

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П. Момотенка**

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

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

_____ **Шатров Р.В.**

“ ____ ” _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему: «УДОСКОНАЛЕННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ НАСОС-
ФОРСУНОК КОМБАЙНОВИХ ДВИГУНІВ»**

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»

Освітня програма – «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми – освітньо-наукова

Гарант освітньої програми:

Доктор технічних наук, проф. _____
«підпис»

Голуб Г.А.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент

«підпис»

Соломка О.В.

Виконав

«підпис»

Верьовкіна Т.М.

Київ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П. Момотенка

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.О. завідувача кафедри технічного
сервісу та інженерного менеджменту
імені М.П. Момотенка,

“___” _____ 2026 р. **Р.В. Шатров**

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Верьовкіній Тамарі Миколаївні
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність – 208 «Агроінженерія»
Освітня програма – «Агроінженерія»
Орієнтація освітньої програми – освітньо-наукова

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Удосконалення діагностування насос-форсунок комбайнових двигунів».

затверджені наказом ректора НУБіП України від «13» грудня 2024 року №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру: 20.05.2026 р.

Вихідні дані до роботи:

1. Особливості діагностування та дефектації насос-форсунок комбайнових двигунів
2. Існуючі наукові дослідження та технічні засоби для виконання робіт по діагностуванню насос-форсунок

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз сучасних засобів діагностування та дефектації насос-форсунок комбайнових двигунів
2. Теоретичні передумови підвищення ефективності діагностування і ремонту насос-форсунок комбайнових дизелів
3. Методика і програма експериментальних досліджень по вдосконаленню діагностування і ремонту насос-форсунок комбайнових дизелів
4. Результати експериментальних досліджень
5. Оцінка ефективності результатів досліджень запропонованих рішень

Дата видачі завдання 14.12.2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ О.В.Соломка
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняла до виконання

_____ Т.М. Верьовкіна
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота містить розрахунково-пояснювальну записку на 87 сторінках машинописного тексту, 32 рисунків, 14 таблиці, 63 літературних джерела.

Робота присвячена удосконаленню діагностування насос-форсунок комбайнових двигунів.

1. Розроблено та впроваджено у виробничий процес такі нові методи та засоби технічного обслуговування насос-форсунок автотракторних дизелів:

- метод покомпонентного експрес-діагностування електронно-керованих насос-форсунок без їх демонтажу, що дозволяє ідентифікувати конкретний дефектний елемент на основі отриманих даних.;

- діагностичний модуль для експрес-контролю електромагнітних клапанів насос-форсунок, призначений для визначення величини повітряного зазору між електромагнітом та якорем безпосередньо на двигуні без демонтажу вузла;

- випробувальний стенд для насос-форсунок із функцією плавної (безступінчастої) зміни ходу плунжера під конкретну модифікацію досліджуваного вузла, що забезпечує значне скорочення трудовитрат на переналагодження обладнання..

Розрахунок економічного ефекту від впровадження запропонованих методів і засобів нерозбірного контролю насос-форсунок підтвердив можливість точної локалізації дефектів. Зокрема, порівняльний аналіз показав, що тестування насос-форсунки Bosch 0414701019 на стенді EPS 815 за стандартною методикою потребує 0,51 люд.-год, тоді як застосування авторського стенда знижує трудомісткість процесу вдвічі – до 0,255 люд.-год.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	4
ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Стан інженерно-технічної служби в АПК	7
1.2. Методи та засоби діагностування та ремонту паливних систем дизелів..	11
1.3. Конструктивні та оціночні характеристики насос-форсунок	25
1.4. Шляхи підвищення ефективності роботи паливної апаратури дизеля	29
РОЗДІЛ 2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ І РЕМОНТУ НАСОС-ФОРСУНОК КОМБАЙНОВИХ ДИЗЕЛІВ	31
2.1. Обґрунтування об'єкта дослідження.....	31
2.2. Оптимізація математичного опису функціонування дизельної насос- форсунки.....	39
2.3. Оцінка розробленої математичної моделі насос-форсунки з експлуатаційним напрацюванням.....	46
2.4. Результати теоретичних досліджень	50
2.5. Допустимі відхилення параметрів насос-форсунки.....	52
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	54
3.1. Експериментальне дослідження насос-форсунок щодо визначення характеристики впорскування.....	54
3.2. Обробка експериментальних даних.....	60
3.3. Експериментальні дослідження технічного стану прецизійних елементів насос-форсунки	61
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОС-ФОРСУНКИ.....	63
4.1. Взаємозв'язок конструктивних змін та діагностичних показників насос- форсунок	63
4.2. Розробка методики поелементного діагностування насос-форсунок	68
РОЗДІЛ 5. ЗАСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ І ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВПРОВАДЖЕННЯ У ВИРОБНИЦТВО	70
5.1. Стенд для випробування насос-форсунок з безступінчастим регулюванням ходу плунжера.....	70
5.2. Діагностичний модуль та програмне забезпечення	72
5.3. Визначення економічного ефекту запропонованих рішень	76
ВИСНОВКИ	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	81
ДОДАТКИ	87

ВСТУП

Якісне та оперативне виконання сільськогосподарських робіт у сучасних умовах неможливо уявити без застосування новітньої автотракторної та мобільної сільськогосподарської техніки. Значна частина таких машин сьогодні комплектується дизельними двигунами з електроннокерованими насосами-форсунками. При цьому саме технічний стан насос-форсунок значною мірою визначає основні показники роботи дизеля, зокрема його потужність, паливну економічність, димність, а також рівень викидів шкідливих речовин із відпрацьованими газами. Надійність таких агрегатів є досить високою, адже заявлений ресурс їх роботи становить близько 1 млн км пробігу або 25 тис. мото-годин. Однак практичний досвід експлуатації свідчить, що навіть у межах гарантійного періоду можуть виникати відмови насос-форсунок, що спричиняє вимушені простої високопродуктивної техніки.

У зв'язку зі складністю технології ремонту насос-форсунок, високими вимогами до спеціального обладнання та професійної підготовки виконавців, фірми-виробники здебільшого надають регульовальні дані лише авторизованим сервісним центрам. Наявні технології діагностування та дефектування насос-форсунок розроблені переважно іноземними виробниками цих агрегатів. Вони орієнтовані на жорсткі вимоги, встановлені для нових виробів, навіть під час ремонту, фактично не передбачають поняття поточного ремонту та часто передбачають повну заміну відповідальних деталей під час обслуговування насос-форсунки.

Водночас відомо, що в процесі експлуатації заводські регулювання та допуски насос-форсунки істотно змінюються. До певної межі ці зміни можуть не мати помітного впливу на вихідні показники роботи дизельного двигуна. Крім того, надмірно завищені вимоги до вузлів під час складання та регулювання насос-форсунок призводять до необґрунтованої заміни деталей, які ще залишаються працездатними. Це, у свою чергу, суттєво збільшує вартість ремонту. Проведення якісного ремонту насос-форсунок також ускладнюється через відсутність широко доступних, зрозумілих технологій ремонту та відносно недорогого спеціального інструменту.

У зв'язку з цим в умовах необхідності розвитку власної ремонтної бази

та зменшення залежності від виробників агрегатів для ремонтних підрозділів агропромислового комплексу особливий інтерес становить розробка нових, науково обґрунтованих методів діагностування і ремонту насос-форсунок. Також актуальним є створення нових технічних засобів для їх випробування, які не потребують авторизації у виробників агрегатів та дають змогу враховувати реальний технічний стан кожного елемента системи живлення дизельного двигуна.

Мета досліджень: Підвищення ефективності процесів діагностування та ремонту насос-форсунок комбайнових дизельних двигунів.

Завдання досліджень:

- провести комплексний аналіз показників якості функціонування насос-форсунок з електронним керуванням, а також існуючих методів і технічних засобів їх діагностування;
- уточнити математичну модель гідродинамічного розрахунку робочого процесу насос-форсунки з урахуванням природного зношування її структурних елементів у процесі експлуатації;
- обґрунтувати допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки від значень, рекомендованих виробниками, з урахуванням її напрацювання;
- розробити методику діагностування технічного стану насос-форсунок та діагностичні засоби для оцінювання параметрів їх роботи;
- підготувати виробничі рекомендації, виконати економічну оцінку запропонованих заходів та забезпечити їх упровадження у виробничий процес сільськогосподарського виробництва.

Об'єкт дослідження: Технології та технічні засоби діагностування насос-форсунок комбайнових дизельних двигунів.

