

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.12 – КМР. 2401 «С» 2023.12.29.017. ПЗ

ГРИЩЕНКО ТАРАС ОЛЕКСІЙОВИЧ

2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) _____ Конструювання та дизайну _____

УДК 621.43.038

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету
конструювання та дизайну
(назва факультету (ННІ))

_____ Ружи́ло З.В.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2024р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
Надійності техніки
(назва кафедри)

_____ Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2024р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: «Удосконалення методу діагностування плунжерних пар при технічному сервісі паливної апаратури дизелів»

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Освітня програма Технічний сервіс машин та обладнання с.г. виробництва
(назва)

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

Гарант освітньої програми

_____ К.Т.Н., доц.

(науковий ступінь та вчене звання)

_____ Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи

_____ К.Т.Н., доц.

(науковий ступінь та вчене звання)

_____ Ревенко Ю.О.

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

_____ Грищенко Т.О.

(ПІБ студента)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ

І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет _____ конструювання та дизайну _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

надійності техніки

_____ К.Т.Н., доц _____ Новицький А.В.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
— ” _____ 2024р.

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Грищенко Тарасу Олексійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 - «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма „Технічний сервіс машин та обладнання с.г. виробництва” _____

(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна _____

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Удосконалення методу діагностування плунжерних пар при технічному сервісі паливної апаратури дизелів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «29» грудня 2023 р. № 2401 «С».

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 01 листопада 2024 р.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи. 1. Основні тенденції розвитку технічної експлуатації дизельних двигунів. 2. Найвні види і типи плунжерних пар та ступені їх зносу. 3. Існуючий парк з характеристиками автобусів шести різних марок. 4.Каталоги обладнання для ремонту та технологічного устаткування ремонту паливних насосів високого тиску. 5.Характеристики наявних стендів для контролю тиску паливних насосів та форсунок. 6.Державні стандарти України.

Перелік питань, які потрібно розробити: 1.Розробити математичну модель процесу подачі палива при впорскуванні в ізольовану камеру постійного об'єму. 2. Обґрунтувати фактори, що суттєво впливають на надійність елементів паливних систем дизельних двигунів. 3.Виявлення залежностей зміни гідравлічної щільності розділу плунжерних пар від факторів протитиску, активованого ходу і в'язкості палива. 4.Розробка методу і засобів оцінки гідрощільності прецизійних елементів ПНВТ. 5.Розробка технологічних принципів і технології діагностики деталей прецизійних ТНВД.

Дата видачі завдання «28» вересня 2023 р.

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи _____ К.Т.Н., доц. Ревенко Ю.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

_____ Грищенко Т.О.
(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

| | |
|---|-----------|
| ВСТУП..... | 5 |
| РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ..... | 8 |
| 1.1. Особливості конструкцій паливних насосів високого тиску | 8 |
| 1.2. Характер неполадок і відмов прецизійних елементів ПНВТ | 12 |
| 1.3. Відомі методи діагностики та інструменти..... | 17 |
| РОЗДІЛ 2. ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ДІАГНОСТУВАННЯ ПРЕЦИЗІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПНВТ ПО ПОКАЗНИКУ ШВИДКОСТІ ЗРОСТАННЯ ТИСКУ В ІЗОЛОВАНУ КАМЕРУ ПОСТОЯННОГО ОБСЯГУ..... | 39 |
| 2.1. Розробка математичної моделі закону подачі палива при впорскуванні в ізолювану камеру постійного об'єму..... | 39 |
| 2.2. Диференціальний процес витоку палива через середній радіальний зазор спряження плунжер-втулка..... | 43 |
| 2.3. Технічні вимоги до розробки програмно-апаратного комплексу для моделювання робочих процесів у контурі високого тиску..... | 47 |
| РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ..... | 50 |
| 3.1. Вимірювальна апаратура та метрологічні характеристики..... | 50 |
| 3.2. Загальний порядок проведення лабораторного експерименту..... | 54 |
| РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..... | 56 |
| 4.1. Результати селективного підбору плунжерних пар..... | 56 |
| 4.2. «Технологія діагностування прецизійних елементів паливної апаратури дизелів»..... | 62 |
| РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МЕТОДУ ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПНВТ..... | 63 |
| 5.1. Основні складові економічного ефекту..... | 63 |
| 5.2. Методика заснована на нормативних значеннях \overline{p}_{\max} | 67 |
| ВИСНОВКИ..... | 69 |
| ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА..... | 71 |
| ДОДАТКИ..... | 74 |

ВСТУП

Найважливішим напрямком підвищення ККД машинно-тракторного агрегату є поліпшення техніко-економічних показників його двигуна. Найбільш ефективно це завдання може бути вирішене шляхом удосконалення конструкції, ремонту та обслуговування системи подачі палива в першу чергу. Пояснюється це тим, що якість паливної апаратури багато в чому визначає робочий процес дизеля і, як наслідок, його технічні, економічні та екологічні показники.

Значне погіршення силових і паливно-економічних показників дизельних двигунів пояснюється, перш за все, зміною технічного стану елементів систем паливопостачання і параметрів подачі палива і в меншій мірі залежить від зносу двигуна.

Експлуатаційні характеристики паливної апаратури визначаються стабільністю її конструктивних і регулювальних параметрів і параметрів процесу подачі палива, зокрема, рівномірністю циклічної подачі і кута випередження уприскування, тотожністю тривалості уприскування і закону подачі, характеристиками тисків уприскування і т. д.

На якість роботи ПА впливають різні експлуатаційні чинники: характер і обсяг виконуваних робіт, кліматичні умови використання машини, паливні показники, прийнята система технічного обслуговування і ремонту, якість і наявність нормативно-технічної документації та технічних засобів технічного обслуговування машин, якість дотримання правил експлуатації та обслуговування машин.

На сьогоднішній день створені певні науково-технічні бази для оцінки якості паливної апаратури та забезпечення її надійності в процесі експлуатації. Однак існуючі технологічні процеси, методи і засоби діагностики недостатньо враховують особливості функціонування ПС. В результаті це позначається на погіршенні якості ПА, неповному використанні закладеної в конструкцію ресурсу і передчасних виходах з ладу. Все це настановує на думку про необхідність переходу на планову превентивну стратегію за умовою, тобто за рахунок результату діагностики.

У зв'язку з цим стає дуже важливим підвищення ефективності діагностики за рахунок забезпечення високої точності, оперативності та прийнятної трудомісткості діагностики ПА.

Вирішення цієї проблеми пов'язане в першу чергу з розробкою нових і вдосконаленням існуючих методів діагностики з подальшою комп'ютеризацією діагностичного процесу і математичною обробкою результатів діагностики, які забезпечують видачу рекомендацій по проведенню ТО.

У той же час слід зазначити, що використання електронних діагностичних комплексів і сканерів для оцінки на місці стану прецизійних елементів ПА не забезпечує достатньої чіткості і достовірності діагностики, що дозволяє з високою вірогідністю призначити тип і обсяг ТО і визначити залишковий ресурс об'єкта (прецизійний елемент).

У свою чергу, актуальність діагностики обумовлена високим рівнем шкідливих викидів вихлопних газів через низький рівень технічного стану дизельних двигунів. Ще однією обов'язковою умовою контролю стану на місці є висока частота відмов при нормальній експлуатації. Виходячи з результатів діагностики, намічена профілактична стратегія ТО дозволяє більш оперативно реагувати на зниження показників потужності дизеля, знижувати витрату палива і токсичність вихлопних газів, а також знижувати витрати на дорогий ремонт для оперативного і точного визначення стану компонентів, які вийшли з ладу або працюють поза нормативними межами.

Проведений аналіз показує, що удосконалення експлуатаційних характеристик паливної апаратури дизельних двигунів за рахунок наукового обґрунтування вдосконалення методів, засобів технологій діагностування ПА є актуальним завданням, що має велике національно-господарське значення.

Мета роботи: удосконалення методів і засобів діагностики елементів прецизійних ПНВТ з точки зору підвищення інформативності та точності за рахунок врахування факторів протитиску, активного ходу і в'язкості палива.

Наукова новизна полягає в методі оцінки гідрощільності елементів прецизійної паливної апаратури за швидкістю підвищення тиску за певну кількість циклів впорскування палива в ізолювану камеру постійного об'єму з урахуванням

активного ходу плунжера, в'язкості палива і конструктивних характеристик.

Об'єктом дослідження є процес нагнітання палива в ізольовану камеру постійного об'єму (ІК) та реєстрація параметрів подачі та тиску з використанням класичних засобів вимірювання та комп'ютерних технологій.

Предметом дослідження є зв'язок між характеристиками макро- та мікро-геометрії з'єднання плунжер - втулка, а також активним ходом плунжера зі швидкістю наростання тиску в ізольованій камері на пусковому режимі функції числа циклів.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Особливості конструкцій паливних насосів високого тиску

Розглянемо найбільш поширені види паливних насосів високого тиску (ПНВД) з точки зору конструкції і принципів роботи прецизійних елементів.

За кількістю плунжерів, що обслуговують циліндри дизеля, розрізняють два типи насосів: багатоплунжерні (рядні, V-подібного і барабанного типу), в яких на кожен циліндр припадає по одному нагнітальному плунжеру, і розподільного типу (плунжерний і роторний), в яких один або кілька одночасно працюючих плунжерів обслуговують все або групу дизельних циліндрів, для яких цикл плунжерів збільшений і введений розподільну паливну систему. У розподільних насосах різко скорочується загальна кількість деталей, зокрема одиниць точності, а розміри зменшуються в 1,5 - 2,5 рази і вага в 2 - 3 рази в порівнянні з конструкціями багатоплунжерних рядних насосів. Завдяки тому, що один плунжер обслуговує кілька циліндрів, в розподільних насосах можна домогтися меншої нерівномірності подачі палива між циліндрами в широкому діапазоні змін динаміки роботи дизеля.

Пристрій чотириплунжерного насоса рядного типу Л4ТН-8,5х10Т, встановленого на СМД дизелях, показано на рис. 1.1.

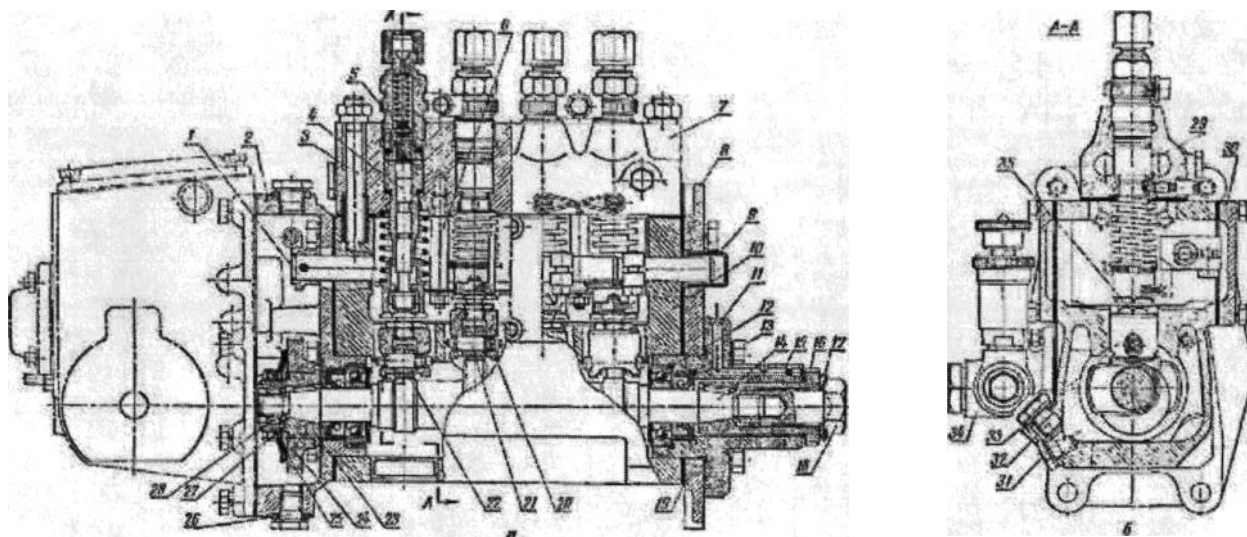


Рис.1.1. Паливний насос Л4ТН-8,5х10Т:

а - поздовжній переріз; б — поперечний переріз;

1 - стійка; 2 - фланець кріплення регулятора; 3 і 6 - шпильки; 4 - накладка плунжера; 5 - напірний клапан; 7 - головка паливного насоса; 8 - монтажна пластина; 9 - кришка

стійки; 10 - корпус насоса; 11 і 29 - канали; 12 - шарикопідшипник; 13 - сальник; 14 - фланцевий вал; 15 - направляючий фланець; 16 - шліцьова втулка; 17 - стопорна шайба; 18 - гайка валу; 19 - прокладка; 20 - штовхачі корпусу; 21 - вісь ролика; 22 - ролик штовхача; 23 - втулка; 24 - шестерня; 25 - фрикційна пружина; 26, 31 і 32 - пробка; 27 і 28 - гайки; 30 - кришка; 33 - штовхач плунжера; 34 - підвищувальний насос; 35 - болт регулювання штовхача

Найбільш поширеними є одноплунжерні паливні насоси розподільного типу (див. 1.2). Насоси цього типу характеризуються невеликою вагою і розмірами. Вони мають набагато менше деталей і простіші в обслуговуванні. У цих насосах паливо нагнітається і розподіляється по всіх циліндрах двигуна одним плунжером. За способом дозування (зміна кількості палива, що подається) одноплунжерні насоси тракторних дизелів поділяються на насоси: а) з перепуском надлишків палива після закінчення впорскування; б) з дроселюванням палива на впуску шляхом зміни перетину впускного отвору.

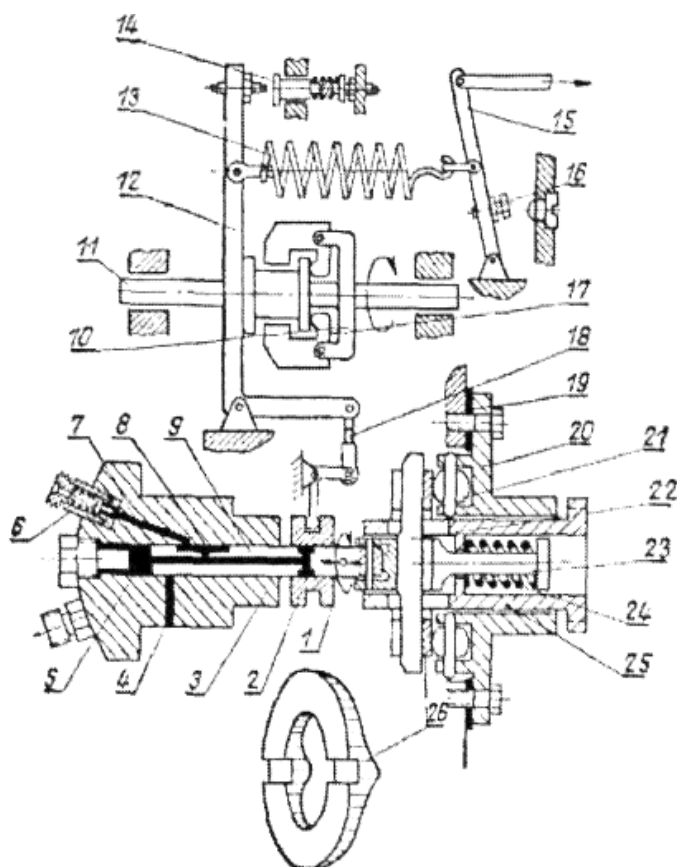


Рис. 1.2. Схема одноплунжерного паливного насоса ОНМ-3 з регулятором:

1 — регулювальна муфта; 2 — радіальний канал; 3 — корпус головки; 4 — впускний канал; 5 — надплунжерний простір; 6 — напірний клапан; 7 — живильний канал; 8 — розподільний паз; 9 — плунжер; 10 — хрестовина тягарців; 11 — ролик регулятора; 12 і 15

– ступені; 13 – пружина регулятора; 14 – коректор; 16 – регулювальний болт; 17 – тягарець регулятора; 18 – регулювальна серезка; 19 – регулювальна прокладка; 20 – фланець насоса; 21 – ролик; 22 – опора; 23 – штовхач; 24 – пружина штовхача; 25 – вал насоса; 26 – кулачкова шайба.

У сучасних дизелях все більшого поширення набувають акумуляторні системи з електронним уприскуванням Common Rail (дослівно, «загальна магістраль»). Нижче наведені основні відмінні риси CR, які можна розуміти як нові функції ПА, так і їх переваги за ступенем забезпечення або простоти досягнення в порівнянні з традиційним типом паливних систем:

- забезпечення гнучкого регулювання циклу подачі відповідно до заданого швидкісного режиму дизельного двигуна і забезпечення необхідного зовнішнього швидкісна характеристика (не обов'язково жорстко виставлена);

- забезпечення мінімальних нерівномірності подачі по циліндрах або, навпаки, оптимальних нерівномірностей подачі для кожного циліндра відповідно до його конструкції, виготовлення і поточним технічним станом;

- здійснення двофазного впорскування, в тому числі з мінімальною стабільною порцією запалювання, з регульованим інтервалом між впорскуваннями;

- відключення циліндрів або циклів в часткових режимах;

- система управління забезпечує діагностику датчиків і виконавчих механізмів, компенсацію збоїв за допомогою резервних програм. Її функції можуть бути пов'язані з керуванням двигуном або транспортним засобом.

Пристрій радіально-плунжерного ПНВТ розподільного типу системи CR фірми Roben Bosch GmbH показаний на рис. 1.3. Перераховані типи насосів мають загальний принцип уприскування палива за рахунок зворотно-поступального руху плунжера і, відповідно, можуть бути діагностовані одним методом.

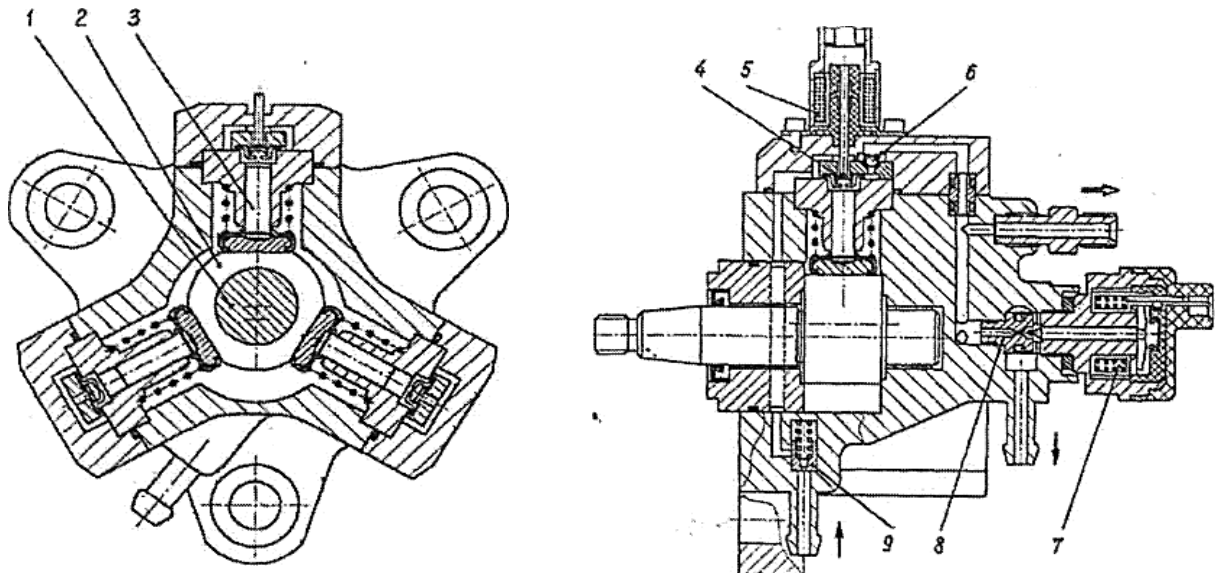


Рис. 1.3. Поширений радіальний плунжерний інжекторний насос Rail фірми R. Bosch:
 1 — ексцентриковий вал; 2 — прецесійна втулка; 3 — плунжер; 4 — впускний клапан; 5 — електромагніт впускного клапана; 6 — випускний клапан; 7 — електромагніт регулятора тиску; 8 — сідло клапана регулятора; 9 — протидренажний клапан

1.2. Характер неполадок і відмов прецизійних елементів ПНВТ

В умовах експлуатації машинно-тракторного агрегату через певний об'єм причин виникають різні неполадки та відмови певних систем. При цьому найбільша кількість відмов припадає на паливні системи. Якщо врахувати загальновідомий факт, що значний відсоток відмов (до 45%) припадає на ПА, то стає очевидним, що втрати палива складають основну частину загального обсягу прогресивних витрат.

Численними дослідженнями встановлено, що ПА, будучи однією з основних систем дизельного двигуна, в ряді випадків не забезпечує його необхідної надійності в умовах експлуатації і викликає 35...40% всіх відмов дизеля.

Згідно відомих статистик відмов на ремонтних підприємствах можливо зробити висновок про те, що в другій групі складності відмов найбільший питомий знос паливної апаратури складається саме зі зносу плунжерних пар (рис. 1.4).

