot 30}{100} = 814,8 \text{ грн},$$

Інші витрати, грн.:

Інші витрати складають 3 % від загальної суми експлуатаційних витрат,

$$IB = \frac{(3П + A + B_{ел} + B_{рем}) \cdot 3}{100}, \quad (5.7)$$

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

Тоді:

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

Повна собівартість проведених ремонтів, грн.:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (5.8.)$$

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

Загальний прибуток, грн.:

$$П = B_{пр} - ПС, \quad (5.9.)$$

де $B_{пр}$ – вартість проведених ремонтів, грн.

$$П = 958192,3 - 813294,4 = 144897,9 \text{ грн};$$

Рівень рентабельності (Р)

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

4. Термін окупності вкладень (T_o), років:

$$T_o = \frac{B}{П} = \frac{563000,0}{144897,9} = 3,9 \text{ років}. \quad (5.10.)$$

Таблиця 5.2.

Техніко-економічні показники проекту

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

Висновки по розділу 5

Для здійснення запропонованого проекту необхідно 563000,0 грн. капітальних вкладень, які окупляться за 4 роки. При цьому рівень рентабельності складає 17,8 %.

Розрахунки свідчать, що запропонований проект є економічно доцільним.

ВИСНОВКИ

1. Паливна апаратура впливає на роботу дизеля. При цьому плунжерні пари є найважливішими елементами дизельної паливної апаратури.

2. На ремонтних підприємствах немає засобів достовірного контролю технічного стану плунжерних пар.

3. Існуючі методи оцінки технічного стану плунжерних пар у динамічних умовах малопродуктивні, точність оцінки залежить від технічного стану нагнітаючих клапанів і інших елементів паливної системи.

4. Теоретичний аналіз зв'язку наростання тиску в надплунжерній порожнині з технічним станом плунжерної пари дозволяє ухвалити рішення щодо розробки методу визначення її технічного стану по наростанню тиску в надплунжерній порожнині.

5. Визначено залежність зміни пускової циклової подачі палива від кута наростання тиску, що дозволяє розрахувати довговічність плунжерних пар при контролі їхнього технічного стану.

6. Дослідження технічного стану плунжерних пар показали нерівномірний місцевий характер їхнього зношування.

7. Експерименти по оцінці технічного стану зношених плунжерних пар із застосуванням відомих методів (по гідросільності й максимальному тиску, що розвивається) показали їхню недостатню точність і стабільність результатів.

8. Отримані експериментальні залежності тривалості наростання тиску в надплунжерній порожнині від зношування плунжерних пар і циклової подачі палива підтвердили теоретичні дослідження, викладені в 2-му розділі, і показали перевага пропонованого методу оцінки технічного стану зношених плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерній порожнині.

9. За результатами досліджень запропонований пристрій для випробування плунжерних пар по наростанню тиску в надплунжерному просторі.

10. Проведено заходи з охорони праці, а саме розраховано захисне

заземлення та вибух на газогоні.

11. Результати техніко-економічної оцінки проектних рішень показують, що в результаті проведених робіт рівень рентабельності складе 17,8%, а термін окупності капітальних вкладень становить 3,9 років.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. *Environmental Chemistry Letters*. 2018. Vol. 16. P. 79-84.
2. Masek J., Novak P., Jasinskas A. Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. *Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”*. Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 1180-1185.
3. Роговський І. Л. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 155-162.
4. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 2019. Vol. 18. P. 291-298.
5. Kalinichenko D., Rogovskii I. Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. *MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179-184.
6. Kalinichenko D., Rogovskii I. Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 93-102.
7. Kalinichenko D., Rogovskii I. Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 2018. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 1. P. 105-115.

8. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

9. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

10. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399-407.

11. Роговський І. Л. Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.

12. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155–164.

13. Роговський І. Л. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research

14. Ahumada O., Villalobos J. R. Operational model for planning the harvest and distribution of perishable agricultural products. International Journal of Production Economics. 2011. No 133. P. 677-687.

15. Ala-Risku T., Kärkkäinen M. Material delivery problems in construction projects: A possible solution, International Journal of Production Economics, Volume 104, Issue 1, 2006, 19-29.

16. Alphonse S., Etsibah K. Effective cargo and vehicle storage in distribution centers : a case study of Copenhagen Malmö. Port World Maritime University, Malmö, 2002, 113.

17. Aung M., Chang Y. Temperature management for the quality assurance of a perishable food supply chain. *Food Control*. Elsevier, 2014. 40. 198-207.