Предмет дослідження: Закономірності впливу відхилень структурних параметрів насос-форсунок на вихідні діагностичні показники з урахуванням їх напрацювання.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Стан інженерно-технічної служби в АПК

Скорочення обсягів виробництва сільськогосподарської продукції безпосередньо пов'язане зі зниженням рівня технічної забезпеченості сільських товаровиробників. Ця проблема посилюється відсутністю належно організованої системи технічного сервісу як сільськогосподарської техніки загалом, так і окремих її агрегатів за основним переліком машин та обладнання, що використовуються в аграрному виробництві. Аналіз стану технічного сервісу паливних систем дизельних двигунів свідчить, що на сьогодні ремонтні підприємства та сервісні станції не завжди забезпечують належну якість їх технічного обслуговування. Насамперед це пояснюється тим, що для обслуговування сучасної, переважно імпоротної техніки, необхідні висококваліфіковані спеціалісти, спеціалізований інструмент, діагностичне обладнання та оснащення, які в більшості випадків виготовляються за кордоном. Через конструктивне різноманіття застосовуваних систем значною проблемою залишається забезпечення підприємств необхідною технічною документацією, технологічними картами технічного обслуговування та ремонту. У великих агрохолдингах і машинно-технологічних станціях, де переважно експлуатується зарубіжна техніка, часто відсутня належна виробнича база для технічного обслуговування й ремонту паливних систем, а також бракує кваліфікованих сервісних інженерів. Унаслідок цього збільшується кількість вимушених простоїв гарантійних комбайнів і тракторів через недостатню ефективність роботи сервісних служб дилерських підприємств.

У наукових працях розкрито особливості ремонту та технічного обслуговування паливних систем сільськогосподарської техніки. В Україні експлуатація зарубіжних сільськогосподарських машин має низку характерних особливостей. По-перше, завдяки вищій технічній і технологічній надійності

така техніка часто має значне сезонне напруження. Це зумовлено передусім інтенсивним використанням машин через їх недостатню кількість у господарствах, широкий набір культур, що вирощуються і збираються, а також тривалу тривалість збиральних робіт.

По-друге, ефективній організації та якісному проведенню технічного обслуговування і ремонту перешкоджає багатомарочність зарубіжної сільськогосподарської техніки, яку закуповують господарства. При цьому нерідко навіть на машинах однієї моделі встановлюються різні типи силових агрегатів, що призводить до збільшення номенклатури вузлів та агрегатів, зокрема паливних систем. Паливна апаратура фірм Bosch, Delphi і Denso, яка використовується в дизельних двигунах, відрізняється конструкцією, технологією регулювання, а також оснащенням, необхідним для її технічного обслуговування та ремонту.

По-третє, техніко-економічний аналіз стану ремонтних підприємств і практичний досвід експлуатації сучасних паливних систем показують, що найбільш якісне технічне обслуговування та ремонт складних вітчизняних і зарубіжних паливних систем можуть забезпечувати лише спеціалізовані підприємства технічного сервісу паливної апаратури.

По-четверте, якісний технічний сервіс паливних систем повинен виконуватися тільки висококваліфікованими фахівцями із застосуванням відповідної інформаційної підтримки, сучасного діагностичного обладнання та спеціалізованого інструменту.

По-п'яте, на сьогодні система технічного сервісу імпортованих мобільних сільськогосподарських машин і тракторів в Україні перебуває на досить високому організаційному рівні. Проте, незважаючи на наявність розвиненої мережі дилерських підприємств, ефективність їх роботи залишається недостатньою. Це пов'язано з недостатнім розвитком виробничої бази ремонту і технічного обслуговування, а також із тим, що після третього сезону експлуатації сільськогосподарських машин частішають як прості, так і складні відмови, унаслідок чого обсяг ремонтних робіт істотно зростає.

Інженерно-технічна служба (ІТС) сільськогосподарських підприємств є основою системи управління виробництвом, а рівень її організації значною мірою визначає ефективність використання сучасної техніки та технологій у виробничому процесі.

Для оцінки ефективності роботи інженерних підрозділів необхідно проаналізувати рівень використання машинно-тракторного та автомобільного парків підприємства. Машинно-тракторний парк (МТП) є основою механізації у рослинництві, а його надійність і ефективність експлуатації безпосередньо впливають на собівартість виробленої продукції та її якість. Підвищення надійності МТП на сьогодні є одним із пріоритетних завдань. Проте більшість фахівців розглядає його вирішення як комплекс заходів, які майже не зачіпають питання вдосконалення інженерних служб підприємств та системи їх інженерно-технічного забезпечення. Без такого підходу проблема надійності МТП не може бути повністю вирішена, оскільки нова техніка надходитиме в умови, які не дозволяють реалізувати її потенційні можливості та забезпечити раціональне управління її експлуатацією.

На сучасному етапі технічний сервіс в агропромисловому комплексі не має достатнього технічного оснащення, яке б дозволяло якісно виконувати обслуговування сучасних паливних систем. Стара система інженерно-технічного забезпечення в АПК уже не здатна повною мірою здійснювати діагностику та ремонт сучасної паливної апаратури, оскільки конструкції сучасних сільськогосподарських машин суттєво відрізняються від застарілої техніки наявністю електронних компонентів, гідро- та електрокерованих систем, а також інших складних агрегатів і вузлів, які потребують дорогого обладнання та спеціальних технологій. Перехід на обслуговування у дилерських центрах ускладнюється високою вартістю замінюваних вузлів і агрегатів, а також концепцією неповного використання ресурсу техніки. Найближчим часом оплачувати дилерам повний обсяг сервісних робіт зможе лише обмежена кількість сільськогосподарських товаровиробників. У зв'язку з цим роль діагностування як основи управління якістю технічного стану різних систем у

структурі технічного сервісу значно зростає.

Перспективний варіант інженерної служби технічного сервісу зі спеціалізованими дільницями передбачає таку її структуру та матеріально-технічне забезпечення, за яких досягаються не лише високі виробничі показники, а й створюються умови для постійного аналізу технологічних процесів, пошуку резервів їх удосконалення із застосуванням сучасних інформаційних технологій. У цьому контексті особливої актуальності набуває розробка моделей інформаційного забезпечення інженерних служб, автоматизованих робочих місць для інженерів, формування внутрішньогосподарських баз даних і спеціалізованих комп'ютерних програм для роботи з ними.

На сьогодні можна виділити три основні варіанти організації спеціалізованого технічного сервісу в аграрному бізнесі:

власні сервісні структури сільськогосподарських підприємств;

сервісні організації районного та регіонального рівнів, що збереглися на базі колишніх підприємств «Сільгосптехніки»;

комерційні підприємства, які здійснюють матеріально-технічне постачання та сервісне обслуговування на правах дилера заводу-виробника.

Розвиток системи технічного сервісу паливних систем сприятиме значному розширенню номенклатури ремонтних робіт, які виконуються сільськогосподарськими підприємствами. Коло завдань, що вирішуються інженерно-технічними службами таких підприємств, дещо змінилося: акцент поступово зміщується від організації обслуговування та матеріального постачання до оперативного управління технологічними процесами, вибору ресурсозберігаючих технологій, аналізу виробництва та розроблення перспективних напрямів його модернізації.

Перехід до спеціалізованого технічного сервісу паливних систем фактично означає розмежування технічної та виробничої експлуатації технологічних систем сільськогосподарського підприємства, зокрема машинно-тракторного парку, автопарку та інших виробничих підрозділів. У нашій країні

це питання залишається актуальним уже майже 15 років.

Розвиток спеціалізованих дільниць у системі технічного сервісу дасть змогу скоротити витрати на обслуговування парку машин, що, у свою чергу, сприятиме зменшенню простоїв техніки. Водночас широкий перелік питань, пов'язаних з використанням та обслуговуванням техніки, і надалі залишатиметься у сфері завдань інженерно-технічних служб сільськогосподарських підприємств або їх об'єднань.

Виходячи з викладеного, можна зробити висновок, що одним із напрямів діяльності дилерських мереж є реалізація запасних частин. Тому дилерські підприємства не завжди зацікавлені у ремонті агрегатів, оскільки для них простіше замінити несправний вузол новим. Однак для сільськогосподарських товаровиробників такий підхід у багатьох випадках є надто дорогим.

Ремонт сучасних паливних систем в агропромисловому комплексі потребує застосування нового обладнання та сучасних ремонтних технологій. Для отримання технічної й організаційної підтримки від заводів-виробників паливних систем необхідна авторизація, що потребує додаткових фінансових вкладень. Це робить ремонт паливної апаратури економічно складним для багатьох підприємств сільського господарства. Саме тому розробка нових методів і засобів діагностування та ремонту сучасних паливних систем є актуальним завданням. Під час створення нових технологій діагностики й ремонту доцільно уникати прямої залежності від тест-планів заводів-виробників, спрощувати їх та робити доступними для широкого практичного використання в допустимих межах.