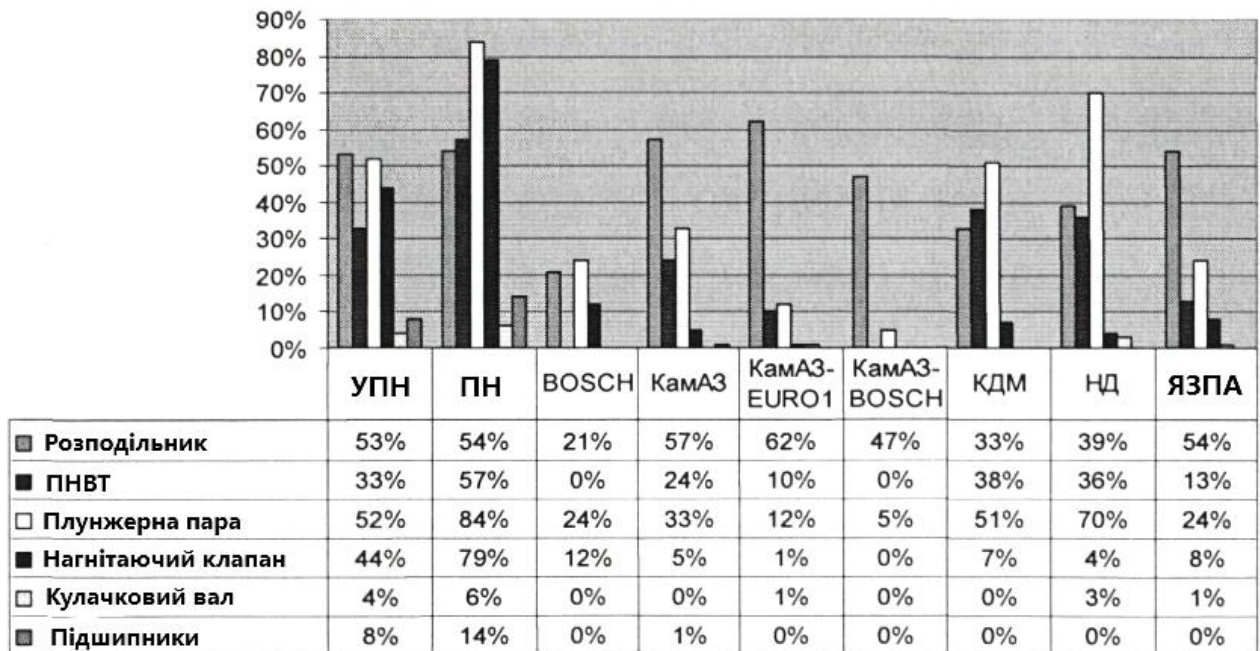


Рис. 1.4. Схема відмов елементів поширених серій ПНВТ і відповідних типів форсунок

Як показують відомі дослідження в переважній більшості випадків погіршення параметрів упорскування палива пов'язане з проблемами тертя і зносу пар тертя паливної апаратури. Деталі пар тертя виготовляються зі сталей і мають високу твердість (близько 60 HRC) і низьку шорсткість (R_a до 0,4мкм для прецизійних поверхонь і до 0,32мкм для точних поверхонь). Діаметральні зазори становлять 1...2мкм при точності 10...40мкм в прецизійних поверхнях ковзання.

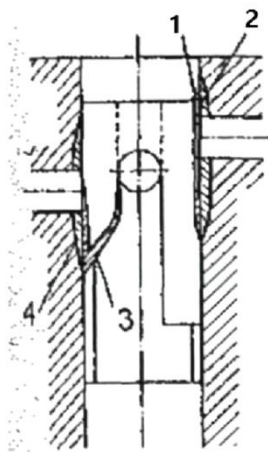
Дослідники виявили, що частіше найбільший знос прецизійної поверхні плунжера спостерігається на його голівці на стороні, протилежній робочій спіралі відсічення, тобто в зоні, де вплив максимальних сил тиску (створюваних тиском 50...80 МПа) ударного характеру (період підвищення тиску) накладається на вплив максимальної (2...4 м/с) швидкості руху плунжера на кожному робочому циклі.

Дослідження, проведені по заклинювання плунжерних пар 36 рядних насосів комбайнових дизелів (наробіток 746...2740 мотогодин), показали, що, як правило, в рядних насосах спостерігається заклинювання однієї, рідше - двох плунжерних пар. При цьому плунжерні пари насоса мали хороший стан поверхонь без видимих пошкоджень і плям. Поелементний аналіз нагнітальної магістралі ділянок, що вийшли з ладу, показав, що в магістралі високого тиску при закоксуванні розпилювальних форсунок і форсунок спостерігається ефект гідроудару. Так як ПНВТ має високий тиск нагнітання і плунжер незбалансований

(відсутня симетрична канавка по відношенню до відсічної канавки), в результаті плунжерна пара заклинює.

Також, дослідники відзначають, що робочі поверхні плунжерів і втулок зношуються під впливом абразивних частинок, що містяться в паливі.

Дослідження, проведені відомими компаніями, показали, що знос плунжерної пари носить локальний характер, в районі впускного і випускного отворів (див рис. 1.5). Сумарне значення зношеної поверхні тертя не перевищує 5%, а характер мікронерівностей на ній свідчить про знос абразивними частинками, які разом з паливом потрапляють в підплунжерний простір під час такту всмоктування плунжера. Під час такту впорскування частина палива стікає назад в заливний отвір, при цьому по ходу плунжера потік палива дроселюється, що призводить до підвищення тиску в надплунжерном просторі та швидким зростанням швидкості протікання.



| Місце зносу | Глибина, мкм | Ширина, мм | Довжина, мм |
|-------------|--------------|------------|-------------|
| 1 | 23-25 | 4,5-5 | 9,5-10,0 |
| 2 | 25-27 | 4,5-5 | 6-7 |
| 3 | 18-20 | 2,5-2,7 | 4 |
| 4 | 15-17 | - | - |

Рис. 1.5. Місцевий знос плунжерних пар в процесі експлуатації

При наявності в паливі абразивних частинок ерозія і кавітація призводять до «розмивання» поверхні втулки, що примикає до запірної отвору, і поверхні плунжера біля запірної кромки (див. рис. 1.6).

Крім того, частина палива просочується в зазор між втулкою і плунжером і приносить туди абразивні частинки. Зазор при складанні невеликий і становить 1,5-3,5мкм, але він значно збільшується в процесі впорскування за рахунок розширення втулки, коли тиск палива значно зростає (рис. 1.7).



Рис. 1.6. Знос плунжера через потрапляння абразивних частинок з палива

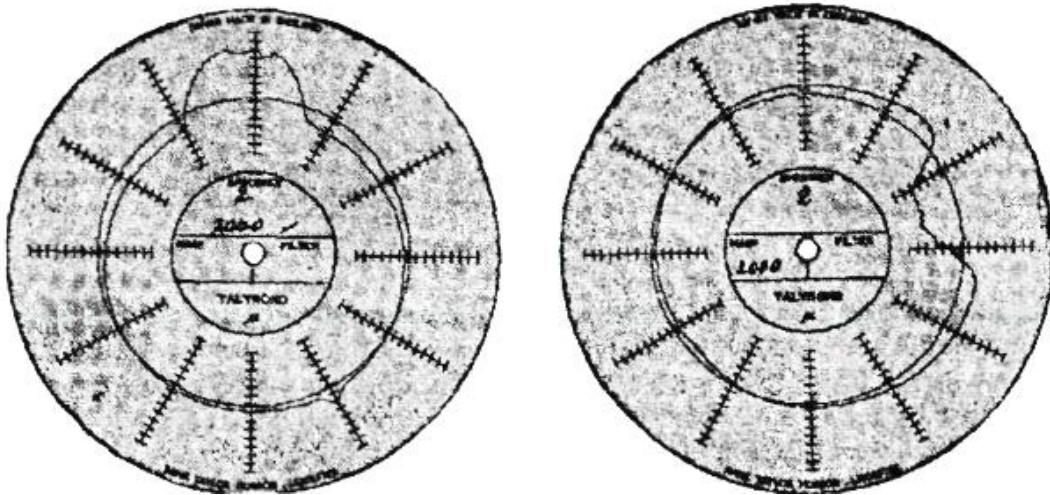


Рис. 1.7. Колограми зносу плунжера і втулок

У щілину можуть вводитися частинки розміром до 10мкм, які після падіння тиску затискаються між парами тертя і викликають стирання.

Досліди показали, що зміна гідрощільності плунжерних пар при роботі на паливі з різними розмірами забруднювача відбувається наступним чином: забруднювач менше 2мкм практично не впливає на знос, а викликає дуже інтенсивний знос забруднювач більше 4мкм.

Роботи, проведені в науково-технічній службі, показують, що існує зв'язок між зносом робочих поверхонь прецизійних пар і деформацією втулки плунжера (рис. 1.14). Встановлено, що великі абразивні частинки в паливі потрапляють в зазор між плунжером і втулкою через деформацію останньої під час нагнітання палива.

Плунжер зношується в певних місцях, тому ці ділянки називають локальним зносом. Плунжерна головка схильна до значного зносу, особливо область у верхній її частині, розташована напроти впускного вікна гільзи.

Чиста, блискуча поверхня плунжера в результаті зносу на цій ділянці стає вдавненою поздовжніми канавками. Зношена ділянка має такі зовнішні ознаки: матовий відтінок поверхні, гребінцеподібні нарівності, добре помітна через лупу 10-20 кратного збільшення, а при великому зносі помітна неозброєним оком. Характер зношеної поверхні і мікронерівності на ній дозволяють стверджувати, що площа розглянутого плунжера схильна до абразивного зносу.

У початковий період, коли частинки потрапляють в щілину, вони виділяють велику стружку, так як ріжучі кромки у них гострі. Переміщаючись далі між стінками деталей, ріжучі кромки абразивів затупляються, частинки дробляться, а ріжуча здатність абразивного матеріалу знижується. В результаті спостерігається більша глибина мікроканавок і знос на верхньому кінці плунжера, причому чим далі від торця, тим глибше канавки і тим менше знос.

Зношується внутрішня поверхня втулки, що примикає до впускного та перепускного отворів. Більший знос спостерігається у впускного вікна, у перепускного - менший.

Робоча поверхня втулки над верхньою кромкою вікна прикрита паралельними пазами, розташованими уздовж втулки. Край вікна має великий нахил начебто, його зняли пилкою, край нерівний і рваний.

Під час робочого ходу плунжера, після закриття впускного отвору гільзи, настає момент впорскування палива в циліндри двигуна. У зношених плунжерних парах початок уприскування затягується, так як після закриття впускного отвору паливо починає надходити назад по канавці місцевого зносу.

У міру руху плунжера вгору глибина і ширина зношеної ділянки зменшуються, що призводить до зменшення зазору в даному місці, меншої кількості витоків і затримки подачі палива. Чим більше величина місцевого зносу плунжерної пари, тим сильніше зворотна подача палива, отже, велика затримка початку уприскування.

У разі максимального зносу плунжера і втулки, кут випередження упорскування палива може відставати до 5 градусів, по розподільному валу паливного насоса. Крім того, знос плунжерних пар значно знижує їх працездатність через витік палива, особливо на пускових швидкостях.

Збільшення витоків палива при зниженні оборотів пояснюється тим, що при повільному русі плунжера час переливу збільшується.

Масляні пари в паливному насосі зношуються нерівномірно, тому подача палива на зношених ділянках буде різною, що збільшує нерівномірність його подачі.

При великому зносі деталей плунжерних пар нерівномірність може збільшуватися в 3 рази на номінальних швидкостях і в 5 разів на пускових швидкостях.

Знос плунжерних пар супроводжується значним зниженням тиску палива, що подається. На пускових швидкостях нові пари повинні розвивати тиск подачі палива не менше 50-60 МПа, а в процесі зносу воно знижується в 4-5 разів. Накладка плунжера не розвиває тиск 30 МПа і більше, після чого її слід замінити.

Ще одна причина несправності насоса – заклинювання плунжерних пар. Заклинювання плунжера щодо втулки у верхньому положенні призводить до відключення подачі палива за допомогою цієї ділянки.

Найбільш поширеною причиною заклинювання і порушення руху плунжерних пар є попадання води в зазор прецизійних деталей. При цьому на поверхні, що труться, наноситься змащувальна паливна плівка, плунжер починає працювати без змащування. Тертя викликає заїдання прецизійних поверхонь, їх нагрівання і заклинювання. Наявність води в паливі викликає корозію плунжера і вкладиша.

Проведений аналіз паливних систем типу CR відрізняється, в результаті виходить те, що ремонтують найбільш поширену несправність (рис. 1.8), де також спостерігається переважаючий знос пар прецизійних ПНВТ.

На довговічність деталей, що визначають термін служби ПА, великий вплив робить чистота і склад (тип) палива, що заливається. Зокрема, більшість несправностей деталей Common Rail (CR) є наслідком використання палива неналежної якості, наприклад: палива з поганими мастильними властивостями; паливо з водою в своєму складі; погано фільтроване паливо (з абразивними компонентами); забруднене паливо (з домішкою бензину, розчинників, відпрацьованого масла, спирту, гасу)

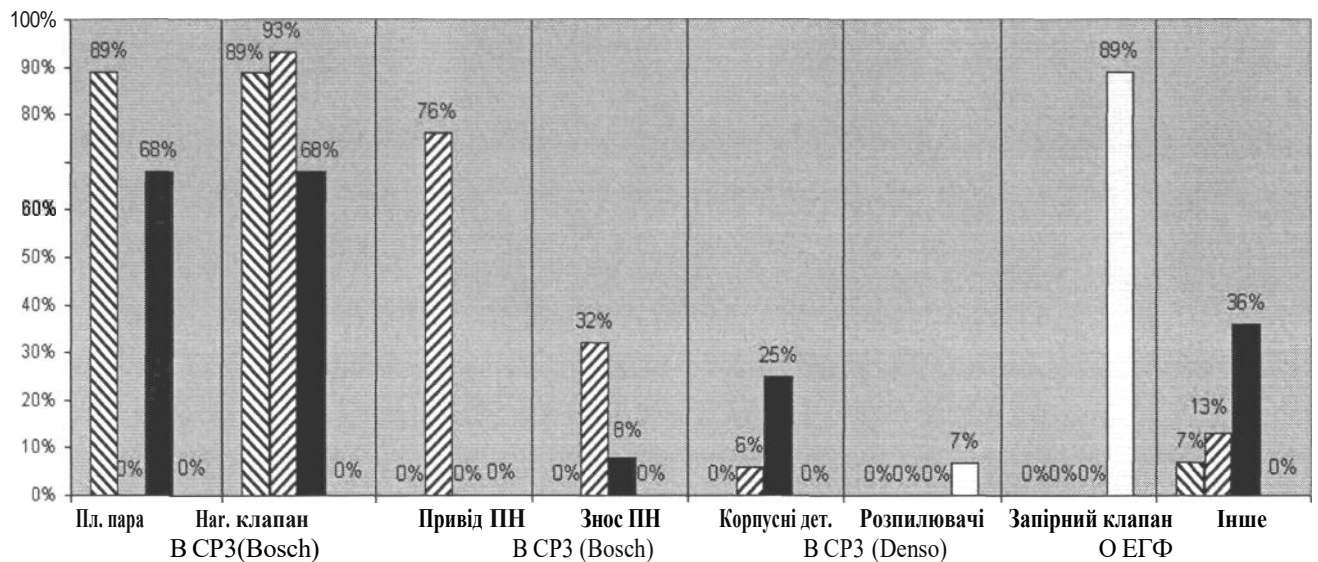


Рисунок 1.8 — Питома вага несправностей установок ПС Common Rail

Видно, що основною несправністю ПНВТ є надмірний знос або заклинювання плунжерної пари, що призводить до зниження продуктивності насоса, зниження тиску в гідроаккумуляторі і, як наслідок, падіння потужності і утруднення запуску дизеля. Найбільш ймовірна причина несправності – потрапляння абразивних частинок або води в поверхню розділу плунжера – втулки.

Знос нагнітальних клапанів також зустрічається досить часто, що в першу чергу пов'язано з попаданням сторонніх частинок в сідло клапана. Знос клапанів призводить до падіння тиску в гідроаккумуляторі, що впливає на режим запуску двигуна.

Знос прецизійних пар паливного насоса впливає на циклічну подачу палива. У зношеному плунжерному пакеті під час упорскування палива частина його протікає через зазор між плунжером і вкладишем, а при меншій частоті обертання колінчастого вала час нагнітання збільшується і, отже, циклічна витрата зменшується більшою мірою.

Відхилення циклу подачі від номінального значення багато в чому визначає протікання робочого процесу. При цьому до 25-30% відмов ПНВТ припадає на відхилення циклічної подачі палива від норми (в середньому на 20...30%), тоді як допустиме значення відхилення циклічної подачі становить 5%.

Зменшення циклічної подачі палива призводить до збільшення коефіцієнта надлишку повітря, що сприяє збільшенню повноти згорання палива. При цьому

знижується ефективна продуктивність дизельного двигуна (знижується потужність), він важко запускається (час прокручування холодного двигуна збільшується в 2-2,5 рази).

Збільшення циклічної витрати призводить до збільшення тривалості впорскування палива, погіршення сумішоутворення і згоряння. В результаті підвищується інтенсивність нагрівання і знос деталей, а запас палива зменшується

Збільшення нерівномірності подачі палива по вузлах ПНВТ призводить до нерівномірних навантажень по циліндрах на деталі циліндрів і газорозподільного механізму, що призводить до підвищеного зносу цих деталей.

Встановлено, що застосування стратегії планово-попереджувального ремонту та використання ефективних технологій діагностики дизельних двигунів дозволяє знизити прогресуючі втрати (насамперед перевитрату палива) на 30% і більше.

Наразі експерти можуть припустити, що відсоток охоплення МТА системою планового профілактичного обслуговування скоротиться у 2-3 рази.

У цьому випадку, відповідно до методики по втратах палива, очікувані щорічні втрати палива, наприклад, дизеля Д-240, збільшаться в 1,3...1,5 рази.

Згідно з державними стандартами і конструкторською документацією, паливні насоси, що випускаються, і їх прецизійні пари повинні мати індекс надійності 5000 мотогодин. Однак в умовах реальної експлуатації надійність паливної апаратури, в тому числі і ПНВТ, залишається дуже низькою.

Таким чином, технічні, економічні та екологічні показники дизельного двигуна багато в чому визначаються параметрами подачі палива, які змінюються в процесі експлуатації і, як наслідок, призводять до погіршення якісних показників дизеля. У зв'язку з цим забезпечення стабільності характеристик подачі палива є дуже актуальним завданням.

До основних причин незадовільної роботи ПА можна віднести використання неякісного палива, недотримання правил експлуатації та обслуговування, а також недостатню наявність оперативних та ефективних засобів діагностики.

Згідно з дослідженнями компанії Perkins, до 80% причин збоїв системи

Common Rail пов'язані з неякісним паливом (наявністю води і різних домішок), а також недотриманням регламенту технічного обслуговування і використанням неоригінальних запчастин.

У зв'язку з цим компанія рекомендує використовувати паливо тільки перевірених і надійних постачальників; встановлення додаткових фільтрів – сепараторів з датчиками наявності води в паливній системі та регулярне її обслуговування; використання додаткових баків для попереднього відстоювання палива перед заправкою в бак; по можливості використання октанометра для попереднього контролю якості палива.

Незважаючи на вдосконалення конструкції елементів ДПДЗ в

У переважній більшості випадків погіршення параметрів подачі палива пов'язане з проблемами тертя і зносу пар тертя ПА, де спостерігається переважаючий знос прецизійних елементів ПНВТ, що пов'язано, в тому числі, з незадовільною якістю палива.

Очевидно, що на гідрощільність плунжерної пари впливає не тільки розмір зазору спряження плунжер-втулка, але і мікрогеометрія поверхонь тертя, головним чином на верхньому кінці плунжерної головки, наприклад, поздовжні виїмки або канавки.

1.3. Відомі методи діагностики та інструменти

З метою обґрунтування напрямів досліджень з розробки високоефективних засобів і технологій діагностики складових системи паливопостачання дизеля проведемо більш глибокий аналіз раніше існуючих і розробляються в даний час методів, засобів і технологій діагностики ПА.

Розглянемо кілька найпоширеніших методів і засобів діагностування

Діагностика ПА віброакустичним методом. Процес упорскування палива супроводжується утворенням віброакустичних сигналів в різних місцях системи подачі палива, що спрацьовує як від рухів деталей ПА (голка форсунки, клапан тиску, дротяна муфта, деталі плунжерного дроту), так і за допомогою пружних хвиль тиску палива в магістралі високого тиску.

впорскування (дзвінкий, безголосий). Слід також зазначити, що віброакустичний метод оцінки ступеня зносу плунжерних пар знайшов широке застосування у зв'язку з високою похибкою.

У процесі контролю ПА в процесі виробництва і експлуатації параметри робочого процесу є, як правило, основними критеріями оцінки технічного стану, особливо на великих дизелях. Тому ці методи розроблені в першу чергу для дизельних двигунів з великим ресурсом і практично не використовуються в високошвидкісних вантажних дизелях через високу вартість і обмежений термін служби перетворювачів і датчиків.

Газоаналітичний метод стану ПА немає вмісту O_2 дизеля у відпрацьованому газі і CO_2 . Оцінюється якість процесів сумішоутворення і згоряння і на цій основі пропонується визначати технічний стан паливної апаратури.

З введенням нормативів викидів шкідливих речовин з вихлопних газів дизельних двигунів охоплення даного методу діагностики значно розширюється. У той же час судити про конкретний дефект і кількісних характеристиках параметрів технічного стану транспортного засобу за результатами діагностики складно.