18. Загурський О.М. Аналіз ефективності транспортних процесів у ланцюгах постачань. *Машинобудування та енергетика*. 2018 Т. 9. № 4. 43-48.

19. Загурський О. М. Оцінка соціально-екологічної ефективності автотранспортних підприємств з урахуванням транзакційних витрат. *Менеджмент та підприємництво: тренди розвитку*, 2019, (07), 120-129.

20. Oleg Zagurskiy, Svitlana Rogach, Ivan Rogovskii, Liudmyla Titova, Tadeusz Pokusa «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2019; ISBN 978-83-946765-7-5; pp. 199-213. pp. 330.

21. Oleg Zagurskiy, Tadeusz Pokusa, Svitlana Zagurska, Liudmyla Titova, Mikola Ohienko, Ivan Rogovskii, Alona Ohienko, Kateryna Razumova, Liudmyla Berezova. Current trends in development of transport and logistics systems of delivery of fast perishable foodstuffs. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2021; ISBN 978-83-66567-35-1; pp. 238, illus., tabs., bibls. https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2020/05/Mon_Zagurskiy.pdf

22. Ivan Grygoryuk, Victor Teslyuk, Raisa Kovbasenko, Vasyl Kovbasenko, Mikola Ohienko, Jadwiga Ratajczak, Katarzyna Syryczyk, Ivan Rogovskiy, Liudmyla Titova. Ecologization systems for protection of cultural plants. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020; ISBN 978-83-66567-12-2; pp. 312. http://test.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2020/07/Monograph_Teslyuk.pdf

23. Матухно Н.В., Роговський І. Л. Тітова Л. Л. Синтез механізмів приводу висівних апаратів посівних машин. : монографія. Київ. АграрМедіаГруп. 2018. 356 с. ISBN 979-617-7397-44-3

24. Матухно Н.В., Роговський І. Л. Тітова Л. Л. Механіко-технологічні передумови розвитку технологій і комплексів зернозбиральних машин. : монографія. Київ. АграрМедіаГруп. 2018. 356 с. ISBN 979-619-7397-44-3

25. Матухно Н.В., Роговський І. Л. Тітова Л. Л. Синтез механізмів приводу висівних апаратів посівних машин. : монографія. Київ. АграрМедіаГруп. 2018. 356 с. ISBN 979-617-7397-44-3

26. Матухно Н.В., Роговський І. Л. Тітова Л. Л. Механіко-технологічні передумови розвитку технологій і комплексів зернозбиральних машин. : монографія. Київ. АграрМедіаГруп. 2018. 356 с. ISBN 979-619-7397-44-3

27. Ivan Rogovskii, Liudmyla Titova, Mikola Ohienko, Olga Snezhko, Oleksandr Nadtochiy, Ferdynand Raiss, Liudmyla Berezova. Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2021; ISBN 978-83-66567-37-5; pp. 214, illus., tabs., bibls. https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2020/09/Mon_Rogovskii.pdf

28. Iwona Mastowska, Józef Kaczmarek, Ivan Rogovskiy, Liudmyla Titova, Mikola Ohienko, Oleksandr Nadtochiy. Engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020; ISBN 978-83-66567-11-5; pp. 180. https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2020/07/Monograph_Rogovskii.pdf

29. Oleg Zagurskyi, Tadeusz Pokusa, Svitlana Zagurska, Liudmyla Titova, Mikola Ohienko, Ivan Rogovskii, Alona Ohienko, Kateryna Razumova, Liudmyla Berezova. Current trends in development of transport and logistics systems of delivery of fast perishable foodstuffs. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2021; ISBN 978-83-66567-35-1; pp. 238, illus., tabs., bibls. https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2020/05/Mon_Zagurskyi.pdf

30. Ivan Grygoryuk, Victor Teslyuk, Raisa Kovbasenko, Vasyl Kovbasenko, Mikola Ohienko, Jadwiga Ratajczak, Katarzyna Syrytczyk, Ivan Rogovskiy, Liudmyla Titova. Ecologization systems for protection of cultural plants. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020; ISBN 978-83-66567-12-2; pp. 312. http://test.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2020/07/Monograph_Teslyuk.pdf

31. Viatcheslav Loveikin, Yuriy Romasevych, Lyubov Shymko, Mikola Ohienko, Wojciech Duczmal, Witold Potwora, Ivan Rogovskiy, Liudmyla Titova. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020; ISBN 978-83-66567-10-8; pp. 164. http://pedagogika.wszia.opole.pl/ebook/8_2020.pdf