1.2. Методи та засоби діагностування та ремонту паливних систем дизелів

При визначенні технічного стану паливної апаратури дизельних двигунів можуть застосовуватися різні методи діагностування, які класифікуються залежно від фізичного процесу, покладеного в їх основу.

Діагностування паливної апаратури віброакустичним способом. Процес

упорскування палива супроводжується виникненням у різних ділянках системи паливоподачі віброакустичних сигналів. Вони зумовлені як переміщенням рухомих деталей паливної апаратури, зокрема голки форсунки, нагнітального клапана, муфти приводу, елементів приводу плунжера, так і хвилями тиску палива в магістралях низького та високого тиску.

Вібродіагностика форсунок є перевіреним методом оцінювання їх технічного стану. Аналогічно цей підхід може застосовуватися і для паливних насосів високого тиску. Метод активно розвивається як у сфері діагностування паливної апаратури, так і в суміжних галузях техніки.

Достатньо повну інформацію про динаміку голки форсунки під час упорскування палива дають максимальні значення віброприскорення форсунки, які виникають у моменти підйому та посадки голки розпилювача. Швидкість підйому і посадки голки розпилювача становить 1,6...2,2 м/с. Переміщення голки з такою швидкістю, а також ударний характер її підйому та посадки спричиняють інтенсивну взаємодію деталей і формування вібраційних імпульсів, які фіксуються вібродатчиком, установленим на торці форсунки.

Між тиском початку впорскування та максимальними віброприскореннями форсунки, що виникають під час підйому і посадки голки розпилювача, існує лінійна залежність. Зниження тиску початку впорскування, яке відбувається в процесі експлуатації, призводить до збільшення амплітуди вібросигналу, що виникає під час удару голки розпилювача об корпус форсунки, та до зменшення амплітуди сигналу, який формується під час посадки голки розпилювача.

Безумовною перевагою віброакустичної діагностики є простота встановлення первинних перетворювачів на об'єкті діагностування. Новіші методи, зокрема лазерна вібродіагностика, взагалі дають змогу здійснювати безконтактне знімання сигналу. Найпростіше реалізуються методи з обмеженою інформативністю, наприклад ті, що дають змогу фіксувати початок і кінець подачі палива.

Водночас обробка та інтерпретація отриманої інформації, а також

розпізнавання параметрів і дефектів є досить складними, недостатньо стабільними, достовірними та інформативними. Вібросигнал суттєво залежить від способу і якості закріплення вузла, властивостей використаних матеріалів, а також від стану деталей, на які встановлюється об'єкт діагностування. Навіть під час випробувань у безмоторних умовах бажано застосовувати малощумний стенд. При випробуваннях безпосередньо на дизельному двигуні діагностичні параметри змінюються порівняно з модельними умовами, а розшифрування сигналів стає менш надійним. Розрахункове визначення власних частот коливань системи та її елементів є складним і, як правило, пов'язане з грубими припущеннями. Тому амплітудно-частотні характеристики найчастіше визначають експериментальним шляхом.

Наявність великої кількості джерел коливань ускладнює ідентифікацію сигналів та побудову аналітичної моделі процесу. Таку модель можна сформулювати лише на основі широких експериментальних досліджень. Для вирішення подібних завдань застосовують статистичні методи та навчальні експерименти. Проте в будь-якому випадку необхідне попереднє масштабне дослідження паливної апаратури апробованими методами з подальшим проведенням випробувань за віброакустичними методиками. Навіть сучасні способи обробки сигналів на ПК із використанням відповідних пакетів прикладних програм під час віброакустичного діагностування потребують участі висококваліфікованого оператора та значного обсягу статистичних даних, отриманих експериментальним шляхом.

Окремі дефекти паливної апаратури за такого підходу взагалі не виявляються, а побудова багатофакторної діагностичної моделі з урахуванням взаємодії різних чинників стає практично нездійсненною. Так, у дослідженнях зазначається, що під час вібродіагностування форсунок наявність більшості поширених дефектів, зокрема зависання голки, закоксовування сопел розпилювача, зрізання головки розпилювача, характеризується зниженням рівня вібрації форсунки, однак за цим показником неможливо точно встановити вид дефекту. Ефективність діагностування обмежується похибкою. За наявними

даними, похибка діагностування паливної апаратури становить близько 16%. Ці недоліки не усуваються навіть вибором спеціальних режимів діагностування, коли автори пропонують оцінювати сигнал у режимі пуску від 20 хв^{-1} за характером вібрацій упорскування – “дзвінкі” або “глухі”.

Магнітоелектричний метод діагностування за параметрами переміщень рухомих деталей. Цей метод ґрунтується на реєстрації змінного магнітного потоку в попередньо намагнічених деталях діагностованого механізму. Електрорушійна сила в магніточутливому елементі датчика є пропорційною швидкості руху намагніченої деталі. Метод дає можливість реєструвати переміщення та фазові параметри деталей агрегатів, а також визначати відхилення цих параметрів від номінальних значень. Водночас під час діагностування можуть виникати труднощі, пов’язані з нестабільністю магнітних властивостей діагностованого елемента в часі. Визначення параметрів руху елементів форсунки, зокрема голки та штанги, за якими можна точніше встановити характеристики паливоподачі, є досить складним. Тому можна припустити, що за допомогою цього методу можливо отримати лише обмежену інформацію про технічний стан паливної апаратури.

Спектрографічні методи, або методи типу “метал у середовищі”, є зручними, мають добре розроблене математичне забезпечення та вже апробовані, наприклад, під час діагностування і прогнозування залишкового ресурсу поршневої групи дизельного двигуна. Фірмами “Spectro Incorp” і “Caldwell Development” (США) для таких цілей розроблено “датчики-ферографи”, які реєструють частинки розміром менше 150 мікрон. Проте для завдань, пов’язаних із паливною апаратурою, такі методи навряд чи матимуть широке застосування через відсутність накопичення металу в рідині, незначний рівень зношування, різноманітність матеріалів деталей та недостатню інформативність.

Ще більш поширеними є методи контролю паливної апаратури за параметрами робочого процесу дизельного двигуна. Це цілком зрозуміло, оскільки вплив паливної апаратури на показники роботи дизеля є значним. У

процесі регулювання паливної апаратури під час виробництва та експлуатації саме параметри робочого процесу виступають основними критеріями оцінювання. Крім того, на великих дизельних двигунах, особливо головних суднових, ці параметри постійно контролюються та діагностуються. Саме тому такі методи насамперед розробляються для тихохідних суднових дизелів, які мають значний ресурс роботи. Водночас у швидкохідних автотракторних дизелях вони практично не застосовуються через високу вартість, а також обмежений строк служби перетворювачів і датчиків.

Кінематичний метод діагностування характеризується оцінюванням зміни положення, руху деталей та їх з'єднань з геометричної точки зору. Цей метод передбачає безпосереднє вимірювання розмірів, ступеня зношування деталей, зазорів у їхніх сполученнях, зокрема установчих розмірів важелів регулятора, ходу рейки тощо. Він застосовується під час перевірки окремих вузлів і деталей паливної апаратури та, як правило, проводиться на непрацюючому дизелі або після розбирання відповідних вузлів.

До найбільш поширених методів дослідження та діагностування роботи паливної апаратури належать гідравлічні методи, насамперед метод вимірювання тиску в нагнітальному трубопроводі – біля насоса або форсунки. Його головною та безперечною перевагою є можливість вимірювання параметра, який безпосередньо пов'язаний з інтенсивністю й особливостями процесу впорскування палива. За умови використання додаткової інформації та розрахункових методів такий сигнал дає змогу досить точно визначати найважливіші показники подачі палива конкретною системою. До переваг цього методу також відносять прийнятну для діагностичних завдань складність встановлення датчика, яка за використання накидних п'єзоплівкових датчиків фірм AVL, Kistler стає мінімальною.

У більшості запропонованих методик діагноз встановлюється шляхом порівняння виміряної діаграми тиску з еталонною. На основі такого порівняння робиться більш або менш обґрунтований висновок про наявність несправності паливної апаратури. Автоматизація процесу постановки діагнозу дає

можливість підвищити достовірність результатів, зменшити трудомісткість робіт та знизити вимоги до кваліфікації виконавця. Проте для створення такої системи діагностування необхідно розробити формалізовані та достовірні діагностичні моделі. Вони мають базуватися не лише на еталонній кривій, а й на полях допусків, які є неминучими в умовах реального виробництва та експлуатації. Водночас створення подібної діагностичної моделі є досить трудомістким і дорогим процесом. Математичне моделювання процесу подачі палива для конкретної паливної апаратури дає змогу зробити це завдання більш реальним.