Перш за все, це відноситься до методу вимірювання тиску в нагнітальному трубопроводі (на штуцері ПНВТ або на форсунці). Основною і безсумнівною його перевагою є вимірювання параметра, безпосередньо пов'язаного з інтенсивністю і характеристиками уприскування. Інформація та методи розрахунку цього сигналу дозволяють проводити точний аналіз

Найважливіші показники ефективності для цієї системи. До переваг методу також можна віднести допустиму для діагностичних завдань складність кріплення датчика, а при використанні ковпачкових п'єзоплівкових датчиків фірм AVL, Kistler вона становиться мінімальною.

У більшості запропонованих методів діагностика ґрунтується на порівнянні вимірюваної діаграми тиску з еталонною, в результаті чого робиться більш-менш обґрунтований висновок про несправність того чи іншого ланцюга високого тиску, але при цьому достовірна поелементна (диференціальна) оцінка не надається.

Однак для створення такої системи діагностики необхідно створити

формалізовані достовірні діагностичні моделі.

Вони повинні ґрунтуватися не тільки на опорній кривій, а й на полях допусків, які неминуче визначають умови реального виробництва і експлуатації. Дуже трудомісткий і дорогий процес. Математичне моделювання процесу подачі палива робить цю задачу більш реалістичною. Розробка діагностичної моделі, заснованої на вивченні поведінки ряду діагностичних параметрів, пов'язана з великими експериментальними роботами і накопиченням статистичного матеріалу.

Існує ряд вітчизняних і зарубіжних фірм, які розробляють і випускають апаратуру для діагностики систем двигуна, що дозволяє, крім усього іншого, визначити кут випередження і тривалість уприскування.

Для діагностики ПА комплекс оснащений газоаналізатором (газомір), стробоскопом, ковпачком і п'єзоплівковим датчиком фірми AVL. Характеристику тиску палива в нагнітальній магістралі, отриману в ході діагностики і виведену на екран монітора, можна порівняти з опорними кривими. Разом з цим цей комплекс, як і всі перераховані вище, дозволяє оцінити тільки однієї лінії нагнітання за цикл вимірювання, не надає конкретних даних про ресурс і ймовірність відмов.

На рис. 1.10 показана діаграма тиску палива на штуцері насоса.

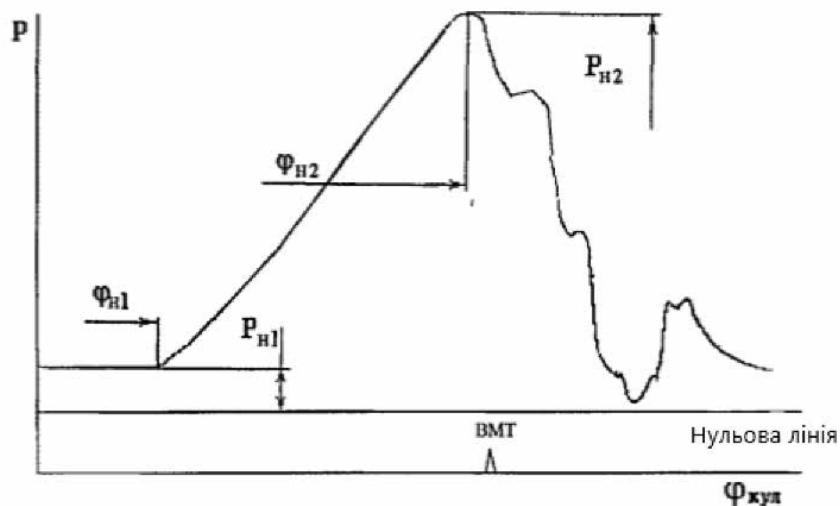


Рис. 1.10. Тиск палива на штуцері насоса

Діагностичні параметри: $\varphi_{Н1}$ — кут в момент початку підвищення тиску ; $P_{Н1}$ — тиск при $\varphi_{Н1}$; $\varphi_{Н2}$ — кут при максимальному тиску $P_{Н2}$.

У зв'язку з конструктивними особливостями діагностованих паливних систем (особливо зарубіжних) іноді неможливо підключитися до необхідної діагностичної точки.

Електронні автоматизовані системи створюють умови для вирішення проблеми діагностики на принципово новій виробничій основі, тобто завершення практично всіх операцій технічної діагностики електронними установчими вузлами з кінцевим результатом стану об'єкта у вигляді «працездатний», «непрацездатний», «норма», «менше норми», «більше норми» категорії якості і т. д. При цьому процес діагностики ПА може проводитися безперервно за заданою оптимальною програмою в певній регулярній послідовності.

Відомо, що основним показником роботи системи подачі дизельного палива є продуктивність секцій ПНВТ. До основних елементів ПА відносяться плунжерні пари, технічний стан яких в першу чергу залежать показники робочого процесу автотракторних дизельних двигунів — потужність і економічність (див. п. 1.2). Але в практиці експлуатації виникає ряд проблем при оцінці продуктивності ділянок, пов'язаних з високою трудомісткістю монтажних і демонтажних робіт по зняттю і монтажу ПНВТ, високою вартістю спеціальних стендів, відсутністю досвідчених і кваліфікованих фахівців. Тому для оператора в критичній ситуації важливо мати прилад для оцінки стану прецизійних елементів ПНВТ без його демонтажу.

У сучасних електронних тестерах найбільш поширені методи діагностики прецизійних елементів ПА, засновані на осцилограмах тиску, записаних в робочих режимах.

Метод «гребінців» - один з найбільш відомих методів, згідно з яким осцилограми тиску палива на штуцерах форсунок знімають натягування плівки на невеликій швидкості, в результаті чого вони розташовуються у вигляді зубців.

З них визначається відносна величина (в %) амплітуди коливань максимального тиску уприскування.

$$\delta_p = 2 \cdot \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\max} + P_{\min}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де P_{\max} і P_{\min} — максимальний і мінімальний тиск уприскування, що визначаються за осцилограмами процесу подачі палива.

Отримані таким чином δ_p не враховують час впорскування, що визначається за осцилограмою процесу подачі палива. До того ж недоліком даного процесу можна віднести об'ємний процес обробки осцилограми.

До недоліків розглянутих методів також можна віднести появу суб'єктивних коливань при вимірюваннях, викликаних наявністю людини в процесі обробки даних.

Міжциклова нерівномірність подачі палива може бути визначена також шляхом послідовного розгляду циклічних потоків, розрахованих за допомогою характеристик уприскування.

Інтегруючи диференціальну характеристику по всьому інтервалу тривалості уприскування, отримаємо величину циклу подачі:

$$\delta_i = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f(\varphi) d\varphi, \quad (2)$$

де δ_i – це величина циклічності подачі,

$\varphi_1 - \varphi_2$ – кути початку і кінця вприскування,

$f(\varphi)$ – диференційна характеристика.

Точність оцінки міжциклової нерівномірності подачі палива в цьому випадку визначається прийнятим методом визначення характеристик уприскування.

Найбільш відомий метод визначення характеристик уприскування за осцилограмами тиску, знятими під голчастим конусом розпилювача, запропонований рядом дослідників. Об'ємна частка палива, що надходить за одиницю часу з отворів форсунок, знаходять за формулою відхилу:

$$Q = \frac{1000 \cdot \mu_p f_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_T} (P_B - P_C)}}{6 \cdot n_H}, \quad (3)$$

Де Q - об'ємна частка палива, що виходить з отворів форсунок за одиницю часу; $\mu_p f_c$ - ефективна площа проходу розпилювача; ρ_T - щільність палива; P_B - тиск уприскування; P_C - тиск середовища, в яке впорскується паливо; n_H - частота обертання розподільного валу насоса.

Щоб виміряти тиск під конусом голки, потрібна переробка стандартних або виготовлення спеціальних розпилювачів.

Характеристику уприскування можна визначити за формулою 3 з урахуванням зміни $\mu_p f_c$ в залежності від підйому голки при впорскуванні,

вимірюючи тиск не під конусом голки розпилювача, а в нагнітальній магістралі на штуцері форсунки. Однак і в цьому випадку, при простоті вимірювань, можлива поява значних погрішностей (характер зміни тиску на штуцері форсунки і під голчастим конусом розпилювача можуть бути різними).

Дослідники пропонують метод визначення характеристики уприскування шляхом зміни інтенсивності хвиль тиску, що поширюються в довгому трубопроводі, з'єднаному з камерою на виході палива інжектора.

Недоліком цієї методики є відносна складність і можливість відбиття хвиль, що в кінцевому підсумку призводить до неточності у визначенні величини циклічної подачі.

Перераховані вище критерії і методи оцінки параметрів паливоподачі складні у визначенні, багато в чому суб'єктивні, вимагають спеціального дорогого обладнання, і, як наслідок, не можуть бути рекомендовані для їх практичного застосування на ремонтних і технічних підприємствах.

Непрямий спосіб циклічної подачі в пристрої. Конструкція складається з датчика тиску, встановленого на штуцері форсунки. Величина циклічної витрати визначається шляхом інтегрування величини зміни тиску палива в період упорскування, тобто площі, обмеженої сигналом тиску (U_T). Точність в даному випадку підвищується за рахунок того, що інтеграція починається в той момент, коли починається упорскування форсунки.

Метод, заснований на вимірюванні електричного заряду потенціалу U , що виникає на ділянці ізолюваного трубопроводу внаслідок тертя палива об стінки, також не забезпечує достатньої точності. Крім того, він вимагає складного високочутливого обладнання і не знаходить широкого застосування.

Також було запропоновано рішення щодо збільшення величини циклічної подачі палива за рахунок впорскування палива в замкнутий об'єм (датчик-витратомір компанії Bosch). Тут датчик реєструє тиск у камері уприскування, величина якого пропорційна кількості палива, що впорскується.

За даними відомих досліджень, нестабільність подачі палива слід визначати спільним урахуванням тиску палива на штуцері форсунки, тиску уприскування,

значень циклічної витрати, затримки впорскування, нестабільності форми кривої характеристики уприскування і нестабільності тривалості уприскування. Суть запропонованого методу полягає в аналізі нестійкостей максимальних ординат заданих тисків, розгорнутих осцилограм і значень циклічних подач і фаз інжекції. Тут теж проводиться комплексна оцінка нерівномірності подачі палива, але методика досить складна, а сама циклічна подача визначається виходячи із закону подачі палива.

Основним недоліком перерахованих вище методів визначення міжциклової нерівномірності подачі палива є той факт, що циклічна витрата розраховується шляхом перерахунку різних параметрів закону подачі, а тому самі методи мають високу похибку і можуть бути кваліфіковані тільки як індикаторні (непрямі). З цієї причини вони не дають достатнього уявлення про стан прецизійних елементів ПНВТ.

Значне наукове і практичне значення має технологія діагностики дизельних двигунів, , суть якої полягає в використанні математичного моделювання при оцінці технічного стану елементів ПА з подальшим експериментальним коригуванням.

Діагностика проводиться на основі аналізу оцифрованих даних про реєстрацію тиску палива в магістралі низького тиску і високого тиску на насосі і штуцерах форсунок. Оцифровка сигналів дає можливість обробляти їх за допомогою математичного апарату (диференціювати, інтегрувати, складати фазові портрети і т. д.), що підвищує точність діагностики за рахунок збільшення числа параметрів, які підлягають порівнянню, при такому ж числі датчиків. Закладена в програму база даних і оригінальний метод обробки прийнятих сигналів дозволяють в процесі діагностики не тільки інформувати про порушення процесу подачі палива, а й вказувати конкретний конструктивний параметр, який спричинив відповідну несправність.

Для реалізації вдосконаленого методу (на прикладі дизельного двигуна Д-243 з ПНВТ 4УТНМ) методом математичного моделювання з використанням програмного комплексу «Впорскування» було проаналізовано детерміновані функціональні зв'язки 15 конструкційних з 26 діагностичними параметрами на

номінальному, пусковому та холостому режимах та визначено їх фактичних значень.

Експериментальні дослідження дозволили визначити діагностичні закономірності прояву характерних несправностей і скорегувати допуски діагностичних параметрів. Вивчено поведінку діагностичного параметра при зміні структурних параметрів: Наприклад, визначено характер встановленого зв'язку між тиском початку впорскування і першим піком похідної тиску (див. рис. 1.11).

Результати досліджень дозволили обґрунтувати доцільність використання в якості діагностичних параметрів 14 параметрів, отриманих шляхом обробки залежностей тиску палива в магістралях низького і високого тиску від кута повороту розподільного валу. Цього достатньо, щоб виявити 15 основних несправностей систем паливостачання прямої дії дизелів автотрактора. На підставі отриманих даних була складена база даних і алгоритм діагностики дизельного двигуна Д-243.

Повний цикл діагностики передбачає вимірювання в трьох режимах роботи ПА. Всі вони реалізуються в безмоторних, моторизованих і польових умовах. Як показали дослідження, використання повного циклу діагностичних технологій при деяких дефектах дозволяє бути перевищеним, отже. У процесі обробки даних аналіз може бути припинений достроково. Після отримання гарантованого висновку про стан об'єкта:

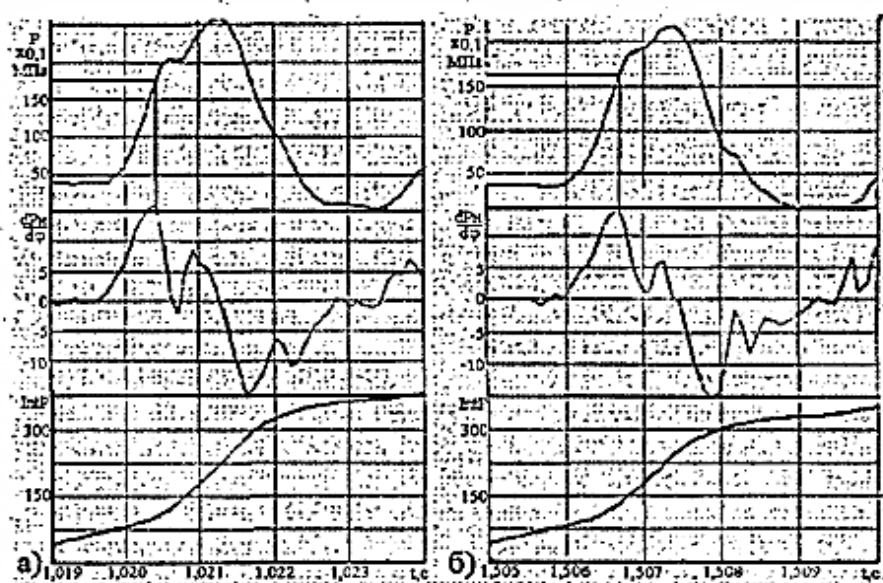


Рисунок 1.11 — Графіки зміни тиску на штуцері форсунки, його похідна та

інтеграл при робочий ПА (а) і при роботі з низьким тиском впорскування (б)

Для того, щоб перевірити і, при необхідності, скорегувати алгоритми діагностики, були розроблені засоби для вивчення параметрів подачі палива з реєстрацією та автоматизованою обробкою даних на комп'ютері. Особливістю розроблених систем це використання мікропроцесорної техніки та ЕОМ у складі єдиної вимірювальної системи та визначення ЕОМ як основних та керуючих зв'язків з усіма процесами. вимірювання та обробка інформації на основі спеціально розроблених програм.

Розроблена установка дає можливість оцінити середнє і поточне значення одиничних циклічних подач, їх математичне очікування, а також відхилення кута початку подачі палива, для розрахунку міжциклової нерівномірності подачі палива.

На основі запропонованих принципів функціонування та проектування автоматизованих інформаційно-вимірювальних систем з використанням мікропроцесорних засобів та елементів, переносних та стаціонарних інформаційно-діагностичних комплексів для оцінки та контролю якості роботи паливних систем.

Сучасна елементна база дозволяє використовувати математичний апарат безпосередньо в процесі тестування для оцінки допустимих відхилень діагностичних параметрів і оперувати електронними базами даних. Запропоновані алгоритми, пакети прикладних програм і бази даних для забезпечення автоматизації процесів визначення параметрів паливопроводів і діагностики паливних систем.

Наприклад, повний цикл процесу діагностики дизельного двигуна Д-243 займає не більше 30 хвилин, продуктивність роботи майстрів при регулюванні і регулювальних роботах ПНВТ збільшується в 1,5...2 рази.

Діагностична технологія, в якій реалізований безперервний контроль за технічним станом ПА і оцінка якості її експлуатації, дозволяє в повній мірі реалізувати закладені в специфікації види оцінювання, а контроль параметрів подачі тепла - значно поліпшити техніко-економічні показники дизельного палива. Відповідно до регламенту Євро-3 двигуни автотракторів повинні бути оснащені бортовою діагностичною системою з виведенням діагностичних параметрів в універсальному форматі. Зазначається, що сам процес діагностики займає 15...20%

від основного часу. Наприклад, виробнича перевірка технології діагностики тракторів автоматизованими установками показала, що до 80% загального часу на діагностику машини витрачається на підключення і відключення датчиків і перехідних пристроїв через низьку адаптивність тракторів. На фіксацію результатів і прогнозування ресурсу 5...6% від відведеного часу.

В цілому слід зазначити, що, незважаючи на очевидні переваги електронних методів діагностики ПА з подальшою математичною обробкою даних, повторна атестація в діагностичних приладах, автоматизованих установках, машинних тестувальниках, мають загальні недоліки, пов'язані з обмеженим застосуванням на практиці без попередніх заходів щодо поліпшення адаптивності. Застосування дизельних двигунів і їх технічного оснащення обмежене в термінах застосування, в основному в стаціонарних умовах і тільки в робочих режимах. Встановлення та демонтаж датчиків на непридатних дизелях пов'язаний з високою трудомісткістю і зниженням надійності діагностики. Крім того, такі електронні комплекси мають високу вартість і вимагають високої кваліфікації персоналу для роботи.

Однак фактори недостатньо розвиненої мережі станцій технічного обслуговування стаціонарного рухомого складу в масштабах України і необхідність поставки обслуговуваної машини не дозволяють широкому колу операторів скористатися відповідними послугами. У зв'язку з цим значна частина власників пересувних транспортних засобів і установок не має можливості забезпечити своєчасну і якісну діагностику дизельних підстанцій.

Технічні засоби діагностики систем подачі дизельного палива можна розділити на 2 групи: механічні та з використанням електронних носіїв.

До числа основних елементів ПА дизельних двигунів відносяться плунжерні пари, технічний стан яких в першу чергу визначає основні показники робочого процесу автомобільних дизелів - потужність і ККД. Тому плунжерні пари високого тиску повинні бути ідентичними за своїми характеристиками.

Розглянемо механічні засоби контролю стану прецизійних елементів ПНВТ.

Вперше технологія діагностики ПНВТ без зняття його з дизеля для

визначення величини циклу подачі була розроблена на базі приладу КІ-4818 (рис.1.12)

Ця технологія дозволила з певною достовірністю вимірювати циклічну витрату в режимі пуску. Однак це вимагало значної трудомісткості і, як наслідок, призводило до значних простоїв машини, а сам прилад можна було кваліфікувати як міні стаціонарний пристрій (стенд).

Дослідники визначали велич циклічної подачі палива, виконавши одноразове впорскування палива в випарник з подальшим його зважуванням. Точність і достовірність одержуваних тут даних залежить від методу вимірювання величини одиниці циклічної подачі. Певний вплив на них надає і те, що частина впорскується палива розпорошується в повітряний простір між форсункою і вимірювальною ємністю, причому ця частина збільшується зі збільшенням інтенсивності уприскування.

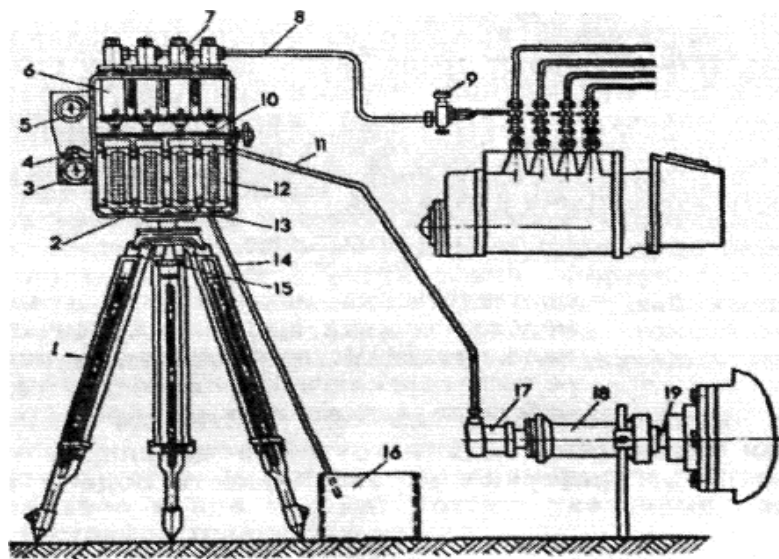


Рис. 1.12. Схема підключення лічильника палива КІ-4818 до дизеля: 1 — штатив; 2 — метровий корпус; 3 — секундомір; 4 — важіль; 5 — показчик виносного тахометра; 6 — склянки з піногасниками; 7 — керуючі форсунки; 8 — паливопроводи; 9 — перемикачі подачі палива; 10 — ролик зі зливними лотками для включення і виключення секундоміра; 11 — кабель; 12 — чашки; 13 — рівень; 14 — зливна труба; 15 — шнек; 16 — ємність; 17 — датчик тахометра (тахогенератор); 18 — привід датчика тахометра; 19 — вал відбору потужності.

Недоліком цього методу є досить висока трудомісткість визначення маси палива, що впорскується.

Перевірка прецизійних пар паливного насоса для гідростимуляції динамічним методом.