32. O. Ye. Semenovskiy, L. L. Titova, O. V. Mykhniian. Hardness – volumetric characteristic of material Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2021, Vol. 12, No 4, P. 139-144 ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

33. Тітова Л.Л., Г. Собчук Типологічність засобів технічного контролю фізіологічних і ергономічних показників машин для лісотехнічних робіт. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2022, Vol. 13, No 1, P. 40-48 ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.technicalscience.com.ua/uk/archive
<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2022.01.040>

34. Д. М. Можарівський, Л. Л. Тітова, О. В. Надточій, П. Дасіч. Аспекти експертної системи інженерного менеджменту технічним станом зернозбиральних комбайнів. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2022, Vol. 13, No 1, P. 60-66 ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.technicalscience.com.ua/uk/archive
<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2022.01.060>

35. Задорожнюк Д.В., Тітова Л.Л. МЕТОД СТРУКТУРНИХ СХЕМ ОЦІНЮВАННЯ БЕЗВІДМОВНОСТІ ГІДРОСИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової

техніки і технологій для сільського господарства України. Випуск 30(44). С. 55-62 [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-1-30\(44\)-5](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-1-30(44)-5)

36. Wacław Romaniuk, Andrzej Marczuk, Ivan Rogovskiy, Liudmyla Titova, Kinga Borek Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. *Agricultural Engineering* (wir.ptir.org). Krakow. Poland. 2018. Vol. 22. №1. P. 105—125. doi:10.1515/agriceng-2018-0010.

37. Oleksandr Nadtochiy, Liudmyla Titova. Optimal width of reapers combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 1. P. 87—93.

38. Oleksandr Nadtochiy, Liudmyla Titova. Simulation of agricultural processes. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 2. P. 55—62.

39. Oleksandr Nadtochiy, Liudmyla Titova. Analysis of multi-channel system of mass service with. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 3. P. 11—18.

40. Liudmyla Titova. Simulation Models of Agricultural Processes. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 3. P. 39—47.

41. I M Kuzmich, I. L. Rogovskii, L. L. Titova, O V Nadtochiy. Research of passage capacity of combine harvesters depending on agrobiological state of bread mass. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2021 Vol 677*. 052002 doi:10.1088/1755-1315/677/5/052002. Scopus. WoS. Q3.

42. Rogovskii, I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Borak K. V., Lavrinenko O. T., Bannyi O. O. Research on a grain cultiseeder for subsoil-broadcast

sowing. INMATEH. Agricultural Engineering. 2021. Bucharest. Vol. 63. No 1. P. 385-396. DOI: 10.35633/INMATEH-63-39. Scopus. WoS

43. Rogovskii, I. L., Titova L .L., Gumenyuk Y.O.,

44. Nadtochiy O.V. Technological effectiveness of formation of planting furrow by working body of passive type of orchard planting machine. 5th International Scientific Conference on Agribusiness, Environmental Engineering and Biotechnologies, AGRITECH-V 2021Krasnoyarsk16 June 2021 до 19 June 2021Код 172484

45. Rogovskii, I., Titova, L., Shatrov, R., Bannyi, O., Nadtochiy, O. Technological effectiveness of machine for digging seedlings in nursery grown on vegetative rootstocks. Engineering for Rural Development, 2022, 21, pp. 924–929

46. Waclaw Romaniuk, Ivan Rogovskii, Victor Polishchuk, Kinga Borek, Witold Jan Wardal, Serhiy Shvorov, Yevgen Dvornyk, Ihor Sivak, Semen Drahnev, Dmytro Derevjanko, Kamil Roman Study of Methane Fermentation of Cattle Manure in the Mesophilic Regime with the Addition of Crude Glycerine Energies 2022, 15(9), 3439; <https://doi.org/10.3390/en15093439>

47. Antonov A. I. (2011). Transient process in a two-dimensional extremal system in the presence of forbidden regions and a random search method. Statistical optimization problems. Riga: Zintane. 69-81.

48. Medvedev G. A., Ryzhakov A. P. (2011). On the application of random search algorithms in automatic optimization systems. Statistical optimization problems. Riga. Zintane. 81-92.

49. Rastrigin L. A., Ripa K. K. (2013). Automatic theory of random search. Riga. Zintane. 342.

50. Taev I. S., Egorov E. G., Gorshkov Yu. E., Popova E. P. (2011). Optimization of parameters of the electric apparatus arc-extinguishing chamber. Moscow. Low voltage devices. 1(92). 24-32.