Разом з тим можливості цього методу є значно ширшими, однак на практиці існує складність створення детальної та адекватної діагностичної моделі. Це завдання можна вирішувати шляхом дослідження поведінки низки діагностичних параметрів. При цьому виникає багато проблем, пов'язаних з оцінюванням величини несправності, її виявленням за наявності допустимих відхилень, спеціальним підбором справних і несправних елементів паливної апаратури тощо. Такі дослідження потребують значного обсягу експериментальних робіт та накопичення статистичного матеріалу.

У працях, що ґрунтуються на статистичній обробці даних і навчальних експериментах, випробовуються сотні, а інколи й тисячі комплектів паливної апаратури. Проте через складність керування ступенем прояву дефектів окремі області залишаються недостатньо вивченими. Крім того, поєднання різних відхилень знижує достовірність діагностичної моделі та ще більше збільшує витрати на її створення.

Вирішенню окремих зазначених завдань присвячено низку наукових праць. Автори відзначають, що була створена універсальна інформативна методика діагностування, яка дає можливість виявляти та кількісно оцінювати типові дефекти паливної апаратури за діагностичною моделлю у вигляді логічної таблиці несправностей.

Математичне моделювання процесу паливоподачі реальної паливної апаратури потребує менших матеріальних витрат, але, що особливо важливо,

дає змогу точніше і достовірніше розв'язувати поставлені завдання. У цьому випадку діагностична модель формується не на основі ймовірнісно-статистичного підходу, а точним детермінованим способом. Це створює можливість більш коректно враховувати допустимі відхилення структурних параметрів паливної апаратури та параметри технологічної нестійкості. Альтернативні методи практично не дозволяють підійти до діагностування з таким самим рівнем точності та обґрунтованості.

Недоліком цього методу є висока трудомісткість, зумовлена необхідністю аналізу значної кількості діагностичних параметрів. Результати випробувань за цією методикою є задовільними під час стендових, тобто безмоторних, випробувань, оскільки вони потребують встановлення датчиків у лінії високого тиску та на виході з форсунки. Крім того, за наявності одночасних дефектів кількох елементів паливної апаратури ефективність методу різко знижується. Також слід зазначити, що щодо паливної апаратури автотракторних і комбайнових дизелів можливості практичної реалізації цього методу ще не були належним чином оцінені.

Різноманітність діагностичних засобів подано у класифікаційній схемі (табл. 1.1), яка відображає їх відмінності за призначенням, ступенем автоматизації вимірювань, спектром виконуваних завдань, конструктивними особливостями та іншими ознаками.

Разом із розглянутими методами продовжують використовуватися та вдосконалюватися традиційні методи часткового діагностування паливної апаратури: підключення до форсунки через трійник тарованої випробувальної форсунки, тобто максиметра, безперервна реєстрація підйому голки, вимірювання продуктивності та фази подачі палива, визначення запасу продуктивності, а також візуальний контроль.

Електронний малогабаритний діагностичний прилад ЕМДП є переносним польовим засобом, призначеним для майстрів-наладчиків і використовується для заявкового діагностування дизельних двигунів у польових умовах. Прилад дає змогу безконтактним способом вимірювати

частоту обертання колінчастого вала двигуна в межах $0...2000 \text{ хв}^{-1}$ з похибкою $\pm 1,5\%$, а також визначати момент початку та тривалість нагнітання палива секцією паливного насоса двигуна в діапазоні від 0 до 50° повороту колінчастого вала з похибкою $\pm 5\%$. Поєднання приладу ЕМДП з діагностичними комплектами типу КІ-13905М, КІ-13919А, КІ-13924 та іншими сприяє зменшенню кількості часткових розбирань і дає змогу скоротити трудомісткість діагностування трактора до 20%.

Таблиця 1.1.

Класифікація засобів діагностування ТА

Ознаки класифікації	Засоби діагностування
Ступінь автоматизації	Механізовані; автоматизовані; автоматичні
Призначення та пристосованість до діагностування елементів ПА	Пристрої та прилади для вимірювання окремих параметрів чи вузлів; стенди для випробувань ПА; діагностичні системи та мотор-тестери;
Виконання	Переносні; пересувні; стаціонарні; бортові; частина загальної системи керування роботою дизеля
Стан об'єкта діагностування	Використовувані при: об'єкті, що не функціонує; функціонуючого об'єкта; тестових впливах на об'єкт; будь-яких станах об'єкта
Характеристика інформації щодо об'єкта, що діагностується	Кількісна оцінка; якісна оцінка; кількісна та (або) якісна оцінка з прогнозуванням стану
Адаптивність	Усі операції діагностування проводяться за участю оператора (майстра-наладчика); налаштування параметрів та режимів діагностування здійснюється оператором; само-налаштовуються
Спектр розв'язуваних завдань	Інформація про стан, прогнозування та рекомендації, формування бази даних для автоматичного налаштування та управління роботою ДВЗ

Діагностування паливної апаратури за допомогою діагностичної електронної установки КІ-13940 або автоматизованого машинотестера АМТ КІ-13950 може виконуватися на станціях технічного обслуговування.

На відміну від установки KI-13940, автоматизований машинотестер АМТ має ширші функціональні можливості. Зокрема, процес подачі палива може відображатися у графічному вигляді на екрані монітора.

Існує досвід створення діагностичних комплексів, у тому числі портативних, які базуються на вимірюванні тиску в трубопроводі, фіксації отриманої інформації в пам'яті ПК, порівнянні вимірних характеристик з еталонними та формуванні діагнозу щодо п'яти-шести найбільш характерних несправностей паливної апаратури. Такий підхід забезпечує високу достовірність діагностування, швидкість аналізу результатів, а також можливість подальшого вдосконалення методики.

У більшості розроблених приладів висновки про технічний стан паливної апаратури ґрунтуються на порівнянні вимірної діаграми тиску з еталонною. Деякі діагностичні комплекси та дизель-тестери навіть комплектуються еталонними кривими, за допомогою яких механік може зробити більш або менш обґрунтований висновок щодо наявної несправності паливної апаратури.

Найбільш сучасною з розробок у цій галузі є комп'ютерна діагностична система «Автомайстер».

Для діагностування паливної апаратури комплекс оснащений газоаналізатором, або димоміром, стробоскопом та накидним п'єзоплівковим датчиком фірми AVL. Характеристика тиску палива в лінії нагнітання, яка отримується під час діагностування та виводиться на екран монітора, може порівнюватися з еталонними кривими. Водночас цей комплекс, як і всі розглянуті раніше засоби, дає змогу оцінювати лише одну лінію нагнітання за один цикл вимірювань, не забезпечує видачу конкретної інформації щодо залишкового ресурсу та ймовірного дефекту. Крім того, через конструктивні особливості діагностованої паливної апаратури, особливо зарубіжного виробництва, у деяких випадках неможливо приєднатися до необхідної точки діагностування.

Вимірювання параметрів паливної апаратури на неусталених режимах

вважається перспективним напрямом оцінювання технічного стану регуляторів паливних насосів високого тиску. Розв'язання цього завдання може бути значно спрощене завдяки застосуванню електронних засобів і персональних комп'ютерів у процесах вимірювання та обробки отриманої інформації. Це особливо важливо під час визначення точок зовнішньої швидкісної та регуляторної гілок характеристики ПНВТ, а також при вимірюванні миттєвих значень параметрів паливоподачі й частоти обертання вала насоса.

Для оцінювання технічного стану паливної апаратури використовують різні методи діагностування, які застосовуються відповідно до поставлених завдань. Під час перевірки працездатності елементів паливної апаратури застосовують методи, що дають змогу виявити певну сукупність відмов і пошкоджень без точного встановлення місця та причини їх виникнення. До таких ознак належать зниження тиску впорскування, нестабільність параметрів паливоподачі тощо.

Під час перевірки правильності функціонування вузла діагностування спрямоване на визначення сукупності дефектів технологічних регулювань і налаштувань, які спричиняють неприпустиме погіршення техніко-економічних та екологічних показників роботи двигуна. У процесі пошуку дефектів методи діагностування дозволяють установити місце, вид і причину несправності, зокрема знос плунжерних пар, порушення циклової подачі, збільшення витрат на керування тощо. За ступенем розбирання об'єкта діагностування методи поділяються на розбірні та безрозбірні.