Стан прецизійних пар перевіряють за допомогою приладу КІ-4802 (див. рис. 1.13), до складу якого входять манометр 1 зі шкалою 0...400 кгс/см², паливопровід високого тиску 3, корпус 2 з рукояткою 4, всередині якого розміщений запобіжний клапан, працюючий для запобігання пошкодженню манометра, і секундомір. Клапан притискається до сідла за допомогою пружини, затягування якої регулюється регулювальним гвинтом, вкручується в рукоятку 4. Регулювання клапана здійснюється за допомогою приладу КІ-562 на тиск початку відкриття 300...320 кгс/см².

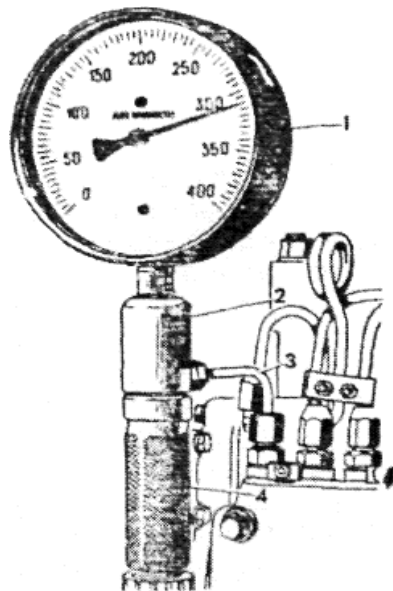


Рис. 1.13. Перевірка стану зносу плунжерної пари приладом КІ-4802:

1 — манометр; 2 — пристосувальний орган; 3 — паливна магістраль; 4 — рукоятка

Спочатку знос плунжерної пари перевіряють по тиску, який вона розвиває при пусковій частоті обертання колінчастого вала. Для цього нагвинчують накидну гайку паливної магістралі пристрою на штуцер високого тиску випробовуваної ділянки, включають подачу палива і, провертаючи колінчастий вал пусковим пристроєм, спостерігають за положенням стрілки манометра кгс/см².

Якщо тиск менше 300 кгс/см², плунжерні пари замінюють. Потім перевіряють щільність прилягання клапана тиску до сідла.

Для цього слід припинити провертання колінчастого вала, вимкнути подачу

палива і, спостерігаючи за рухом стрілки манометра, виміряти час падіння тиску від 150 до 100 кгс/см². Якщо цей час менше 10 секунд, клапан тиску замінюють.

Недоліком такої конструкції є низький пороговий рівень зафіксованого тиску, що не дозволяє в повній мірі реалізувати коефіцієнт протитиску, що підвищує інформативність методу.

На рис. 1.14 показаний модернізований КІ-4802, названий індикатором гідрогерметичності плунжерних пар і нагнітальних клапанів, що працюють за тим же принципом, але оснащені дросельною заслінкою для скидання порогового або максимального виробленого тиску і видалення повітря з системи.

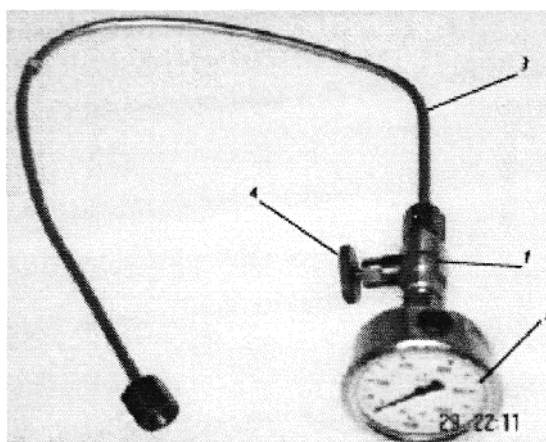


Рис. 1.14. Загальний вигляд КІ-4802: 1 — корпус; 2 — манометр; 3 — технологічна паливна магістраль високого тиску; 4 — дросельна заслінка

Однак цей прилад має і недоліки, по-перше, в реєстрації тільки одного значення (екстремуму), що також не дозволяє провести глибоку оцінку стану прецизійних елементів, а, по-друге, сам прилад додатково не оснащений автоматичним клапаном скидання тиску, який досяг порогового значення (60...70 МПа).

Перевірка прецизійних пар паливного насоса на гідрогерметичність статичними методами.

Для оцінки герметичності з'єднання плунжер-втулок вимірюють тривалість (за допомогою секундоміра) дози палива, стисненої в просторі суп-плунжер при певному тиску через зазор між плунжером і втулкою плунжерної пари.

За таким принципом працює прилад КП-1640А (рис.1.15). Перед випробуванням плунжерної пари на приладі перевіряють правильність положення поводця на плунжері.

Під час випробування важіль створює постійний тиск палива в просторі переплунжера, що дорівнює 2,2 МПа для плунжерної пари насосів типу 4ТН-8,5Х10 і 1,6 МПа для плунжерної пари дизельного насоса КДМ-100. При складанні в паливному насосі встановлюються тільки плунжерні пари однієї групи щільності. Слід мати на увазі, що при зменшенні зазору між плунжером і втулкою плунжерної пари щільність різко зростає, а точність вимірювання знижується. Цей прилад стаціонарний, складний у використанні, а метод перевірки досить трудомісткий, а через низький робочий тиск ще й малоінформативний.

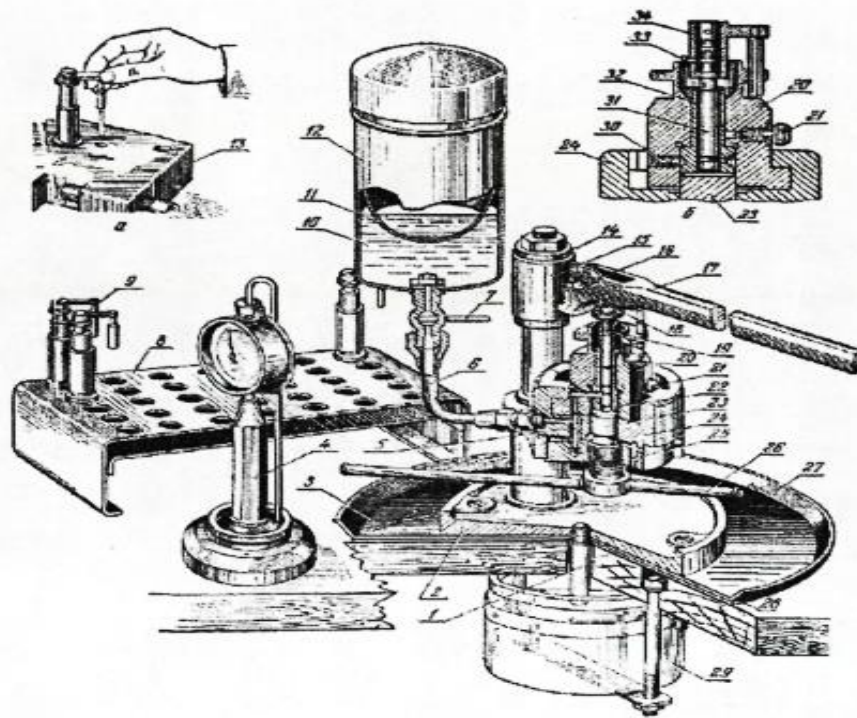


Рис. 1.15. Загальний вигляд приладу КП-1640А для випробування плунжерних пар на гідравлічну щільність: а - перевірка правильності положення повідця на плунжері насоса типу 4ТН-8, 5Х10; б - випробування плунжерної пари насоса дизелі КДМ-100 (Д-108); 1 - трубка для стоку відпрацьованої робочої рідини; 2 - основа приладу; 3 - викрутка для гвинта фіксатора втулки плунжера паливного насосу; 4 - підставка із секундоміром; 5 – фіксатор; 6 – трубка; 7 - кран; 8 – тара для плунжерних пар; 9 – плунжерна пара; 10 – робоча рідина; 11 - матер'яний фільтр; 12 – бак для робочої рідини; 13 - пристосування МП-1613А для розбирання та збирання головок та секцій паливних насосів та форсунок; 14 - упор; 15 – втулка; 16 - шарикопідшипник; 17 – важіль; 18 – ролик; 19 – плунжер

паливних насосів типу 4ТН-8.5Х10; 20 - настановна головка; 21 - гвинт-фіксатор втулки плунжера насосів типу 4ТН- 8.5Х10; 22 - втулка плунжера; 23 - підп'ятник (сталевий циліндр з притертими торцями); 24 – корпус приладу; 25 - натискний гвинт; 26 - комір натискного гвинта; 27 - піддон; 28 – прокладка; 29 - банку збору відпрацьованого палива; 30 - гвинт-фіксатор втулки плунжера паливного насоса; 31 – плунжер паливного насосу дизеля; 32 - втулка плунжера; 33 - гвинт для кріплення повідця на плунжері; 34 – повідець

Відомі дослідники вважають, що статичний метод контролю не повинен бути об'єктивним критерієм оцінки технічного стану плунжерної пари. Контроль ідентичності плунжерних пар зазвичай зводиться до визначення їх гідравлічної щільності, яка зазвичай виражається в залежності від величини зазору.

В даний час гідравлічна щільність плунжерних пар визначається статичним і динамічним методами. Найбільш поширений метод з методів статичного методу заснований на вимірюванні часу протікання певної кількості рідини через зазор при постійному тиску в суп-плунжерному просторі. Цей метод використовується для управління новими плунжерними - гідравлічна щільність визначається на стендах, що використовуються у виробників паливної апаратури, а також в пристроях КП-1640 і КП-1640А Конструкції рекомендовані для ремонтних підприємств.

Дослідження а також дані, отримані в результаті досліджень, переконливо довели, що статичний метод контролю не може бути об'єктивним критерієм: для оцінки кінцевого стану нових і в деякій мірі зношених плунжерних пар. У той же час було встановлено, що найвища точність перевірки технічного стану плунжерних пар забезпечується при використанні динамічного методу.

З методів динамічного методу контролю щільності плунжерних пар використовуються наступні два:

1. Вимірювання максимального тиску при зниженій частоті обертання плунжера і подачі палива в закриту камеру.

2. Вимірювання кількості палива, що подається через форсунку, налаштоване на робочий тиск упорскування.

Ці методи контролю були використані авторами для вивчення впливу зазору

і активного ходу плунжера на динамічну щільність плунжерних пар. Технічний стан нових плунжерних пар по продуктивності і максимальному тиску було визначено на стенді СДТА-1, на якому був змонтований прилад контролю плунжерних пар конструкції. Температура палива у верхньому баку стенду підтримувалася в межах 27...28 °С автоматично, за допомогою пристрою термоконтролю. Всі пари плунжера були випробувані на працездатність від одного і того ж плунжера з поправкою на тиск уприскування 150 кгс/см². Циклічна подача нових плунжерних пар визначалася при двох характерних швидкісних режимах:

а) в режимі номінального живлення ($n = 1030 \text{ хв}^{-1}$, $\beta = 75^\circ$);

б) в режимі часткової подачі середовища ($n=250 \text{ хв}^{-1}$, $\beta = 40^\circ$). Плунжерні пари випробовувалися при максимальному тиску при $n = 250 \text{ об / хв}$ і $\beta = 40^\circ$.

Результати випробувань нових плунжерних пар в обраних режимах показали, що не вдалося отримати строго залежність динамічної густини (ρ_{max} і q) від діаметрального проміжку в парі (велика дисперсія експериментальних точок).

Так, при контролі щільності плунжерних пар виявилось, що має місце великий розкид показань параметрів щільності навіть для пар, що мають однаковий діаметральний зазор. Найчастіше зазначалося, що плунжерна пара з великим діаметральним зазором мала вищі показники щільності, ніж плунжерна пара, що має меншу величину зазору. Наприклад, з 164 плунжерних пар найбільші максимальні значення тиску становлять ($\rho_{max} = 975 \text{ кгс/см}^2$) і циклічна подача на номінальному режимі ($q = 126 \text{ мм}^3/\text{цикл}$) спостерігалися для плунжерної пари № 13/6-6 з діаметральним зазором 2,0 мкм, а найнижчі значення ($\rho_{max} = 490 \text{ кгс/см}^2$; $q = 104 \text{ мм}^3/\text{цикл}$) спостерігалися для плунжерної пари № 19/XI-3 з діаметральним зазором 1,0 мкм. Незважаючи на те, що розмір зазору плунжерної пари № 13/6-6 перевищує межу робочого діапазону зазорів для нових плунжерних пар, вона, як і ряд інших плунжерних пар зі збільшеним діаметральним зазором, була визнана придатною за результатами випробування на статичну щільність.

Тому оцінка динамічної і статичної щільності плунжерних пар шляхом випробування їх при однаковому куті повороту плунжера β , як це передбачено технічними умовами і рекомендовано рядом дослідників, на думку авторів, є недоцільною, так як дає занадто приблизну картину технічного стану нових

плунжерних пар. Автори висловили припущення, що на величину щільності плунжерних пар істотно впливає величина активного ходу плунжера при його строго фіксованому положенні щодо втулки. Активний хід плунжера вимірювався на спеціальному приладі, принципова схема якого показана на рисю 1.16.

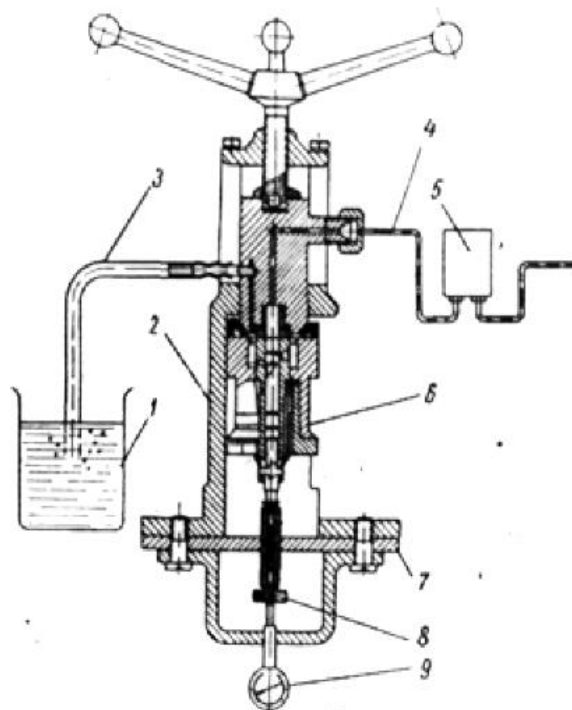


Рис. 1.16. Принципова схема приладу для вимірювання активного ходу плунжера: 1 — скляна посудина; 2 — корпус приладу; 3 — поліетиленова трубка; 4 — трубка подачі повітря; 5 — редуктор тиску; 6 — знімна чашка; 7 — дошка; 8 — гвинт; 9 — індикатор тактового типу

Момент, що відповідає початку подачі палива в цей час, визначався за показаннями індикатора в той момент, коли з трубки, опущеної в стакан з дизелем, перестали витікати бульбашки повітря. Аналогічно при русі плунжера вгору фіксувався і момент появи бульбашок повітря, що відповідають закінченню подачі палива.

При вимірюванні активного ходу плунжера тиск повітря в підплунжерному просторі підтримувався за рахунок строго постійного редуктора тиску і постійного тиску $0,5 \text{ кгс/см}^2$.

Результати вимірювань активного ходу в плунжерних парах підтвердили висновок про те, що, незважаючи на високу точність виготовлення плунжерних пар, при одному і тому ж куті β активний хід в плунжерах значно коливається в

межах. Таким чином, при $\beta = 40^\circ$ максимальне відхилення активного ходу плунжера становило 0,62 мм, а активний хід в плунжерних системах буде варіюватися в діапазоні від 0,37 до 0,99 мм.

При цьому, як і очікувалося, максимальним значенням активного ходу плунжера ($h = 0,92$ мм) стала плунжерна пара № 13/6-6, а одним з мінімальних значень ($h = 0,47$ мм) виявилася плунжерна пара № 19ХІ-3. Отже, збільшений зазор в валу плунжера № 13/6-6 ($\delta = 2,0$ мкм) з лишком компенсується збільшенням активного ходу, внаслідок чого цей плунжер має найвищі значення циклічної витрати і максимального тиску серед усіх досліджуваних плунжерних пар.

З метою з'ясування природи залежності динамічної щільності від величини діаметрального проміжку в парі при постійному значенні активного ходу був проведений повторний цикл випробувань, за результатами яких були побудовані графічні залежності.

У зв'язку з такою невеликою зміною циклічної витрати в залежності від величини діаметрального зазору цей метод визначення динамічної щільності не може бути рекомендований навіть для нових плунжерних пар.

Результати досліджень дозволили зробити важливий висновок про те, що при перевірці щільності плунжерних пар, який би метод не використовувався, необхідно враховувати вплив активного ходу в плунжерному валу на показники його щільності.

Ці прилади стаціонарні, складні у використанні, а метод тестування досить трудомісткий.

Таким чином, проведений аналіз дозволив сформулювати ряд висновків, які визначили мету і завдання дослідження.

1. На гідрощільність плунжерної пари впливає не тільки величина зазору між плунжером і втулкою, але і мікрогеометрія поверхонь тертя, головним чином на верхньому кінці плунжерної головки, наприклад, поздовжні виїмки або канавки із середньою глибиною 0,004...0,006 мм.

2. Необхідно враховувати вплив активного ходу при оцінці гідрощільності плунжерних пар будь-яким діагностичним методом.

3. Більшість відомих методів діагностики, в тому числі і передбачених

електронними засобами реєстрації, методологічно мають межу удосконалення, так як гідрогерметичність прецизійних елементів оцінюється тільки на штатних режимах, що відповідають робочому тиску: тиску форсунок, і в цілому мають інтегральний характер одержуваної діагностичної інформації.

4.Метод оцінки гідроцільності плунжерної пари, реалізований в приладах КІ-4802, можна вважати найбільш інформативним і тому перспективним, так як він реалізований при роботі ПНВТ на підвищених тисках (фактор протитиску).

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ДІАГНОСТУВАННЯ ПРЕЦИЗІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПНВТ ЗА ПОКАЗНИКОМ ШВИДКОСТІ ЗРОСТАННЯ ТИСКУ В ІЗОЛОВАНУ КАМЕРУ ПОСТІЙНОГО ОБ'ЄМУ

2.1. Розробка математичної моделі закону подачі палива при впорскуванні в ізолювану камеру постійного об'єму

На рис. 2.1 показана спрощена схема ізолюваної камери постійного об'єму з постійним (загальним) об'ємом V_0 . Що складається з обсягу надклапанного простору (внутрішньої площини штуцера насоса) V_H , об'єму проходу паливної магістралі V_{mn} і сумарний обсяг внутрішньої порожнини вимірювального приладу $V_{\text{вим}}$:

$$V_0 = V_n + V_{mn} + V_{\text{вим}},$$

$$V_{mn} + Lf_{mn},$$

де L - довжина паливної магістралі (мм);

f_{mn} - площа перехідного перерізу паливної магістралі (мм²).

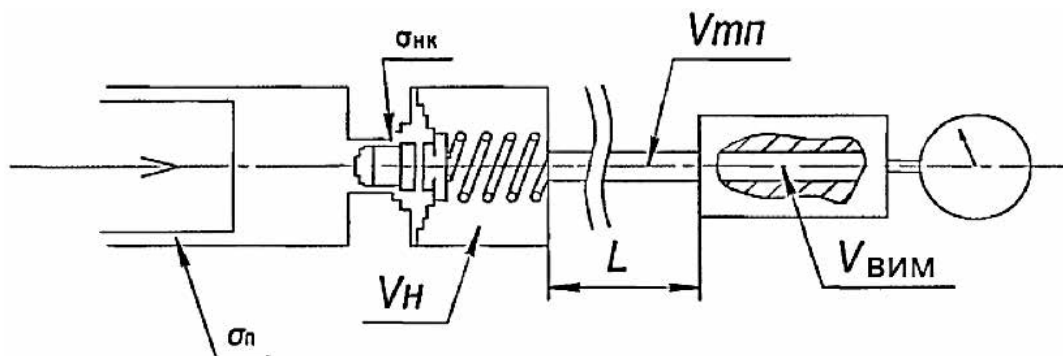


Рис. 2.1. Діаграма роботи ізолюваної камери (ІК) (V_0 — сумарний (постійний) об'єм ІК; V_H - обсяг надклапанного простору (внутрішньої порожнини штуцера насоса); V_{mn} - обсяг прохідного каналу паливної магістралі; $V_{\text{вим}}$ - сумарний обсяг внутрішньої порожнини вимірювального приладу; L - довжина паливної магістралі; $\delta_{\text{нк}}$ - середнє значення радіального зазору в парі клапан-сідло

На відміну від класичних схем нагнітання і впорскування палива, ця схема відрізняється тим, що витік палива відбувається тільки через нещільності (витоки) плунжерної пари і нагнітального клапана.

При цьому загальне диференціальне рівняння процесу істотно не змінюється:

$$f_n v = \beta_{vi} \cdot V_0 \frac{dp}{dt} + Q_n + Q_{нк}, \quad (2.1)$$

де f_n - площа поперечного перерізу плунжера (мм^2);

β_{vi} - коефіцієнт стисливості палива ($1/\text{МПа}$);

V_0 - постійний (загальний) об'єм ІК (см^3);

Q_n - витік через ущільнювальну частину плунжера ($\text{см}^3/\text{цикл}$);

$Q_{нк}$ - витік через запірний конус з'єднання сідло-клапан ($\text{см}^3/\text{цикл}$);

v - швидкість руху плунжера, що відповідає часу t (м/с).

На рис. 2.2 показана схема процесу впорскування палива в ІК

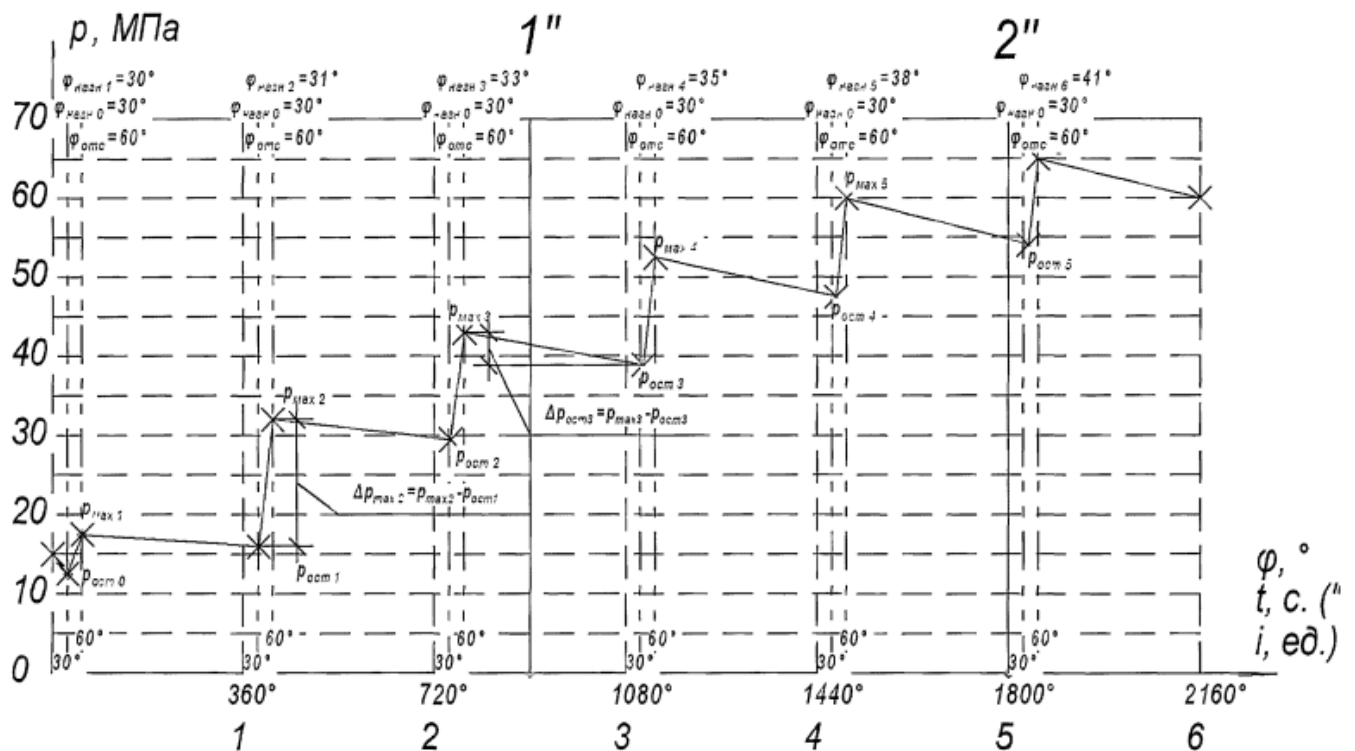


Рис. 2.2. Схема процесу нагнітання палива в ІК

$\varphi_{\text{нагн.0}}$ - момент геометричного початку нагнітання (град.); $\varphi_{\text{нагн.i}}$ - фактичний момент початку нагнітання (подачі) палива з урахуванням протитиску в ІК $p_{\text{ост}(i-1)}$ (град.); $p_{\text{ост}i}$ - величина тиску в ізолюваній камері до моменту фактичного нагнітання.

При $\varphi_{\text{нагн.}(i+1)}$ (МПа); $p_{\text{макс}i}$ - тиск палива розвинутий ПНВТ до i -го циклу в діапазоні $\varphi_{\text{нагн.i}} - \varphi_{\text{отс}}$ (МПа); $\varphi_{\text{отс}}$ - момент закінчення нагнітання; $\Delta p_{\text{ост}i}$ - величина втрати за фазу повороту кулачкового валу в діапазоні $\varphi_{\text{отс}} - \varphi_{\text{нагн}(i+1)}$

через витік палива в парі клапан-сідло (МПа); $\Delta p_{\max i}$ – приріст тиску палива, нагнітального в ІК за цикл $i+1$ в фазовому діапазоні $\varphi_{\text{нагн.}(i+1)} - \varphi_{\text{отс}}$ (МПа); i – число циклів за час випробування.

Фактичний процес подачі палива відрізняється від наведеної вище схеми головним чином тим, що при тиску, що діє в паливних системах, не можна нехтувати зміною стисливості палива. Коефіцієнт стисливості дизельних палив $\alpha = dV/(V \cdot dp)$ є значенням порядку $0,6 \cdot 10^{-9}/\text{Па}$. Це означає, що при тиску, наприклад, 100 МПа, відносна зміна обсягу палива складе близько 6%. У стисливій рідині тиск поширюється зі швидкістю звуку, що визначається густиною палива ρ і коефіцієнтом стисливості $\alpha = 1/\sqrt{\alpha\rho}$ та дорівнює 1200 - 1400 м/с. Час проходження такої хвилі в трубопроводі довжиною 1 м складе 0,7 - 0,8 мс. Поширення хвилі тиску по трубопроводу без урахування гідравлічного опору визначається системою рівнянь:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{\partial W}{\partial x} + \frac{1}{\alpha^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} = 0.$$

де W – швидкість (м/с);

p - тиск палива (МПа).

Збільшення швидкості руху палива на вході в трубопроводі призводить до появи градієнта тиску по довжині. Навіть за відсутності гідравлічного опору по довжині трубопроводу і на виході з нього. На вході утворюється хвиля тиску, яка потім поширюється по його довжині, тобто, трубопровід створює «хвильовий опір». Крім хвильових явищ, при аналізі реального процесу слід враховувати, що впускний і відсичний канали мають також гідравлічний опір залежним від їх поперечного перерізу і швидкості витіснення палива з надплунжерної порожнини.

Розглянемо три фази загального циклу:

1 – від початку геометричної подачі $\varphi_{\text{нагн.0}}$ до фактичного моменту початку нагнітання $\varphi_{\text{нагн.}i}$ при протитиску $p_{\text{ост}} > 0$. При цьому за період 1 фази відбувається витік палива через зазор з'єднання плунжер-втулка, рівна:

$$\Delta V_{1умi} = \int_{\varphi_{нагн0}}^{\varphi_{нагнi}} \frac{dV}{d\varphi}, \quad (2.2)$$

2 – знаходиться в фазовому діапазоні $\varphi_{нагн.i} - \varphi_{отс}$, де відбувається накачування порції палива в ІК. В момент нагнітання $\varphi_{нагн.i}$ очікуємий об'єм нагнітального палива рівний:

$$\Delta V_{Iци} = q_{a.x} - \Delta V_{1умi}, \quad (2.3)$$

в кінці нагнітання величина об'єму палива зменшується на значення величини $\Delta V_{2емi}$, тобто на величину витоку палива через спряження плунжер-втулка за період $\varphi_{нагн.i} - \varphi_{отс}$:

$$\Delta V_{2умi} = \int_{\varphi_{нагнi}}^{\varphi_{отс}} \frac{dV}{d\varphi}, \quad (2.4)$$

тоді:

$$\Delta V_{ци} = q_{a.x} - \Delta V_{1умi} - \Delta V_{2умi}, \quad (2.5)$$

де $V_{ци}$ – об'єм палива, нагнітаємого в ІК за цикл $i+1$ в фазовом діапазоні $\varphi_{нагн.(i+1)} - \varphi_{отс}$ (см³/цикл).

$q_{a.x}$ – циклічна подача на пусковому режимі без протитиску (форсунки), величина якої визначається активним ходом (см³/цикл).

$\Delta V_{1умi}$ – витік палива через зазор спряження плунжер-втулка фазовому діапазоні $\varphi_{нагн.0} - \varphi_{нагн.i}$ (см³/цикл).

$\Delta V_{2умi}$ – витік палива в фазовому діапазоні $\varphi_{нагн.1} - \varphi_{отс}$ (см³/цикл).

При значеннях $p_{ост}$, близьких до 0, величина $\Delta V_{1умi}$ наближується до 0 і навпаки при значеннях $p_{ост}$, близьких до критичного, тоді тиску нагнітання не достатньо подолання протитиску $p_{ост.крит.}$, відповідно величина $\Delta V_{2умi}$ також наближається до 0.

3 – знаходиться в фазовому діапазоні $\varphi_{отс} - \varphi_{нагн.(i+1)}$ та характеризується процесом витоку палива через зазор з'єднання клапан-сідло:

$$\Delta V_{\text{ум.і.н.к}} = \int_{\varphi_{\text{омс}}}^{\varphi_{\text{нагн}}(i+1)} \frac{dV}{d\varphi}. \quad (2.6)$$

З урахуванням (2.1, 2.3, 2.5.) функція нагнітання отримає вигляд:

$$P_{\text{max } i} = \frac{\Delta V_{\text{Ці}}}{V_0 \beta_{V_i}} + P_{\text{осм}(i-1)}. \quad (2.7)$$

Тоді враховуючи (2.7) загальне рівняння процесу нагнітання буде мати вид як сума:

$$P_{\text{max } i} = \sum_{i=1}^{n_{\text{ц}}} \left(\frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V_{\text{Ці}}}{\beta_{V_i}} - \Delta P_{\text{осм}(i-1)} \right) = \frac{1}{V_0} \sum_{i=1}^{n_{\text{ц}}} \left(\frac{\Delta V_{\text{Ці}} - \Delta V_{\text{ум.і.н.к}}}{\beta_{V_i}} \right), \quad (2.8)$$

де $n_{\text{ц}}$ кількість циклів нагнітання (одиниць).

2.2. Диференціальний процес витоку палива через середній радіальний зазор спряження плунжер-втулка

Абсолютне значення дійсного середнього радіального зазору спряження плунжер-втулка ($\delta_{\text{п.ф.}}$, мкм) визначається у вигляді суми:

$$\delta_{\text{п.ф.}} = \delta_{\text{п}} + \delta_0 + \delta_{Ra} + \delta_{\text{д}}, \quad (2.9)$$

де $\delta_{\text{п.ф.}}$ – фактичний зазор (мкм);

$\delta_{\text{п}}$ – технологічний зазор (мкм);

δ_0 – збільшення зазору за рахунок овальності плунжера та гільзи (мкм);

δ_{Ra} - збільшення зазору за рахунок шорсткості (мкм);

$\delta_{\text{д}}$ - збільшення зазору в результаті деформації плунжера та гільзи, викликаной тиском палива (мкм).

З перелічених зазорів можна знехтувати δ_0 та $\delta_{\text{д}}$.

Тоді

$$\delta_{\text{п.ф.}} = \delta_{\text{п}} + \delta_{Ra}, \quad (2.10)$$

В свою чергу:

$$\delta_{Ra} = \delta_{\text{н}} + \delta_{\Delta r}, \quad (2.11)$$

де δ_n – збільшення зазору за рахунок нерівностей поверхонь (мкм);

$\delta_{\Delta T}$ – умовне збільшення зазору в результаті нагріву поверхні та палива в результаті тертя (мкм).

Важливість цієї формули очевидна. Це свідчить про те, що технологічний зазор δ_n , що визначається мікрометражем, не враховує фактичну мікрогеометрію спряження.

В теоретичних дослідження розглядається наближене рівняння для обчислення p_{\max} (кгс/см²) у функції $\delta_{п.ф.}$ для плунжерних пар рядних ПНВТ.

$$p_{\max} = 875 \cdot \exp(-0.14 \cdot \sqrt[4]{\delta_{п.ф.}^3}), \quad (2.12)$$

Ця залежність виведена для нових плунжерних пар з технологічним зазором, тобто $\delta_{п.ф.} = \delta_n$ та однаковим активним ходом ($0,68 \pm 0,02$ мм).

Спробуємо розрахувати зміну p_{\max} від збільшення тільки δ_n . Візьмемо зазори $\delta_{п.1} = 1$ мкм, $\delta_{п.2} = 4.0$ мкм. Відповідно $p_{\max.1} = 760$ кгс/см²; $p_{\max.2} = 630$ кгс/см². Прийmemo величину шорсткості (Ra , мкм) відповідну найбільшому зносу $Ra = 1.26$ мкм. Орієнтовна величина δ_n складе 0,6 мкм. Тоді $p_{\max.1} = 717$ кгс/см², $p_{\max.2} = 565$ кгс/см². Таким чином навіть, без врахування коефіцієнта $\delta_{\Delta T}$ максимальний тиск нагнітання в ІК зменшилася на 5,7% та 10,9% відповідно. Якщо додати, що цей вираз не враховує активний хід і кількість циклів уприскування, то стає очевидним, що цей алгоритм оцінює гідроцильність плунжерної пари за максимальним пороговим значенням тиску нагнітання, що не може забезпечити необхідної достовірності його оцінки.

Розглянемо першу похідну p_{\max} як функцію від числа циклів:

$$\frac{p_{\max}}{n_{ц}}$$

Справді це співвідношення, тобто швидкість підвищення тиску, є більш точним критерієм оцінки гідроцильності. Однак перша похідна не враховує фактичних значень активного ходу, розкид яких в роботі досягає 50%.

Введемо поправочний коефіцієнт активного ходу. Для цього розглянемо співвідношення двох циклів подачі з різни активним ходом:

$$\frac{q_{a.x}^n}{q_{a.x}^\phi} = \frac{4\pi d_n^2 h_{a.n}}{4\pi d_n^2 h_{a.\phi}} = \frac{h_{a.n}}{h_{a.\phi}},$$

де h_a - величина активного ходу (н - номінальна; ф - фактична, мм);

d_n - діаметр плунжера (мм);

$d_{a.x}^n$ - циклічна подача опорної ділянки ПНВТ, що визначається при пусковій частоті обертання колінчастого вала дизеля при відсутності протитиску; створювана плунжером і стандартною паливною магістраллю високого тиску, а також характеризує номінальний умовний активний хід плунжера, (см³/цикл);

$d_{a.x}^\phi$ - циклічна подача досліджуваної ділянки ПНВТ, що визначається при пусковій частоті обертання колінчастого вала дизеля при відсутності протитиску, створюваного плунжером і паливною магістраллю високого тиску, і характеризує фактичний номінальний активний хід плунжера (см³/цикл).

Дане співвідношення можна назвати коефіцієнтом активного ходу v_h та записати у вигляді:

$$v_h = \frac{d_{a.x}^n}{d_{a.x}^\phi} \quad (2.13)$$

Крім врахування активного ходового фактору, необхідно враховувати коефіцієнт щільності палива.

Коли ПНВТ працює, паливо всередині нього нагрівається. Крім температури навколишнього середовища, а також температурних, швидкісних і навантажувальних режимів дизельного двигуна, на температуру палива в агрегатах паливної системи впливають також такі конструктивні фактори: розташування паливного бака, довжина магістралі низького тиску, схема перепуску надлишку палива.

Відповідно дизельне паливо має кінематичну в'язкість при 20 °С в межах 1,5...6,0 сСт. При нагріванні щільність обчислюється за допомогою емпіричних формулювань:

$$\rho = \rho_0 - (1.8 - 0,0013 \cdot \rho_0) \cdot (t - t_0), \quad (2.14.)$$

де ρ_0 - початкова густина палива до нагріву (кг/м³);

t та t_0 - початкова і кінцева температури палива (°С).

З наведеного рівняння 2.14 можна зробити висновок, що з підвищенням температури щільність палива зменшується в лінійному співвідношенні.

В'язкість залежить від фракційного складу палива: для літнього дизельного палива 3...6 сСт, зимового - 1,8...5 сСт. В'язкість також залежить від температури:

$$v_t = v_{20} + (1.1 \cdot v_{20} - 0.3 \cdot 10^{-6}) \cdot (1.3 \cdot lgt). \quad (2.15)$$

В'язкість, що обмежує витік у прецизійних парах, забезпечує їх функціонування. При зменшенні щільності і збільшенні в'язкості збільшується витік палива в прецизійних парах ПА, що сприяє зменшенню кількості палива, що подається насосною ділянкою, так як масова циклічна подача пов'язана з об'ємом через щільність:

$$G = 6 \cdot 10^{-2} p n \sum v/i. \quad (2.16)$$

де n – частота обертання кулачкового валу паливного насосу при випробуванні (хв^{-1}).

Тоді критерій оцінки гідрощільності ($\overline{p}_{\text{max}}$, $\text{кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$) приймає наступний вид:

$$\overline{p}_{\text{max}} = \frac{p_{\text{max}}}{n_{\text{ц}}} \cdot v_h^a \cdot v_{c^0} v_{\Delta t}. \quad (2.17)$$

де a – емпіричний коефіцієнт, залежний від технологічного зазору $\delta_{\text{п}}$ та шорсткості поверхні Ra .

v_{c^0} - термокоефіцієнт, який враховує температуру палива на вході в площу споживання ПНВТ;

$v_{\Delta t}$ - термокоефіцієнт, який враховує підвищення температури палива в площині зазору $\delta_{\text{п}}$ в результаті тертя.

Тепер розглянемо алгоритм розрахунку $\delta_{\text{п.ф}}$, аналізуючи схему процесу нагнітання палива в ІК.

Враховуючи 2.5 та 2.7:

$$\Delta v_{\text{ym.i}} = q_{a.x} - v_0 \beta_{v_i} \Delta p_{\text{max.i}}. \quad (2.18)$$

Де

$$\Delta v_{\text{ym.i}} = \Delta v_{1\text{ym.i}} + \Delta v_{2\text{ym.i}}.$$

Тоді середня швидкість витоку палива ($Q_{\text{ym.i}}$, $\text{см}^3/\text{цикл}$) в фазовому діапазоні $\varphi_{\text{нагн.0}} - \varphi_{\text{отс}}$ з урахуванням 2.15. складає:

$$Q_{ym.i} = \frac{6\Delta v_{ym.i} n}{|\varphi_{нагн.0} - \varphi_{отс}|}. \quad (2.19)$$

В свою чергу величину $Q_{ym.i}$ можна записати у вигляді:

$$Q_{ym.i} = \frac{\pi d_n (\delta_{п.ф.} + B \cdot p_{max.i})^3 \beta_1 p_{max.i}^2 L n C}{12 l_n \mu_m (C^{p_{max.i}} - 1)}. \quad (2.20)$$

де B – коефіцієнт характеризуючий конструкцію і матеріал плунжерної пари;

C – постійний фізичний коефіцієнт залежний від фізичних властивостей дизельного палива;

l_n – довжина ущільненої площини плунжера;

μ_m – коефіцієнт витікання;

β_1 – коефіцієнт, що враховує зміну форми ущільнювального зазору в результаті ексцентриситету плунжера;

Тепер, опустивши проміжні вкладки, представимо аналітичний вираз середнього фактичного радіального зазору спряження плунжер-втулка:

$$\delta_{н.ф} = \sqrt[3]{\frac{12 Q_{ym.i} l_n \mu_m (1,0025^{p_{max.i}} - 1)}{\pi d_n \beta_1 p_{max.i}^2 \cdot \ln(1,0025)}}. \quad (2.21)$$

2.3. Технічні вимоги до розробки програмно-апаратного комплексу для моделювання робочих процесів у контурі високого тиску

На основі наведеної математичної моделі (п. 2.1) стає можливим розробити програмно-апаратний комплекс на основі комп'ютерного моделювання основних факторів, що впливають на гідросільність плунжерної пари. Необхідність розробки обумовлена наступними причинами:

1. Надання можливості моделювання основних несправностей плунжерних пар і нагнітальних клапанів та порівняння отриманих характеристик розрахункових осцилограм з фактичними при електронній реєстрації процесів впорскування з подальшою математичною обробкою;

2. Розрахунок або коригування нормативів комплексного діагностичного показника інших типів ПНВТ;

3. Порівняльний аналіз розрахункових і фактичних значень $\overline{p_{max}}$ та

розрахунок залишкового ресурсу плунжерних пар ПНВТ;

4. Підготовка спеціалістів.

Відповідно до кінематичного ланцюга, що визначає процес упорскування палива, в якості змінних виступають такі параметри (фактори):

1. діаметр плунжера;
2. активний хід;
3. частота обертання розподільного валу;
4. зазор спряження плунжер-втулка;
5. шорсткість прецизійних поверхонь;
6. зазор у нагнітальному ланцюзі напірного клапана;
7. зазор в запірному конусі нагнітального клапана;
8. щільність палива;
9. Коефіцієнт стисливості.

Особливу увагу слід приділити геометричним характеристикам кулачка, які і визначають закон нагнітання. На рис. 2.3 показані схеми профілів кулачків з трьома радіусами. Якщо, відповідно, з кожного з цих профілів видалити область радіусом R_2 . Тоді ви отримаєте кулачки з двома радіусами.