Розбірні методи використовують для оцінювання рухливості плунжерної пари, голки розпилювача, а також для вимірювання ступеня зношування різних деталей паливної апаратури. Методи безрозбірного діагностування, як правило, ґрунтуються на непрямих вимірюваннях структурних параметрів шляхом установлення датчиків або діагностичних пристроїв зовні об'єкта, що перевіряється, без його зняття з дизельного двигуна або під час випробування на стенді для паливної апаратури.

За діагностичними параметрами всі методи поділяють на три групи

залежно від того, чи характеризує вимірюваний параметр робочий процес усієї паливної апаратури або її окремої складової частини, супутній процес роботи, чи безпосередньо структурний параметр деталі або пари деталей.

Методи діагностування за параметрами робочих процесів дають змогу перевіряти вихідні показники паливної апаратури, зокрема тиск палива в лінії високого тиску, хід голки розпилювача форсунки тощо, а також численні технічні характеристики її окремих складових частин. До таких характеристик належать фазові параметри паливоподачі та тиску, швидкість переміщення голки, витрата палива та інші показники. Як правило, точність вимірювання цих параметрів є досить високою, оскільки у більшості випадків здійснюється пряме вимірювання контрольованої фізичної величини.

Фізичний процес характеризується зміною певної фізичної величини у часі. Для гідравлічного процесу такою величиною є тиск, для теплового – температура, для віброакустичного – амплітуда коливань на визначених частотах тощо.

Основним недоліком методів діагностування паливної апаратури із застосуванням механічних засобів є неминуче втручання в нормальне функціонування системи живлення. Крім того, часткове розбирання, яке виконується під час перевірки, може негативно вплинути на працездатність окремих елементів паливної апаратури.

Розглянемо окремі засоби та пристрої, які нині застосовуються для визначення параметрів паливоподачі і можуть бути використані для діагностування паливної апаратури. Кількома іноземними фірмами розроблено прилади для визначення кутів випередження подачі та тривалості впорскування, використання яких пов'язане з мінімальним втручанням у роботу паливної апаратури. Загальний принцип їх роботи полягає в тому, що на трубопровід високого тиску встановлюють датчик поршневого, язичкового або пластинчастого типу, або ж датчик монтують у відгалуження трубопроводу форсунки. При зміні тиску сигнал від виконавчого механізму передається до реєструючого пристрою, від якого надходить сигнал до стробоскопа для

визначення та реєстрації тривалості впорскування.

Певні незручності всіх цих методів полягають у тому, що для визначення кута початку впорскування необхідний доступ до маховика або певного шківів двигуна з кутовими мітками, за якими за допомогою стробоскопа виконують вимірювання. Перспективним шляхом усунення цієї незручності є наявність на двигуні імпульсу, що відповідає, наприклад, верхній мертвій точці. Порівнюючи його з контрольованим імпульсом, можна визначити кут випередження впорскування палива.

Принциповою основою інших розроблених способів і пристроїв є аналіз кривої тиску палива у трубопроводі між насосом та форсункою. Такі способи дають змогу виявляти несправності та на якісному рівні оцінювати технічний стан паливної апаратури. Багато діагностичних систем дозволяють визначати момент початку і тривалість впорскування, а також деякі інші параметри характеристики паливоподачі, яку отримують за допомогою датчика, встановленого в лінію високого тиску, та із застосуванням стробоскопа.

У більшості розроблених приладів діагноз ґрунтується на порівнянні вимірної діаграми тиску з еталонною. Деякі діагностичні комплекси та дизель-тестери навіть комплектуються еталонними кривими, за якими механік може зробити більш або менш обґрунтований висновок щодо наявної несправності паливної апаратури. Водночас ряд ефективних методів, реалізованих у діагностичних приладах, автоматизованих установках і машинотестерах, практично неможливо застосовувати без попередніх заходів, спрямованих на покращення пристосованості як діагностичних засобів, так і дизельного двигуна та його паливної апаратури. Поліпшення адаптації паливної апаратури до базових діагностичних засобів знижує трудомісткість встановлення датчиків на об'єкт, зменшує кількість перехідних пристроїв і підвищує ефективність діагностування.

Загалом слід зазначити, що наведені пристрої та засоби діагностування дозволяють оцінювати лише одну лінію нагнітання за один цикл вимірювань. Вони не забезпечують видачу конкретних даних щодо ресурсу та ймовірного дефекту, а також не вказують на конкретну несправність паливної апаратури.

Крім того, такі засоби не дають повного уявлення про значну кількість діагностичних параметрів, що ускладнює аналіз отриманої інформації про стан паливної апаратури. Усе це зумовлює необхідність розроблення сучасних засобів діагностування та відповідного програмного забезпечення, тобто електронних автоматизованих систем.

Електронні автоматизовані системи створюють умови для розв'язання проблеми діагностування на принципово новій індустріальній основі. Вони дають змогу виконувати значну частину операцій технічного діагностування за допомогою блоків електронної установки з видачею кінцевого результату про стан об'єкта у вигляді оцінок: «придатний», «непридатний», «норма», «менше норми», «більше норми», категорія якості тощо. При цьому процес діагностування паливної апаратури може здійснюватися безперервно за заданою оптимальною програмою у певній закономірній послідовності.

Для перевірки прецизійних елементів паливної апаратури авторами запропоновано пристрій для діагностування прецизійних пар паливного насоса та форсунок дизеля (рис. 1.1). Під час діагностування прецизійних елементів за допомогою такого пристрою його по черзі приєднують до вузлів дизельної паливної апаратури, після чого нагнітають паливо в порожнину відповідного елемента. За часом падіння тиску визначають технічний стан елемента без його демонтажу з двигуна.

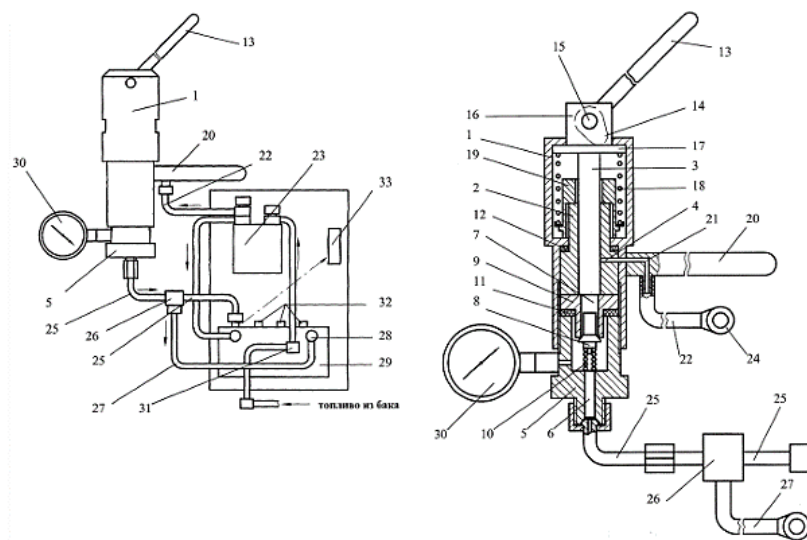


Рис. 1.1. Пристрій для діагностування прецизійних пар паливного насоса та форсунок дизеля

Науковцями запропоновано стенд для випробування насос-форсунок і форсунок дизельних двигунів (рис. 1.2). Його конструкція дає змогу виконувати діагностування як звичайних форсунок, так і насос-форсунок з механічним або електронним керуванням. Крім того, стенд забезпечує достатню точність визначення контрольованих параметрів за відносно невеликої трудомісткості виконання діагностичних робіт.

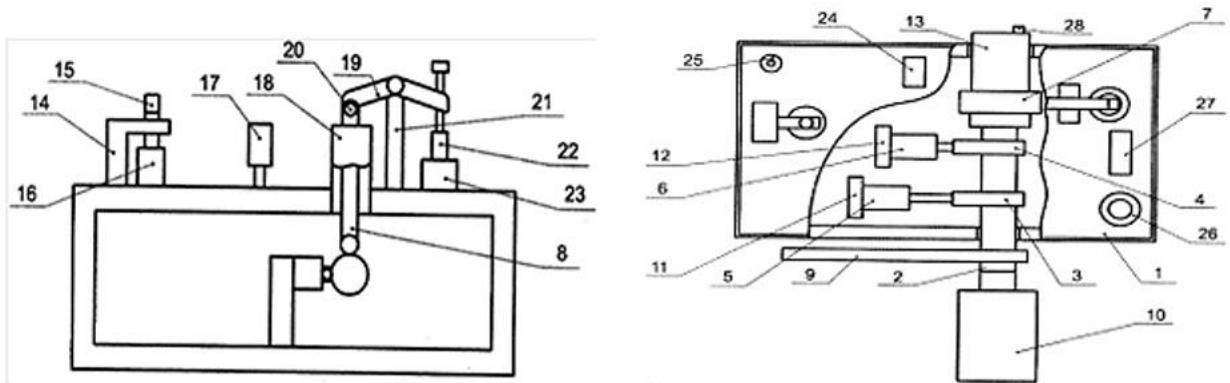


Рис. 1.2. Стенд для випробування насос-форсунок та дизельних форсунок двигунів

1-корпус; 2 - приводний вал; 3,4,7 – кулачки; 5 - паливний насос плунжерного типу; 6 - паливний насос, що підкачує; 8 – нижній кінець штовхача; 9 – ручний важіль; 10 – електродвигун; 11,12,14 – кронштейни; 13 – втулці; 15 – форсунка; 16 - камера упорскування; 17 – манометр (датчик тиску); 18 - напрямна втулка; 19 - коромисла; 20 – датчик сили; 21 – верхній кінець стійки; 22 - насос-форсунка, що випробовується; 23 - камера упорскування; 24 – манометр (датчик тиску); 25 - щуп; 26 - кришка заливного отвору для палива; 27 - термінал (індикатор); 28 - контакт електросхеми.

Фірма Berman, Aisenberg & Platt розробила пристрій для діагностування насос-форсунок (рис. 1.3). Привід кулачкового вала в ньому здійснюється безпосередньо від стенда, призначеного для регулювання паливної апаратури. Насос-форсунка жорстко закріплюється в Сам-Вох, який забезпечує приведення плунжера насос-форсунки в рух.

Однак цей пристрій має певні обмеження у використанні. Зокрема, він не дає можливості діагностувати насос-форсунки з різною величиною ходу плунжера, а також насос-форсунки з електронним керуванням.



Рис. 1.3. Cam-Box для випробування насос-форсунок

1.3. Конструктивні та оціночні характеристики насос-форсунок

У паливній апаратурі з насос-форсунками розрізняють структурні та діагностичні параметри. Елементи насос-форсунки, які належать до структурних параметрів, зокрема знос і зазор, безпосередньо характеризують технічний стан окремих деталей вузла. Під час визначення технічного стану паливної апаратури з насос-форсунками її діагностичні параметри переважно опосередковано відображають стан структурних параметрів елементів, оскільки залежать від них. У процесі діагностування структурний параметр, який визначається прямим вимірюванням, одночасно може виступати і як діагностичний параметр.

Основним завданням діагностування є вибір конкретних несправностей та визначення поточних значень структурних параметрів, порушення яких призводить до втрати працездатності насос-форсунки. Висновок про її технічний стан робиться на основі порівняння з еталонними або нормативними значеннями.

На рис. 1.4 наведено схему структурних елементів і конструктивно-регулювальних параметрів паливної апаратури з насос-форсунками дизельних двигунів, щодо яких може здійснюватися діагностування.

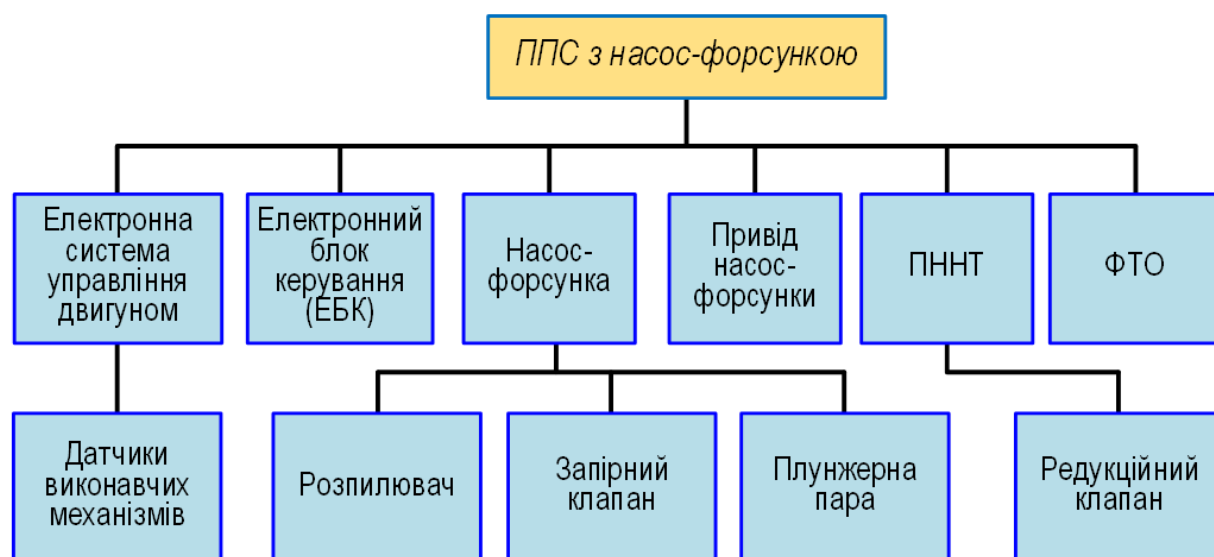


Рис. 1.4. Структурні елементи ППС з насос-форсункою

Працездатність кожного елемента та його складових частин визначається сукупністю регламентованих показників їх технічного стану, тобто структурними параметрами. На етапі аналізу паливної апаратури як об'єкта діагностування необхідно обрати достатню й водночас необхідну кількість структурних параметрів. Їх вибір в ідеальному випадку має забезпечувати відсутність помилок пропуску несправного стану та помилкового відбраковування справних елементів, які при побудові діагностичних моделей називають помилками першого і другого роду.

Оціночними показниками якості роботи паливної апаратури є значення діагностичних параметрів. Водночас їх перелік значною мірою визначається методами, засобами та умовами проведення діагностування. У зв'язку з цим доцільно виконати аналіз “споживчих” властивостей діагностичних параметрів за різних методів діагностування.

Проведений аналіз свідчить, що найбільш повну інформацію про стан структурного параметра під час безрозбірного діагностування дає аналіз процесу паливоподачі за тиском палива в лінії нагнітання.

Зазвичай як діагностичні параметри використовують характерні показники кривих тиску палива в лініях високого тиску (ЛВТ) біля штуцера насоса та штуцера форсунки, а також у лінії низького тиску (ЛНТ) у головці насоса. До них належать: середній тиск упорскування; усереднений тиск у ЛНТ; тривалість подачі по плунжеру; максимальний тиск у ЛВТ; середнє значення $dP/d\varphi$ у ЛВТ від початку нагнітання до першого максимуму; залишковий тиск у ЛВТ; параметри подрібнення упорскування на пусковому режимі; циклова подача палива, отримані шляхом обробки відповідних кривих, наведених на рис. 1.5-1.8:

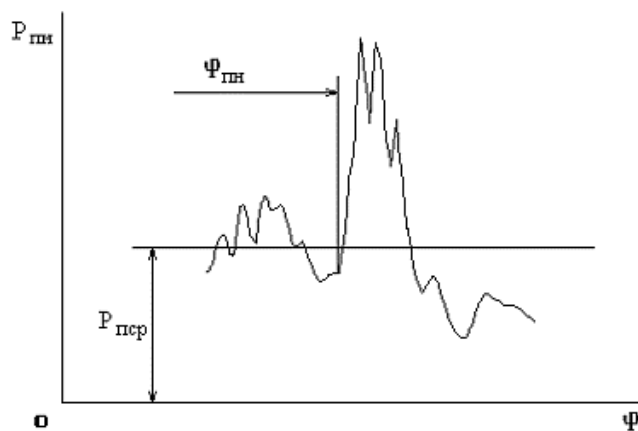


Рис. 1.5. Тиск у ЛВТ на виході.

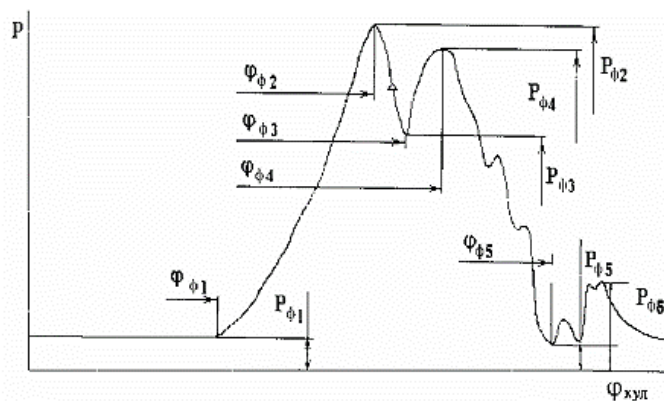


Рис. 1.6. Тиск палива у форсунці.