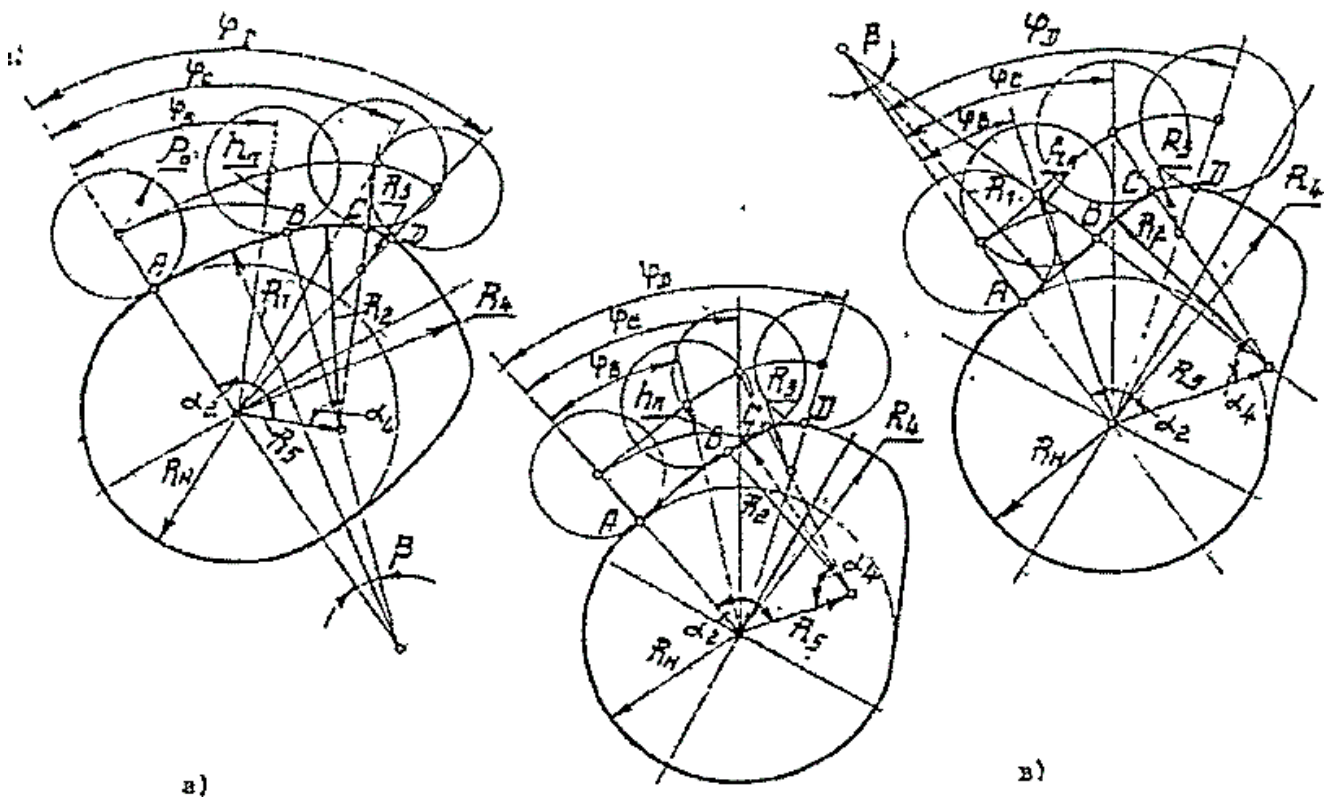


Рис. 2.3. Схеми кулачків: а - опуклий; б - тангенційний; в – увігнутий

У зв'язку з цим також вводяться такі змінні:

1. Радіус профілю кулачка;
2. Висота штовхача.

Вони моделюють фактичний знос кулачка і штовхача в роботі і визначають закон підйому плунжера (рис. 2.4).

Залежність підйому плунжера від кута повороту кулачка

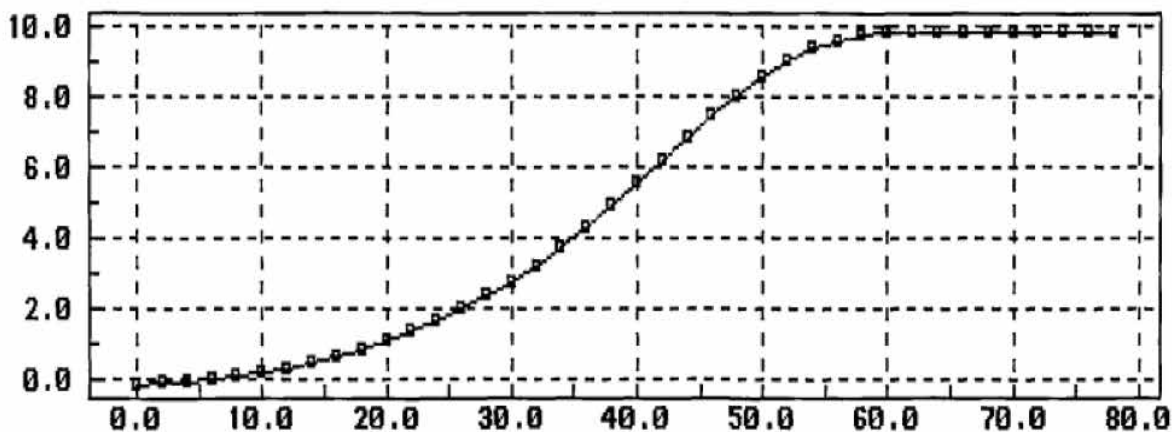


Рис. 2.4. Дані, задані функцією

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Відповідно до основних цілей дослідження експериментальні завдання можуть бути сформульовані таким чином:

- підбір плунжерних пар по гідросzczільності;
- селективне вимірювання середнього радіального зазору спряження плунжер-втулка і шорсткості робочої поверхні плунжера;
- спеціальний експеримент з моделювання величини активного ходу при різних значеннях зазору спряження плунжер-втулка та шорсткості;
- експериментальне визначення похибки в оцінці циклічної витрати в пусковому режимі за допомогою індикатора циклічної витрати;
- багатофакторний експеримент для виявлення інформативності та похибки запропонованого методу діагностики;
- виробничий експеримент для оцінки збіжності діагностичних результатів в порівнянні з лабораторним експериментом.

3.1. Вимірювальна апаратура та метрологічні характеристики

Гідрогустиномір - прилад для перевірки плунжерних пар на гідравлічну щільність статичним методом (рис. 3.1).

Вимірює тривалість витoku дози палива, стисненої в суп-плунжерному просторі через зазор між плунжером і втулкою при певному тиску. В цьому випадку нагнітання тиску здійснюється за допомогою механотестера паливної апаратури або будь-якого станду для перевірки і регулювання дизельних форсунок.

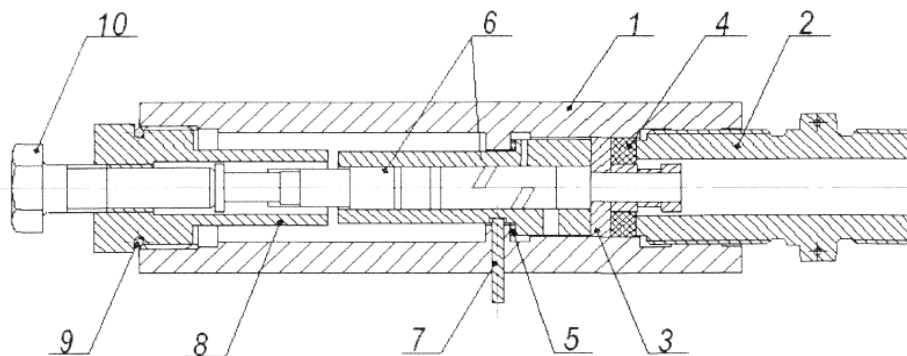


Рисунок 3.1 — Прилад гідрогустиноміра (прототип):

- 1 — корпус; 2 — штуцер; 3 — корпус клапана; 4, 5 — ущільнювальні шайби; 6 — подушечка плунжера; 7 — стопорний штифт; 8 — регулювальна втулка; 9 — кільце ущільнювача; 10 — регулювальний гвинт.

Плунжерна пара 6 вставлена в корпус пристрою 1 і закріплена стопорним штифтом 7, корпус клапана 3 з ущільнювальною шайбою 4 встановлений зверху і притягується штуцером 2. Потім плунжер закріплюють в шліцах регулювальної втулки 8 по мітках, втулку загвинчують до тих пір, поки мітка не відповідатиме розташуванню стопорного штифта. Далі за допомогою фінішного і регулювального гвинта 10 плунжер встановлюють в геометрично активне положення. Механотестер паливної апаратури ЛІ-5918 являє собою прилад для оцінки технічного стану форсунок, клапанів тиску і плунжерних пар ПНВТ.

Дослідна установка для перевірки манометрів рис. 3.2

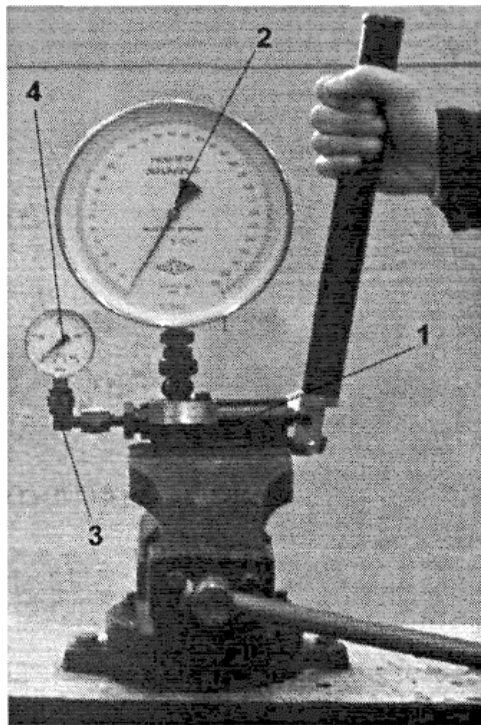


Рис. 3.2. Загальний вигляд установки для перевірки манометрів: 1 — МТА-2; 2 — еталонний манометр; 3 – ПУ; 4 – повірений манометр з класом точності 1,6, верхня межа вимірювань 400 кгс/см².

Етиловий манометр (стандартний манометр) з класом точності 0,35, допустима похибка показань від верхньої межі вимірювань 0,35%, верхня межа вимірювань 1600 кгс/см².

Профілограф (модель ПРОФІ-ІЗО) - прилад для вимірювання нерівностей поверхні і представлення результатів у вигляді криволінійної лінії (профілограми), що характеризує хвилястість і шорсткість поверхні і зняття колограм.

Принцип роботи профілографа полягає в послідовному обмацуванні поверхні голкою перпендикулярно поверхні, що тестується, перетворенні коливань

голки оптично або електрично в сигнали, які записуються на світлочутливу плівку або папір.

Основні технічні характеристики профілографа: визначення висоти нерівностей 0,03... 80 мкм; похибка вертикального збільшення для різних типів приладів 5... 10 %, а по горизонталі — не більше + 10 %.

Модернізований індикатор гідрогерметичності плунжерних пар і нагнітальних клапанів - прилад для випробування плунжерних пар і нагнітальних клапанів на гідравлічну щільність за динамічним методом.

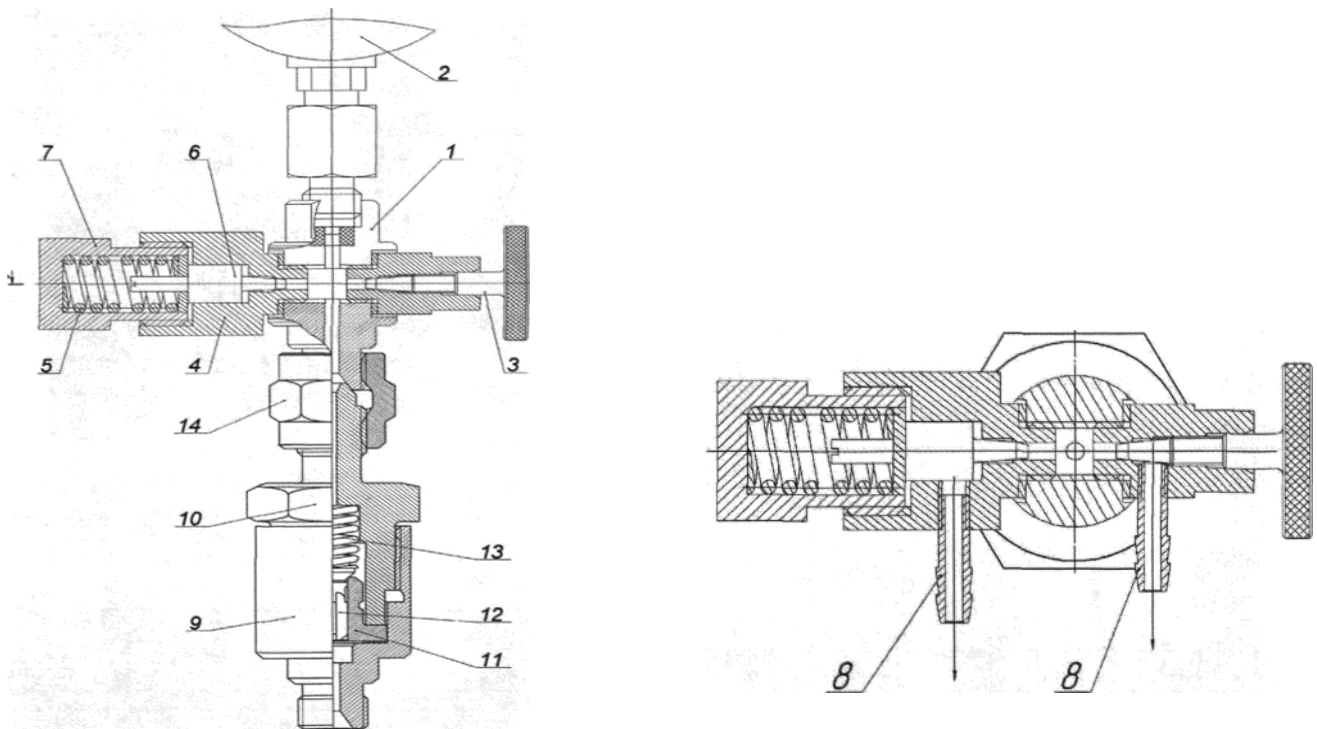


Рис. 3.3. Загальний вигляд пристрою індикатора гідроцильності плунжерних пар і напірних клапанів: 1 — корпус; 2 — гідронаповнювальний манометр з класом точності 1,6, верхня межа вимірювання 1000 кгс/см² або електричний датчик тиску; 3 — дросельна заслінка; 4 — регульований клапан скидання тиску; 5 — силова пружина; 6 — запірний елемент; 7 — кришка корпусу; 8 — технологічні штуцери; 9 — монтований нагнітальний модуль; 10 — штуцер; 11 — корпус; 12 — напірний клапан; 13 — силова гайка; 14 — з'єднувальна гайка.

Індикатор циклічної подачі - пристрій для оцінка циклічної подачі при частоті обертання пуску.

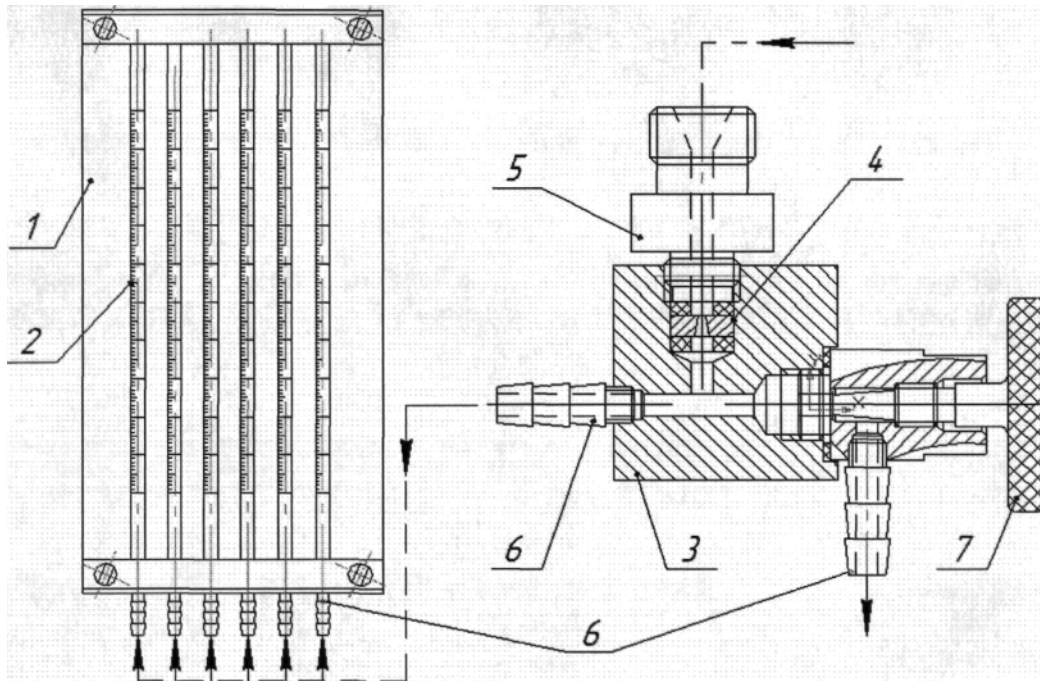


Рисунок 3.4 — Загальний вигляд пристрою циклічної подачі палива: 1 — блок мензурки; 2 – об'ємні колби (мензурки); 3 – корпус імітатора форсунки; 4 – вбудований калібрований жиклер; 5, 6 – технологічні плунжери для підключення паливопроводів; 7 – дросельні заслінки.

Еталонна мензурка для калібрування та повірки класу точності 1,0 з шкалою поділки до 50 см^3 та з ціною поділки $0,1 \text{ см}^3$.

Далі знімалися характеристики макро- та мікро-геометрій відібраних плунжерних пар на приладі профілограф.

Потім на стенді для випробування дизельної паливної апаратури проводився багатофакторний експеримент, де як змінні фактори були використані: активний хід плунжера, гідросільність плунжерної пари та нагнітального клапану, температура палива та частота обертання кулачкового валу насоса. Усі процеси виводилися та фіксувалися за допомогою датчика тиску. Як вихідні характеристики реєструвалися: циклова подача на номінальному та пусковому режимах, циклова подача без протитиску (без форсунки), тиск палива при його нагнітанні в ІК та кількість циклів нагнітання.

Для проведення виробничого експерименту потрібно включати у випробування рядні ПНВТ марки УТН-5 дизеля Д-240 тракторів МТЗ-80 та МТЗ-82

у кількості п'яти штук та ПНВТ дизелів ЯМЗ тракторів Т150 у кількості двох штук.

Як вихідні характеристики реєструються: циклова подача на пусковому режимі, виміряна за допомогою еталонних форсунки та мензурки, тиск нагнітання в ІК та кількість циклів нагнітання.

Потім за стандартною методикою оцінювалася похибка діагностування.

3.2. Загальний порядок проведення лабораторного експерименту

Вибірковий підбір плунжерних пар за гідравлічною щільністю проводиться в два етапи на основі статичного і динамічного методів. Для випробувань в якості об'єкта експериментальних досліджень був обраний паливний насос УТН-5 дизельного двигуна Д-240 і плунжерні пари НЗТА, взяті зі звичайної експлуатації

Послідовність вибіркового підбору плунжерних пар. На першому етапі лабораторного експерименту для оцінки гідрощільності пар плунжерів статичним методом використовується спеціальний прилад під назвою «гідрогустиномір». Вимірюється тривалість (за допомогою секундоміра) просочування через зазор між плунжером і втулкою. Плунжерна пара дози палива затримується в просторі над плунжером під певним тиском. Опресовування проводиться за допомогою МТА-2.

Для створення тиску рукояткою резервуара МТА-2 роблять кілька робочих рухів. Візуально за допомогою секундоміра фіксується час падіння тиску на манометрі в межах 35...25МПа. Отримані значення часу падіння тиску заносять в таблицю, ці плунжерні пари сортують на кілька груп по гідравлічній щільності.

Щоб імітувати потрапляння абразивних частинок в між порожниною плунжер– втулка під час роботи ПНВТ відбувається штучне зношування поверхні плунжера за допомогою наждачного паперу для шліфування металів з розміром основного абразиву М25... М3.

На другому етапі експерименту проводиться більш точний підбір плунжерних пар при випробуванні на гідравлічну щільність динамічним методом. Для цього використовується стенд, що імітує пускові обороти (для дизельного

насоса Д-240 за 150 хв) та спеціальний вимірювальний прилад.

Для підвищення точності вимірювань всі подальші випробування проводяться з новим напірним клапаном і пружиною на одній секції насоса. Плунжерні пари встановлюються в ПНВТ, де положення плунжера по мітці відповідає штифту, що фіксує втулку плунжера в секції насоса. Болт-обмежувач номінальної подачі палива та хід рейки ПНВТ виставляється на збагачення при пуску (важіль керування регулятором переводиться до упору в болт максимальних оберт, і фіксується). Далі приєднується до штатного штуцера ПНВТ; випробовуваної секції за допомогою паливопроводу високого тиску. Потім включається стенд і індикатор фіксує максимально розвинутий або максимально допустимий (70 ± 5 МПа) тиск палива, що нагнітається в плунжерній парі.

Отримані значення заносять в таблицю. Далі проводять вибіркові профілограми плунжерних пар апаратом профілографом з метою оцінки макро- і мікрогеометрії.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати селективного підбору плунжерних пар

Для випробувань в якості об'єкта експериментальних досліджень були обрані паливний насос 4ТМ дизельного двигуна Д-144 і його плунжерні пари, взяті зі штатної експлуатації з ремонтних майстерень.

Як зазначалося в розділі 3, селективний підбір плунжерних пар по гідравлічній щільності проводився в два етапи з використанням статичного і динамічного методів.

На першому етапі лабораторного експерименту був використаний спеціально прилад «гідрогустиномір» для оцінки гідропліцитності плунжерних пар за допомогою статичного методу. Тривалість витoku через зазор між плунжером і втулкою стисненої в надплунжерному просторі дози палива при певному тиску вимірювали за описаною раніше методикою.