Діагностичні параметри: $\varphi_{\phi 1}$ - кут у момент початку підвищення тиску; $P_{\phi 1}$ - Тиск при $\varphi_{\phi 1}$; $\varphi_{\phi 2}$ - Кут при першому максимумі відповідний тиску; $P_{\phi 2}$; $\varphi_{\phi 3}$ - кут при першому мінімумі відповідний тиску $P_{\phi 3}$; $\varphi_{\phi 4}$ - кут при другому максимумі відповідний тиску $P_{\phi 4}$; $\varphi_{\phi 5}$ - Кут в момент закінчення упорскування

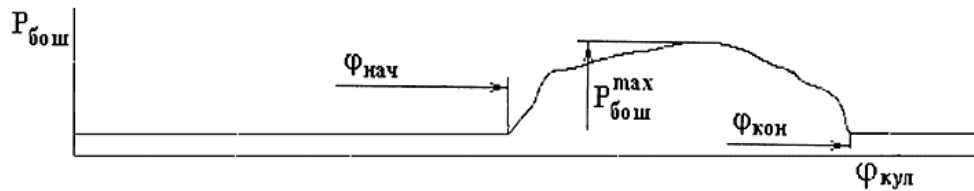
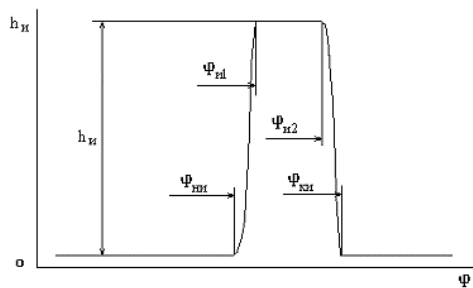
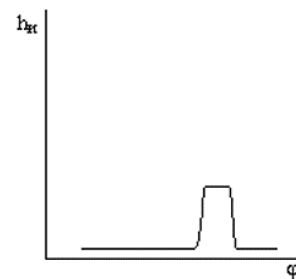


Рис. 1.7. Тиск у датчику-витратомірі Бош.

Діагностичні параметри: $\varphi_{\text{почат.}}$ - кут, що відповідає початку упорскування палива; P_{Bosh} - максимальне значення тиску упорскування датчика Бош; $\varphi_{\text{кінц.}}$ - кут в момент закінчення упорскування палива; $\varphi_{\text{почат.}} - \varphi_{\text{кінц.}}$ - тривалість упорскування.



а) номінальний режим



б) режим холостого ходу

Рис. 1.8. Хід голки форсунки

Діагностичні параметри: $\varphi_{\text{п.г.}}$ - кут в момент початку підйому голки; $\varphi_{\text{г.1}}$ - кут, що відповідає повному ходу голки; $\varphi_{\text{г.2}}$ - кут, що відповідає початку посадки голки; $\varphi_{\text{к.г.}}$ - кут в момент посадки голки на сідло; $h_{\text{г}}$ - хід голки.

При діагностуванні паливної апаратури за зазначеними характеристиками оцінку її працездатності виконують за осцилограмами процесу впорскування шляхом виділення характерних ділянок. За осцилограмами тиску впорскування палива та їх розташуванням відносно позначки ВМТ можна виявити більшість несправностей паливної апаратури. Діагностування здійснюють шляхом порівняння еталонної та досліджуваної осцилограм, отриманих на одному й тому самому режимі роботи двигуна. Їх аналіз дає змогу встановити, що зміщення максимуму осцилограми відносно

ВМТ та нахил ділянки лінії початку подачі характеризують стан плунжерної пари, розпилювача, штовхача та приводу насос-форсунки. Ордината ділянки падіння тиску внаслідок початку підйому голки визначає зусилля затягування пружини форсунки та стан прецизійної пари “голка – корпус розпилювача”. Максимальний тиск палива характеризує стан отворів розпилювача. Цей метод дозволяє визначати кут випередження подачі палива в кожному циліндрі, максимальну і мінімальну частоти обертання колінчастого вала, кути випередження впорскування, що встановлюються автоматичною муфтою, а також зусилля затягування пружини. Крім того, виявляються зноси плунжерних пар, знос, обрив і закоксованість розпилювальних отворів, заклинювання плунжерів і голок розпилювачів, поломки пружин запірних клапанів, голки розпилювача та плунжерів.

Водночас слід зазначити, що наведені методики діагностування є досить трудомісткими та потребують застосування спеціального обладнання. У зв’язку з цим одним із головних напрямів зниження експлуатаційних витрат на технічне обслуговування і ремонт є удосконалення процесів технічного обслуговування шляхом впровадження діагностичних засобів і методів, які дають змогу зменшити трудомісткість робіт та підвищити точність постановки діагнозу.

1.4. Шляхи підвищення ефективності роботи паливної апаратури дизеля

Дослідження процесів, що відбуваються у паливній апаратурі дизельних двигунів, найбільш ефективно виконувати за допомогою програм комп’ютерного моделювання робочих процесів. Це дає змогу уникнути тривалих натурних випробувань насос-форсунок.

Наявні на сьогодні програмні комплекси призначені для математичного моделювання процесів паливоподачі та комп’ютерної оптимізації систем упорскування. Крім того, вони використовуються для розрахунків, дослідження і проєктування паливної апаратури безпосередньої дії та систем акумуляторного типу, зокрема з електронним керуванням.

Інноваційною складовою таких програм є наявність засобів для розроблення перспективних технічних рішень і технологій світового рівня.

Вони застосовуються для проєктування та оптимізації паливних систем з електроннокерованим упорскуванням палива і тиском до 300...400 МПа, що дозволяє скоротити строки та зменшити вартість створення перспективних дизельних двигунів.

На відміну від ряду конструкторських завдань, оптимізація характеристики упорскування, кількості, діаметра та орієнтації сопел розпилювача нині здебільшого виконується експериментальним шляхом. Основною причиною цього є відсутність у широкій практиці достатньо адекватного програмного забезпечення. Інтенсивний розвиток Computational Fluid Dynamic (CFD), який реалізує тривимірне моделювання руху газу та впорскуваного палива, поки що не забезпечує практично відчутних результатів. Це пояснюється значною трудомісткістю розрахунків, що може становити сотні годин на потужних комп'ютерах, а також потребою у 5...15 днях для підготовки вихідних даних і недостатньою достовірністю отриманих результатів. Тому говорити про широке використання таких програм для інженерних оптимізаційних розрахунків поки що передчасно.

Найбільш поширені програми BOOST (AVL), WAVE (Ricardo), GT Power (Gamma Technologies), які базуються на термодинамічному підході, мають обмежені можливості щодо оптимізації параметрів паливної апаратури. Крім того, вони є досить дорогими для українських споживачів, оскільки вартість їх встановлення на одне робоче місце становить 4...6 тис. грн.

Оптимізація робочого процесу є єдиним науково обґрунтованим способом формування вимог до найважливіших показників упорскування і, відповідно, до паливної апаратури. До таких показників належать кількість і діаметр сопел, тиск та характеристика упорскування, режимні характеристики тощо. Після уточнення вимог, вибору типу та основних конструктивних рішень вихідного варіанта або кількох варіантів паливної апаратури, з метою уникнення тривалих натурних випробувань доцільно застосовувати її комп'ютерну дискретну та параметричну оптимізацію. Для вирішення поставлених у цьому дослідженні завдань ми використовуємо спеціалізований програмний комплекс «Впорскування».

РОЗДІЛ 2. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ І РЕМОНТУ НАСОС-ФОРСУНОК КОМБАЙНОВИХ ДИЗЕЛІВ

2.1. Обґрунтування об'єкта дослідження

Паливні системи з насос-форсунками виготовляють різні фірми, зокрема Bosch, Delphi, Detroit Diesel Allison, Lucas, Cummins та інші. Більшість таких систем оснащені електроннокерованими пристроями, які забезпечують регулювання моменту початку впорскування та кількості палива, що подається. Аналіз основних конструкцій насос-форсунок показав, що принцип роботи більшості з них є практично однаковим. У зв'язку з цим для досліджень було обрано насос-форсунку Bosch 0414701019, яка є однією з найбільш поширених в автотракторних дизельних двигунах об'ємом від 10,6 до 16 л і широко використовується у сільськогосподарському виробництві України. Зокрема, вона застосовується на дизелях сучасних високопродуктивних посівних комплексів, бурякозбиральної, кормозаготівельної та сінозаготівельної техніки, тракторів, а також автомобілів, призначених для перевезення сільськогосподарської продукції.