Отримані значення часу падіння тиску були записані в таблицю, де плунжерні пари були відсортовані на кілька груп за гідравлічною щільністю.

Для подальших випробувань використовуються плунжерні пари різної групи щільності.

На другому етапі експерименту був проведений більш точний підбір плунжерних пар під час гідравлічного випробування щільності динамічним методом. Для цього використовувався стенд і вимірювальний прилад. Отримані значення були занесені в таблицю.

На підставі отриманих даних побудовані залежності тиску палива, що розвивається плунжерною парою в ІК, від числа циклів уприскування та їх перші похідні. Динамічні випробування дозволили відібрати для подальшого багатофакторного експерименту плунжерний пакет, з якого деякі плунжери були піддані процедурі штучного зносу з подальшим селективним відбором.

Далі були зняті характеристики макро- і мікрогеометрії обраних пар плунжерів на апараті профілограф-профайлер.

На рис. 4.1 показано осцилограму процесу нагнітання тиску в ізолюваній

камері.

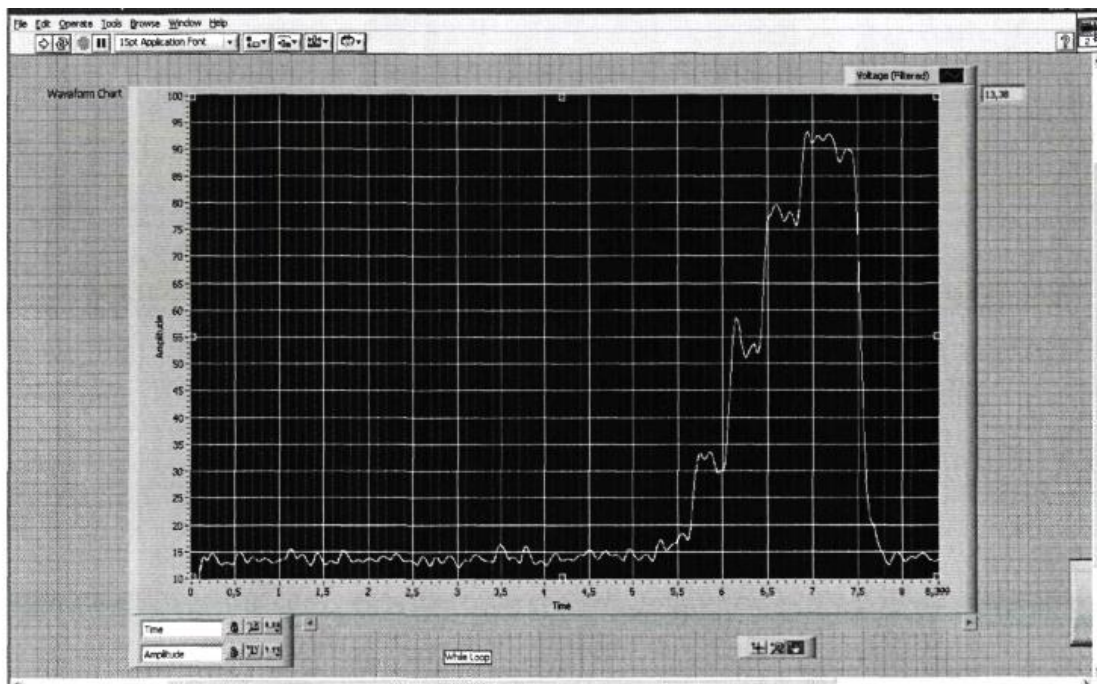
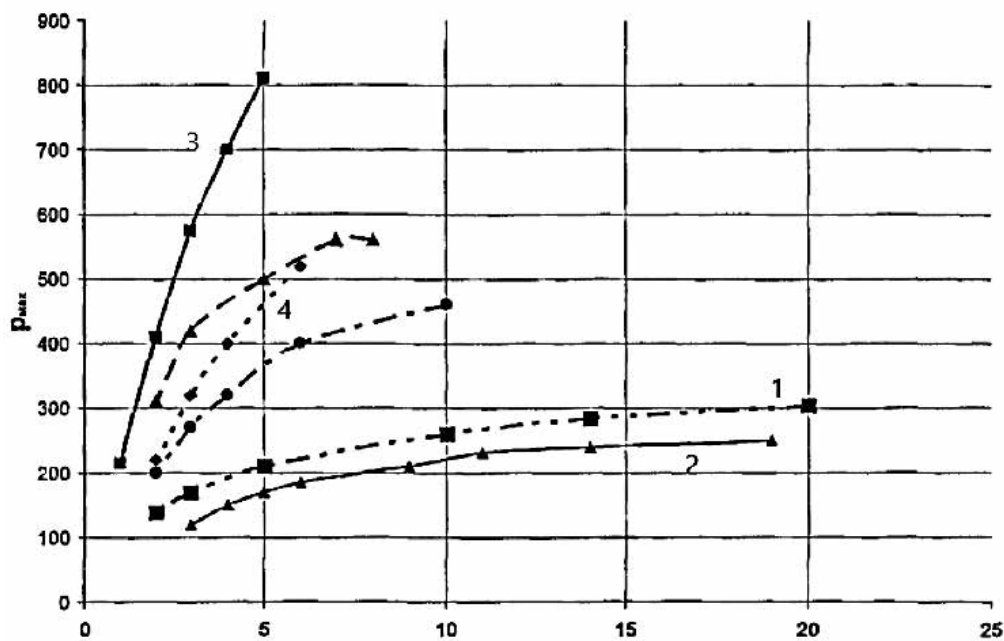


Рис. 4.1. Осцилограма процесу нагнітання тиску в ІК. Максимальна амплітуда показує момент настання динамічної рівноваги між величиною об'єму палива, що нагнітається і величиною його витoku

На рис. 4.2 показані залежності тиску палива, що розвивається плунжерною парою в ІК, від числа циклів нагнітання при різних величинах ступеня зносу плунжерних пар, температури палива та активного ходу.



Рису. 4.2. Залежність тиску палива, що нагнітається в ІК від кількості циклів

Криві 1, 2 характеризують тиск, що розвивається однією і тією ж зношеною плунжерною парою при номінальній величині активного ходу плунжера і температурі палива 25 і 35°C відповідно. Криві 3, 4 характеризують тиск, що розвивається однією і тією ж новою (незношеною) плунжерною парою з номінальним і зменшеним активним ходом відповідно при однаковій температурі палива, що дорівнює 25°C. Як видно з рис. 4.2, всі плунжерні пари долають відоме нормативне значення тиску 300 кг/см².

Однак лише за фактом досягнення цього значення тиску якоюсь плунжерною парою неможливо достовірно судити про ступінь її зношування, оскільки в залежності від величини активного ходу плунжера, температури палива та ступеня зносу плунжерної пари якийсь заданий тиск буде досягатися за різне число циклів роботи дизеля. Так, криві 1 і 2 показують, що при більш високій температурі палива та за інших рівних умов (одна і та ж зношена плунжерна пара з однаковим активним ходом в обох випадках) досягнення одного і того ж тиску відбувається протягом більшого числа циклів роботи дизеля. При цьому може виявитися, що у разі сильно зношеної плунжерної пари для досягнення нею заданого тиску 300 кг/см² потрібно занадто багато циклів роботи двигуна. Криві 3 та 4 показують, що при меншому активному ході для досягнення тиску 700 кг/см² потрібно вдвічі більше циклів. Порівняння кривих 1 і 3 показує, що за інших рівних умов (номінальний активний хід плунжера та однакова температура палива) зношена плунжерна пара розвиває тиск 300 кг/см² за значно більше циклів, ніж нова. Порівняння кривих 1...4 рис.4.2 підтверджує, що визначення лише факту досягнення чи недосягнення діагностованою плунжерною парою заданого тиску забезпечує дуже суб'єктивну оцінку стану плунжерних пар із середнім (проміжним) ступенем зносу. Тобто, за допомогою відомого способу з прийнятною достовірністю можна визначити лише крайні стани плунжерних пар, а саме нових (з мінімальним зношуванням) чи гранично зношених.

На рис. 4.3 представлений процес нагнітання палива в ІК, де показані осцилограми процесів плунжерних пар різного ступеня та виду зносу поверхонь, де крім факторів впливу на тиск нагнітання кількості циклів, активного ходу та температури палива присутній ефект різкого зменшення тангенсу кута нахилу при

досягненні певної величини тиску, що свідчить про вплив на швидкість наростання тиску не тільки величини середнього радіального зазору з'єднання плунжер - втулка, але і ступеня шорсткості (мікрогеометрії) та величини активного ходу.

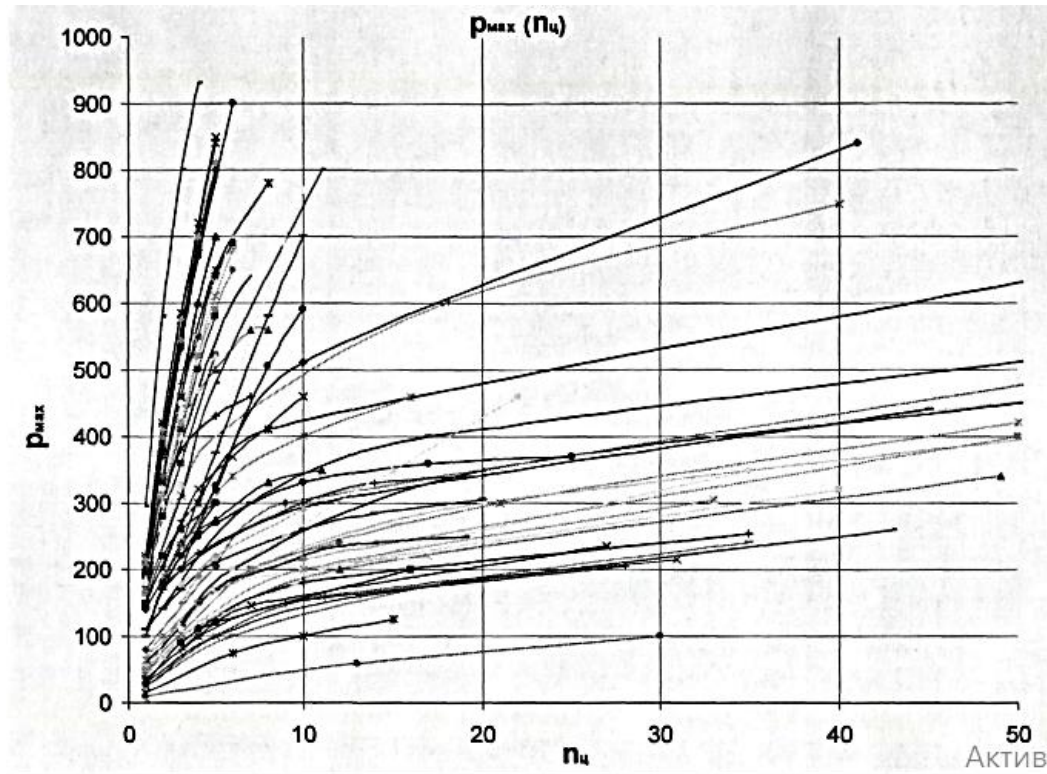


Рис. 4.3. Залежність тиску палива, що нагнітається в ІК від кількості циклів
Дійсно, криві, що мають яскраво виражений перегиб, відносяться до таких плунжерних пар, у яких спостерігається не тільки збільшений зазор з'єднання, а й підвищена шорсткість (понад 0,15 мкм). Навпаки, групи кривих у лівій області рисунка має очевидний, близький до лінійного характеру зміни, а також задовільну шорсткість і ступінь зносу.

Відповідно, в оцінці величин нагнітання у зоні різкого зменшення наростання тиску маємо підвищену похибку діагностування. З метою зниження її була виведена залежність достатньої кількості циклів нагнітання у функції активного ходу,

Врахування зміни активного ходу (поправочний коефіцієнт активного ходу) плунжера приймається у вигляді відношення:

$$v_h = \frac{q_{a.x}^H}{q_{a.x}}$$

де $q_{a.x}^H$ - циклова подача еталонної секції ПНВТ, що визначається на пускових оборотах колінчастого валу дизеля за відсутності протитиску,

створюваного форсункою та штатним паливопроводом високого тиску, та характеризує номінальний умовний активний перебіг плунжера;

$q_{a.x}^{\phi}$ - циклова подача секції ПНВТ, що перевіряється, яка визначається на пускових оборотах колінчастого валу дизеля за відсутності протитиску, створюваного форсункою та штатним паливопроводом високого тиску, та характеризує фактичний умовний активний перебіг плунжера.

Спеціальним експериментом було встановлено, що на величина $q_{a.x}^{\phi}$ практично не впливає ступінь зносу плунжерної пари. Наприклад, при збільшенні середнього радіального зазору в 3 рази величина $q_{a.x}^{\phi}$ зменшується всього на 7...8%.

Сама залежність достатньої кількості циклів від показника v_h , показана рис.

4.4.

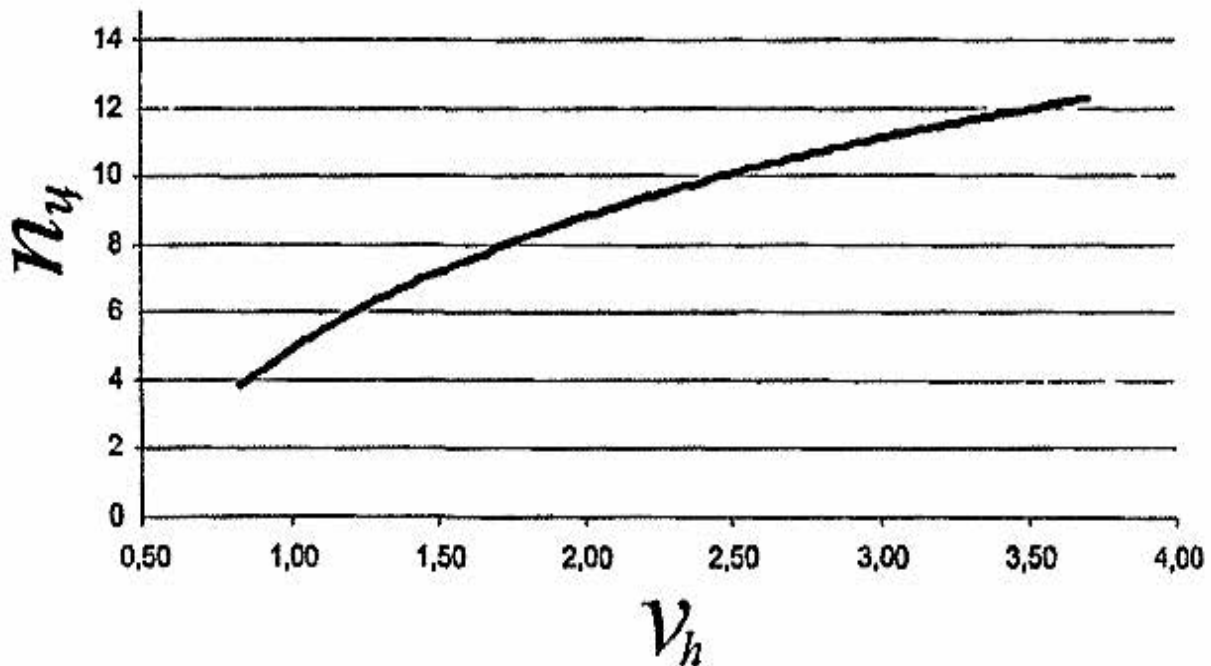


Рис. 4.4. Залежність достатньої кількості циклів від показника v_h

Розрахунок та побудова даної апроксимуючої залежності здійснювалися на основі аналізу експериментальних кривих наростання тиску у випадків з різним активним ходом плунжера та різним ступенем зносу плунжерної пари. Для побудови представленої залежності всього було розглянуто декілька різних випадків.

Загальний вираз комплексного (діагностичного) показника оцінки гідроцільності плунжерної пари має вигляд:

$$\overline{p}_{\max} = \frac{p_{\max}}{n_{\text{ц}}} \cdot v_h^a \cdot v_{c^0}$$

де a - коефіцієнт, що характеризує ступінь зносу та мікрогеометрію поверхонь тертя у поєднанні плунжер - втулка; v_{c^0} – температурний коефіцієнт враховує зміну в'язкісних характеристик палива від його температури.

Введення статичного коефіцієнта a зумовлено необхідністю врахування зміни коефіцієнта витоку палива через з'єднання "плунжер-втулка" у міру зростання зносу поверхонь даної сполуки (збільшення зазору) і, відповідно, їх мікрогеометрії (шорсткості), яка суттєво впливає на температуру палива через збільшення сили тертя. Таким чином, чисто лінійна компенсація зменшення активного ходу за допомогою коефіцієнта v_h у першому ступені (коли $a = 1$) для зношених плунжерних пар не забезпечує достатньої достовірності оцінки їхньої гідроцильності, тобто потрібно введення непропорційної залежності виду v_h^a , де $a > 1$.

Аналіз результатів експерименту з моделюванням активного ходу показав, що для реальних експериментальних значень в діапазоні 0,8... 1,3с враховуючи похибки діагностування знижуються на 30...40 % і у абсолютному вираженні становлять у середньому 5...7 %. Також встановлено, що за великої шорсткості прецизійних поверхонь (понад 0,5 мкм) показник різко зменшується, тоді як циклова подача на пускових оборотах при тому ж середньому радіальному проміжку змінюється незначно. Наприклад, при шорсткості 0,6 мкм та середньому радіальному зазорі 1,2 мкм величина циклової подачі на пусковому режимі становила 17,0 см³ за 100 циклів при граничному значенні 14,5 см³ за 100 циклів. При цьому величина показника \overline{p}_{\max} становила 80 кгс/см³-цикл при граничному значенні 110 кгс/см²-цикл. Виявлено, що при зростанні шорсткості прецизійних поверхонь збільшується різниця температур палива на вході в порожнину живлення ПНВТ та на виході із сопел розпилувача форсунки. При задовільній шорсткості (не більше 0,15 мкм) різниця температур становить 3...5 °С, при шорсткості понад 0,5 мкм різниця температур палива збільшується до 20...25 °С за інших рівних умов.

4.2. «Технологія діагностування прецизійних елементів паливної апаратури дизелів»

Представлено технологічні принципи діагностування прецизійних елементів ПНВТ, а також запропоновано технологію діагностування. Обґрунтовано нормативи комплексного показника $\overline{p_{\max}}$, у чисельному вираженні складові:

номінальне значення - 170... 180 кгс/см²-цикл;

допустиме-130...140 кгс/см²-цикл;

граничне-110 кгс/см²-цикл.

Технологія розроблена на базі модернізованого приладу, представленого рис.3.3. Як один з головних елементів новизни запропонованої конструкції служить наявність знімного нагнітального модуля 9, що дозволяє виключити вплив негерметичності нагнітального клапана, тобто здійснити принцип диференціального діагностування та забезпечити можливість оцінки гідрощільності плунжерних пар насосів, що не мають штатного нагнітального клапана.

Основу економічного ефекту склало зменшення ймовірностей помилок першого та другого роду, і як наслідок, зниження прогресуючих паливних витрат внаслідок своєчасного виявлення та усунення несправностей ПНВТ.

З урахуванням застосування розробленої технології діагностування, розрахункова величина зниження прогресуючих витрат палива склала 100... 130 кг на один двигун на рік.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МЕТОДУ ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПНВТ

5.1. Основні складові економічного ефекту

Основні складові економічного ефекту полягають у наступному:

1. Зменшення помилок першого і другого типів при прийнятті рішення про ремонт або справний стан ПНВТ;
2. Зниження прогресуючих втрат палива в результаті своєчасного виявлення та усунення несправностей ПНВТ.

Результати експериментів дозволили сформулювати основні технологічні принципи діагностики плунжерних пар за узагальненим показником.

Розрахунок зниження прогресивних втрат палива дизельного двигуна трактора при впровадженні розрахованої діагностичної технології.

Аналіз загальних витрат, що припадають на автотракторні і комбайнові дизельні двигуни за весь період їх експлуатації, показує стійке співвідношення: становить: ПСМ близько 50%; ТО, ТР, КР – 20-25%; інше – 25-30%. Виходячи з цієї кореляції, нескладно зрозуміти, що основний резерв для економії ресурсів, а також зниження шкідливих викидів в атмосферу приходиться на ПСМ.

Прогресивними витратами прийнято вважати ті економічні витрати, які проявляються в процесі експлуатації наростаючим підсумком в результаті виникнення несправностей і збоїв. Для двигунів внутрішнього згоряння до таких витрат можна віднести:

- перевитрата палива;
- перевитрата оливи;
- втрата швидкісних і тягових характеристик;
- перевитрата запасних частин і т.д.

Виходячи з вищесказаного, можна стверджувати, що для дизельного палива основними прогресивними витратами є втрати паливної системи (ПС) (рис.5.1).

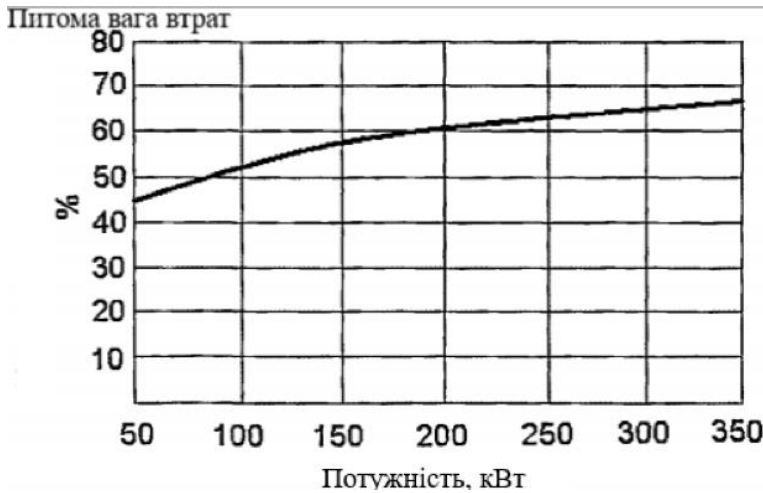


Рис. 5.1. Питома вага експлуатаційних витрат дизеля в ПС в залежності від його потужності

Реально в умовах звичайної експлуатації. При виконанні корисної роботи дизель «спалить» на 10-20% більше палива щодо витрати, що припадає на його нормальний стан.

На рис. 5.2 показана середня залежність витрат палива від відсоткового відношення покриття регламентної і планово-профілактичної стратегії ТО.

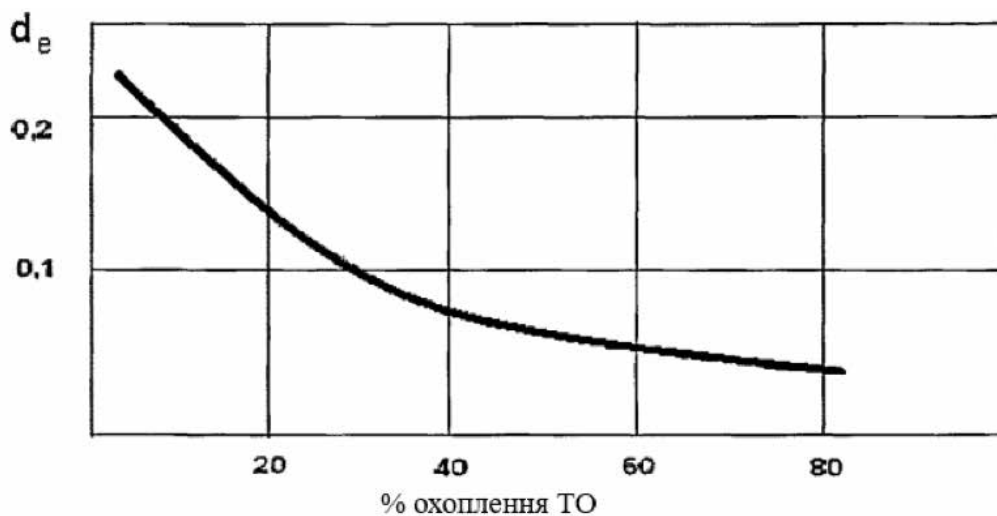


Рис. 5.2. Середня залежність витрат палива від відсоткового відношення покриття регламентної і планово-профілактичної стратегії ТО

Точніше розрахувати величину прогресивних витрат палива (ΔG_e кг) можна розрахувати за такою формулою:

$$\Delta G_e = N_{en} \cdot g_{en} \cdot 10^{-3} \cdot d_e(C_{ТО}) \cdot C_e \cdot t_{np}, \quad (5.1)$$

де N_{en} – номінальна потужність дизеля (кВт);

g_{en} – номінальна питома витрата палива (г/кВт·год);

d_e – коефіцієнт врахування прогресуючих витрат палива (0.05-0.25);

C_e – середня експлуатаційна ступінь навантаження дизеля (0.4-0.95);

t_{np} – приведений наробіток (мотогодин).

Далі нескладно розрахувати загальні і часткові (від конкретних відмов) втрати палива за конкретний час роботи (наприклад, за рік експлуатації).

Отже, для середньостатистичного дизельного двигуна беремо:

$N_{en} = 100$ кВт; $C_{TO} = 20\%$; $d_e = 0.16$; $g_{en} = 245$ г/кВт·год; $C_e = 0.6$; $t_{np} = 1000$ мот/год.

Тоді ΔG_e (річні) – 2300 кг/год.

Тут слід зазначити, що, по-перше, всі перераховані вище стандарти у числовому вираженні відповідають середнім значенням і, по-друге, при розрахунках не враховувалися такі фактори, як кваліфікація водія, вплив зовнішніх факторів (зустрічний вітер, ухил, сезон, якість палива), вплив технічного стану.

Якщо у нас є можливість розрахувати інтегральні характеристики прогресивних втрат палива, то теоретично ми можемо визначити і їх диференціальні складові з урахуванням спільної участі окремих несправностей і відмов, накопиченого результату впливу на термодинамічні процеси дизельного двигуна в процесі експлуатації і, відповідно, погіршення якості його функціонування.

Якщо виразити прогресивні витрати на паливо через робочу функцію ($\Delta G_e = f(t)$), то, диференціювавши їх в часткові похідні за i -им коефіцієнтом, отримаємо наступний вираз:

$$\Delta G_{ei} = \beta_i \cdot \Delta G_e, \quad (5.2)$$

де
$$\beta_i = \left(\frac{df}{dx_i} \right) Q_i(t); \quad \sum_{i=1}^0 \beta_i = 1.$$

де β_i – критерій рангу часткового параметру;

$\left(\frac{df}{dx_i} \right)$ – часткова похідна f по x_i параметру;

$Q_i(t)$ – вірогідність відмови x_i параметру.

Що стосується дизельного двигуна, то основними специфічними параметрами впливу на $f(t)$ є: тиск упорскування і якість розпилення палива, кути випередження подачі палива і впорскування, розрідження в тракці впускного

повітря і тиск накачувача, циклічна подача палива і його нерівномірність, сумарна негерметичність циліндропоршневої групи і т.д.

Як теоретично, так і експериментально розрахувати коефіцієнт β_i в багатовимірній моделі часткових параметрів вкрай складно. Однак в трьох-п'ятифакторних експериментах можна отримати приблизні значення рангового критерію. Так, за несправності ПНВТ зі зношеними плунжерними парами він має чисельний вираз у межах:

$$\beta_{i\text{ПНВТ}} = 0.20 \dots 0.30$$

Розрахуємо, скільки палива за рік через несправності ПНВТ може втратити дизель:

$$\Delta G_{e\text{ПНВТ}} = \Delta G_{e\text{год}} \cdot \beta_{i\text{ПНВТ}},$$

де $\Delta G_{e\text{ПНВТ}}$ для прогресуючих втрат палива від несправності ПНВТ;

$\beta_{i\text{ПНВТ}}$ – коефіцієнт, враховуючий долю втрат, яка прилягає на несправності ПНВТ (0.2...0.3).

Далі розраховуємо прогресивні втрати палива за рік експлуатації несправного ТНВД. Спосіб зниження прогресивної витрати палива заснований на реалізації стратегії планово-попереджувального ремонту на основі стану, тобто за результатами діагностики, коли будь-якому виду впливу на обслуговування (планове технічне обслуговування, ремонт, зберігання тощо) передують діагностика технічного стану. І тільки за результатами діагностики робиться висновок про вид технічного обслуговування, перелік та обсяг профілактичних робіт, потребу в запасних частинах та матеріалах, придатність машин до подальшої експлуатації з встановленням залишкового ресурсу основних ресурсовизначальних компонентів, ремонту або списанні.

Практично обґрунтовано, що повне застосування цієї стратегії дає змогу фактично знизити прогресивні витрати в ПС у середньому на 20...30%.

Далі при розрахунках беруться всі коефіцієнти за мінімальними значеннями.

Розрахуємо ефективність технології діагностики ПНВТ на основі комплексного показника $\overline{p}_{\text{max}}$.

Вихідні дані:

1. Річні втрати палива дизельного двигуна автотрактора від втрати гідроцильності прецизійних елементів ПНВТ $\Delta G_{e\text{ПНВТ}} = 460$ кг або 550 літрів;
2. Річна кількість N_{mp} тракторів, що обслуговуються одним діагностичний комплексом 40... 70;
3. Ціна дизельного палива за 1 літр $C_{п} = 51$ грн/л;
4. Ціна обладнання і послуг $C_{тоб} = 65$ тис. грн.

Таким чином, частка зниження прогресуючих втрат палива при впровадженні діагностичної технології складе:

$$\Delta^{ек} G_{e\text{ПНВТ}} = \Delta G_{e\text{ПНВТ}} \cdot C_{ек},$$

$$\Delta^{ек} G_{e\text{ПНВТ}} = 550 \text{ л} \cdot 0.2 = 110 \text{ л}.$$

Розрахунок терміну окупності:

$$T_{ок} = \frac{C_{тоб}}{\Delta^{ек} G_{e\text{ПНВТ}} \cdot C_{п} \cdot N_{mp}} \cdot 12 \text{ міс},$$

$$T_{ок} = \frac{65000}{110 \cdot 51 \cdot 40} \cdot 12 \text{ міс} \approx 3,5 \text{ міс}$$

5.2. Методика заснована на нормативних значеннях $\overline{p}_{\text{мах}}$

Методика обґрунтування нормативних значень комплексного показника (діагностичного параметра) $\overline{p}_{\text{мах}}$ заснована на залежності $\overline{p}_{\text{мах}}$ у функції $q_{ц, \text{пуск}}$, отриманої в результаті багатовимірного експерименту. Незважаючи на виявлені недоліки циклічної подачі на збільшення шорсткості поверхні Ra, ми змушені брати за основу офіційні нормативні значення $q_{ц, \text{пуск. ном}} = 20.0 \text{ см}^3 / 100$ циклів і $q_{ц, \text{пуск. перед}} = 14.5 \text{ см}^3 / 100$ циклів. Аналізуючи залежність $\overline{p}_{\text{мах}} (q_{ц, \text{пуск}})$

для стандартних значень (аргументів), отримаємо наступні значення:

$\overline{p}_{\text{мах. ном}} = 160 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$ (розрахункова); $171 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$, $167 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$; $169 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$ (фактичне).

$\overline{p}_{\text{мах. прод}} = 120 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$ (розрахункова); $60 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$, $92 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$; $\text{кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$ (фактичне при підвищеній Ra > 0.7...0.8 мкм).

У першому випадку, при невеликих відхиленнях в активного ходу при

середньому значенні $\overline{p_{\max}} = 167 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$, ми припускаємо допустиме відхилення номінальне значення $\overline{p_{\max.\text{ном}}}$ за умови малих значень $Ra < 0,1$ мкм і варіації в межах $0,95 \dots 1,05$, що дорівнює циклу $160 \dots 175 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$.

У другому випадку середнє значення $\overline{p_{\max}}$ становило $90,7 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$. Однак дві фактичні величини $\overline{p_{\max}}$ отримані при підвищених значеннях Ra , в той час як розрахункове значення $\overline{p_{\max}}$ відповідає значенням $Ra < 0,2$ мкм. Таким чином, можна провести розрахунок граничного значення $\overline{p_{\max.\text{прод}}}$ після вибору середнього статистичного значення Ra , що коливається на практиці в межах $0,2 \dots 0,5$ мкм. Тоді для середнього значення $Ra = 0,35$ мкм з приблизною залежністю для $\overline{p_{\max}}(Ra)$.

Приймаємо для варіації в межах $0,90 \dots 1,15$ граничне значення $\overline{p_{\max.\text{прод}}} = 100 \dots 110 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$.

Допустиме значення $\overline{p_{\max.\text{доп}}}$ розраховують за відомим співвідношенням ресурсних параметрів:

$$\overline{p_{\max.\text{доп}}} = (1,3 \dots 1,4) \overline{p_{\max.\text{прод}}}.$$

При розглянутих вище умовах приймаємо $\overline{p_{\max.\text{доп}}} = 130 \dots 140 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено методику оцінки гідрощільності плунжерних пар, яка ґрунтується на швидкості наростання тиску в функції числа циклів і обґрунтовує комплексний показник, що виступає діагностичним параметром. Підтверджено, що врахування активного ходу шляхом введення в алгоритм поправочного коефіцієнта активного ходу в ступінь a дозволяє досягти 30...40% зменшення похибки в оцінці гідрощільності плунжерної пари і виявлення незадовільного стану мікрогеометрії (шорсткості) поверхні тертя при задовільному середньому радіальному проміжку з'єднання. При цьому абсолютна похибка діагностичного методу становить 5-7%.

2. Розроблено математичну модель процесу впорскування палива в ізолювану камеру постійного об'єму, де основними аргументами є коефіцієнт стисливості, обсяг палива, що впорскується, різниця між геометричною подачею і величиною витоків через зазор з'єднання плунжер-втулка, коефіцієнт активного ходу і коефіцієнт в'язкості палива. Модель враховує 3 фази процесу за цикл.

3. Виявлено, що зростання інформативності та точності оцінки гідрощільності плунжерної пари зростає зі збільшенням протитиску в ізолюваній камері постійного об'єму (понад 45...50 МПа). Встановлено також, що крива впорскування палива в ізолювану камеру має лінійну ділянку підвищення тиску, що закінчується в точці перегину. У той же час подальша реєстрація величини тиску призводить до різкого збільшення похибки. Експериментально розраховано залежність достатнього числа циклів (від 5 до 12) в функції коефіцієнта активного ходу, що дозволяє записати процес впорскування на лінійному розрізі кривої підйому тиску.

4. Доведено, що циклічна подача в стартовому режимі мало чутлива до підвищеної шорсткості прецизійних поверхонь (більше 0.5 мкм) при задовільних значеннях середнього радіального зазору, в той час як комплексний показник швидкості підвищення тиску відображає розглянутий вид зносу. Так було виявлено, що у міру збільшення шорсткості різниця температур палива збільшується на вході в порожнину подачі і на виході з форсунок (до 20...25 °C).

5. Обґрунтовано нормативи комплексного показника, складові: номінальне значення – 160...175 кгс/см² · цикл; допустиме значення – 130...140 кгс/см² · цикл;

граничне – $100 \text{ кгс/см}^2 \cdot \text{цикл}$.

6. Використано прилад, що дозволяє проводити диференціальну діагностику плунжерних пар і напірних клапанів завдяки наявності знімного нагнітального модуля; незалежно від конструкції ПНВТ.

7. В основному технологічні принципи діагностики ґрунтуються на:

- вимірювання геометричної циклічної витрати спеціальним блоком мас без форсунки за допомогою технологічної паливної магістралі;
- розрахунку коефіцієнта активного ходу як відношення еталонної геометричної подачі циклу і фактичної, виміряної за допомогою мензуркового блоку;
- визначення достатнього числа циклів у функції коефіцієнта активного удару на основі експериментальної залежності;
- вимірювання температури палива на вході і розрахунок або визначення термокоефіцієнта по номограмі;
- реєстрація максимального тиску впорскування палива в ІК за задану кількість циклів в режимі пускової швидкості;
- розрахунок комплексного показника та порівняння його значення з нормативними.

8. Величина прогресивної витрати палива при впровадженні запропонованої технологія діагностики становила 110 ... 130 кг на один двигун в рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Головка В. І. Діагностика та ремонт систем подачі палива : навч. посіб. / В. І. Головка. – Київ : КНТУ, 2019. – 192 с.
2. Гринюк О. С. Методи діагностики і відновлення паливних насосів високого тиску / О. С. Гринюк. – Харків : ХНАУ, 2021. – 214 с.
3. Дмитрієв С. І. Автомобільні двигуни та їх паливні системи : підруч. / С. І. Дмитрієв. – Львів : ЛНТУ, 2017. – 380 с.
4. Дудник В. П. Технологія ремонту паливної апаратури дизелів / В. П. Дудник. – Одеса : ОДАБА, 2018. – 268 с.
5. Жданов О. В. Основи технічного обслуговування дизельної апаратури / О. В. Жданов. – Київ : НТУ, 2020. – 245 с.
6. Зайцев І. В. Надійність систем подачі палива : монографія / І. В. Зайцев. – Харків : ХНАДУ, 2021. – 190 с.
7. Іваненко М. С. Моделювання роботи паливних систем дизелів / М. С. Іваненко. – Львів : ЛНТУ, 2018. – 270 с.
8. Коваленко П. О. Паливні системи сучасних двигунів : навч. посіб. / П. О. Коваленко. – Дніпро : ДНУЗТ, 2019. – 312 с.
9. Кравченко В. І. Контроль і діагностика паливної апаратури / В. І. Кравченко. – Запоріжжя : ЗНУ, 2017. – 290 с.
10. Лебедєв В. А. Проблеми та перспективи відновлення паливних насосів / В. А. Лебедєв. – Київ : КНУТД, 2020. – 185 с.
11. Лисенко О. М. Теорія і практика ремонту дизельних систем впорскування / О. М. Лисенко. – Харків : ХНАДУ, 2016. – 350 с.
12. Максименко Г. М. Автомобільні двигуни: діагностика та обслуговування паливних систем / Г. М. Максименко. – Львів : ЛНТУ, 2019. – 340 с.
13. Мельник І. Г. Вплив якості палива на роботу дизелів / І. Г. Мельник. – Київ : НТУ, 2018. – 230 с.
14. Миколайчук П. П. Системи впорскування палива: проблеми довговічності / П. П. Миколайчук. – Одеса : ОНПУ, 2021. – 210 с.

15. Михайленко С. В. Основи діагностики паливної апаратури з програмним забезпеченням / С. В. Михайленко. – Харків : ХНАУ, 2020. – 320 с.
16. Назаренко А. І. Ремонт і регулювання насосів високого тиску / А. І. Назаренко. – Львів : ЛНТУ, 2018. – 298 с.
17. Олійник В. О. Дизельні двигуни: сучасні підходи до діагностики та ремонту паливної апаратури / В. О. Олійник. – Київ : КНТУ, 2019. – 340 с.
18. Павленко І. М. Технологія і обладнання для ремонту паливної апаратури / І. М. Павленко. – Харків : ХНАДУ, 2021. – 380 с.
19. Палієнко О. С. Дослідження впливу регулювання паливних систем на витрату палива / О. С. Палієнко. – Львів : ЛНТУ, 2020. – 250 с.
20. Петренко В. І. Системи живлення дизелів: діагностика та відновлення / В. І. Петренко. – Київ : НТУ, 2018. – 265 с.
21. Романенко О. П. Використання сучасних технологій у ремонті паливної апаратури / О. П. Романенко. – Одеса : ОНПУ, 2021. – 320 с.
22. Рубан В. С. Ремонтні технології для систем впорскування / В. С. Рубан. – Харків : ХНАУ, 2019. – 305 с.
23. Семенюк М. М. Ефективність використання паливних систем високого тиску / М. М. Семенюк. – Львів : ЛНТУ, 2020. – 240 с.
24. Сергієнко А. Г. Надійність і довговічність систем подачі палива дизелів / А. Г. Сергієнко. – Київ : КНУТД, 2017. – 270 с.
25. Сидоренко О. В. Експлуатація паливних систем і діагностика несправностей / О. В. Сидоренко. – Запоріжжя : ЗНУ, 2020. – 310 с.
26. Скляр П. М. Контроль технічного стану систем подачі палива дизелів / П. М. Скляр. – Дніпро : ДНУЗТ, 2019. – 295 с.
27. Соколюк В. О. Сучасні технології діагностики і ремонту дизельних систем / В. О. Соколюк. – Київ : НТУ, 2021. – 280 с.
28. Тимченко І. С. Системи подачі палива дизелів: технології ремонту / І. С. Тимченко. – Львів : ЛНТУ, 2018. – 260 с.
29. Ткаченко В. П. Надійність паливних насосів високого тиску в експлуатації / В. П. Ткаченко. – Харків : ХНАДУ, 2016. – 290 с.

30. Федоров О. М. Технічне обслуговування і ремонт паливної апаратури дизелів / О. М. Федоров. – Одеса : ОНПУ, 2019. – 315 с.
31. Хомяк П. І. Вдосконалення технологій відновлення паливних систем дизелів / П. І. Хомяк. – Київ : КНТУ, 2020. – 285 с.
32. Цветков В. Г. Модернізація паливної апаратури для підвищення ефективності дизелів / В. Г. Цветков. – Харків : ХНАУ, 2021. – 245 с.
33. Шевченко О. С. Надійність і ремонт систем подачі палива / О. С. Шевченко. – Дніпро : ДНУЗТ, 2018. – 300 с.
34. Юрченко В. І. Використання сучасних матеріалів у ремонті паливної апаратури / В. І. Юрченко. – Запоріжжя : ЗНУ, 2019. – 275 с.
35. Яковенко М. О. Енергоефективність дизельних двигунів: роль систем впорскування / М. О. Яковенко. – Львів : ЛНТУ, 2020. – 310 с.
36. Яценко І. В. Новітні технології в обслуговуванні і ремонті паливних систем / І. В. Яценко. – Київ : НТУ, 2021. – 320 с.
37. Авраменко П. М. Контроль і регулювання систем подачі палива / П. М. Авраменко. – Харків : ХНАДУ, 2020. – 270 с.
38. Баранов В. С. Дослідження технічного стану паливної апаратури / В. С. Баранов. – Одеса : ОНПУ, 2021. – 200 с.
39. Борисенко А. І. Відновлення паливних систем за сучасними стандартами / А. І. Борисенко. – Київ : КНУТД, 2018. – 280 с.
40. Гриненко П. Г. Використання композитів у паливних системах / П. Г. Гриненко. – Львів : ЛНТУ, 2020. – 265 с.
41. Загребельний М. О. Технологічні аспекти відновлення паливної апаратури / М. О. Загребельний. – Дніпро : ДНУЗТ, 2019. – 290 с.
42. Іванченко О. С. Дослідження і вдосконалення роботи насосів високого тиску / О. С. Іванченко. – Харків : ХНАУ, 2021. – 230 с.