Оцінювання параметрів роботи цієї насос-форсунки, яке виконується шляхом діагностування паливної апаратури, має містити кількісні характеристики, що дають змогу оцінити параметри її функціонування в межах допустимих значень, установлених заводом-виробником. Як оціночні характеристики насос-форсунки будемо розглядати її діагностичні показники, тобто такі, які можна визначити та зафіксувати без розбирання насос-форсунки. До них, наприклад, належать якість розпилювання, що оцінюється під час перевірки на стенді, циклова подача, яка визначається витратоміром стенда, та інші параметри.

Як структурні параметри необхідно приймати ті показники, які у процесі експлуатації насос-форсунки самовільно змінюються або коригуються під час її технічного обслуговування чи ремонту шляхом регулювання або заміни деталей. Наприклад, у процесі експлуатації через порушення теплового зазору

між коромислом і штовхачем відбувається зношування штовхача та змінюється зусилля натягу пружини плунжера. Через використання забрудненого палива змінюється ефективний прохідний переріз сітчастого фільтра, відбувається зношування прецизійних елементів, зокрема плунжерної пари, клапанного вузла та розпилювача. Також можливі заклинювання плунжерної пари, втрата герметичності запірного конуса клапана, прямої частини клапана і запірного конуса голки. Крім того, порушується гідроциліндрність прямої частини голки розпилювача, змінюється ефективний прохідний переріз отворів розпилювача. У процесі роботи також може змінюватися зазор між якорем та електромагнітом, зусилля переднатягу пружини клапана, хід клапана, а також порушуватися щільність посадки заглушок технологічних отворів та інші параметри.

Поелементний аналіз конструкції насос-форсунки Bosch 0414701019 дав змогу визначити для неї 5 діагностичних і 24 структурні параметри. Для більш повного уявлення про структурні та діагностичні параметри, які найбільш істотно впливають на робочі процеси насос-форсунки, їх доцільно подати у вигляді загальної схеми (рис. 2.1).

З метою виявлення всіх експлуатаційних і конструктивних факторів, що впливають на робочий процес насос-форсунки, було виконано її повне розбирання та проаналізовано функціональне призначення кожної деталі, принцип її роботи і роль у загальному процесі функціонування. Наприклад, керуючий електромагнітний клапан безпосередньо керує процесом відкриття та закриття голки розпилювача. Під час роботи насос-форсунки, коли запірний клапан закритий, тиск палива в підигольній порожнині розпилювача зростає, унаслідок чого відбувається підйом голки розпилювача і, відповідно, впорскування палива.

Встановлено, що в конструкції насос-форсунки можна виділити 4 основні робочі елементи: нагнітальний елемент, тобто плунжерну пару; керуючий елемент – електромагнітний клапан; розпилювальний елемент – розпилювач; а також несучий елемент – корпус.

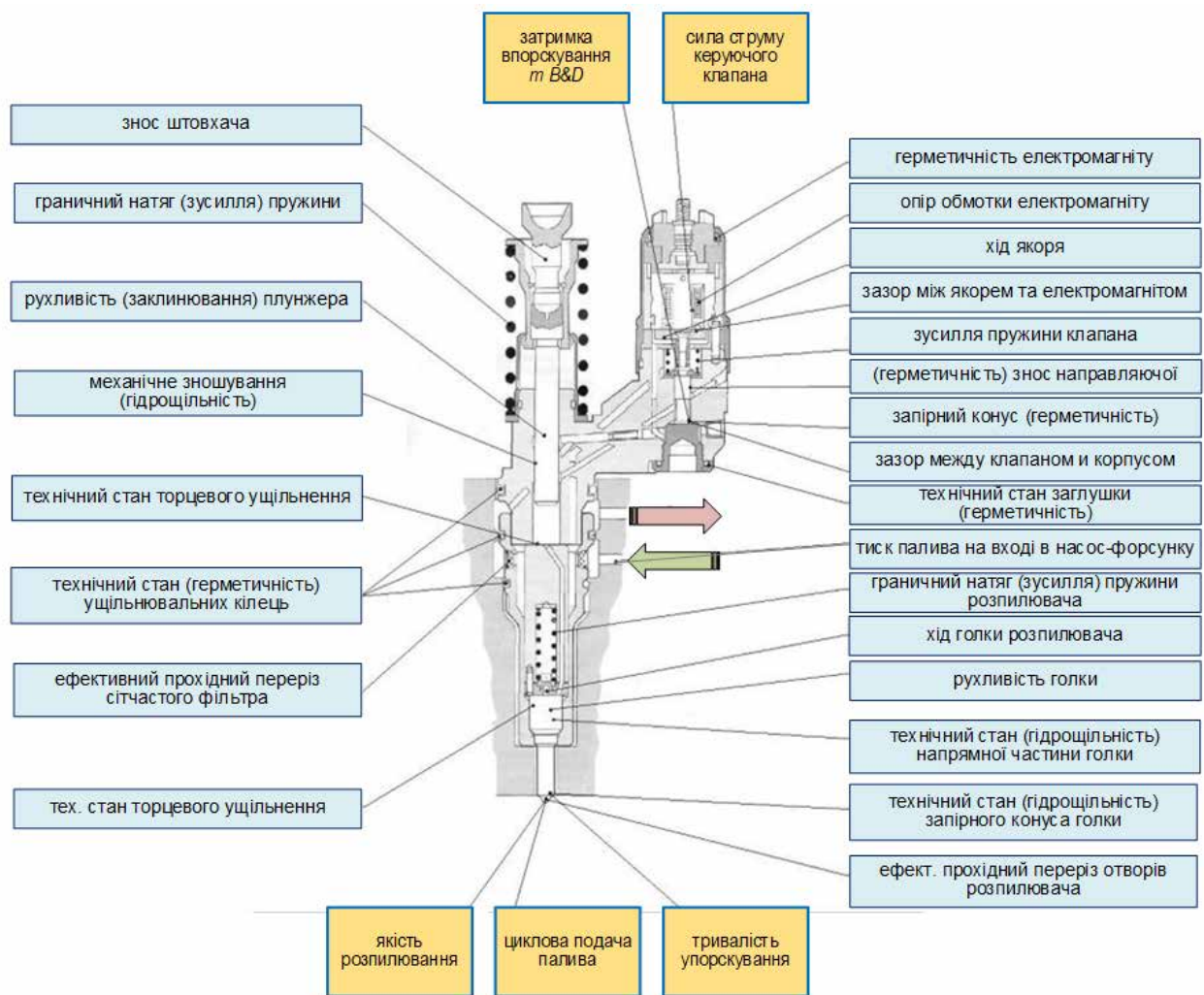


Рис. 2.1 Найбільш значущі структурні та діагностичні (у рамці) параметри насос-форсунки 0414701019 Bosch

Вплив на робочий процес нагнітальної частини здійснюють такі параметри: зношування штовхача, зусилля пружини плунжера, рухливість плунжера та гідроциліність плунжерної пари. Для керуючої частини важливими є герметичність електромагнітного клапана, опір обмотки електромагніта, зазор між якорем і електромагнітом, зусилля пружини електромагніта, гідроциліність напрямної частини клапана, герметичність запірної конуса клапана та хід клапана. На роботу розпилювальної частини впливають зусилля пружини розпилювача, хід голки розпилювача, рухливість голки, гідроциліність напрямної частини голки, герметичність запірної конуса голки та ефективний прохідний переріз отворів розпилювача. Для несучої частини визначальними є технічний стан торцевого ущільнення між корпусом і проставкою, а також між

проставкою і розпилювачем, герметичність ущільнювальних кілець та заглушок технологічних отворів, ефективний прохідний переріз сітчастого фільтра. Основними діагностичними параметрами визначено циклову подачу, якість розпилювання, тривалість впорскування, силу струму керуючого клапана та затримку впорскування.

Робочий процес насос-форсунки можна представити у вигляді інформаційної моделі, у якій вона розглядається як багатопараметрична система (рис. 2.2). Робочий процес S насос-форсунки визначається сукупністю її структурних параметрів X . Складові вектора X є коригувальними та змінюються у процесі роботи. До них належать: гідрощільність прецизійних деталей, хід голки розпилювача, зусилля пружини та хід якоря, герметичність запірного конуса клапана, ефективний прохідний переріз отворів розпилювача тощо. У цій системі некерованим є вхід Y , складовими якого виступають якість палива, природно-кліматичні умови, добові й сезонні коливання температури та інші фактори.

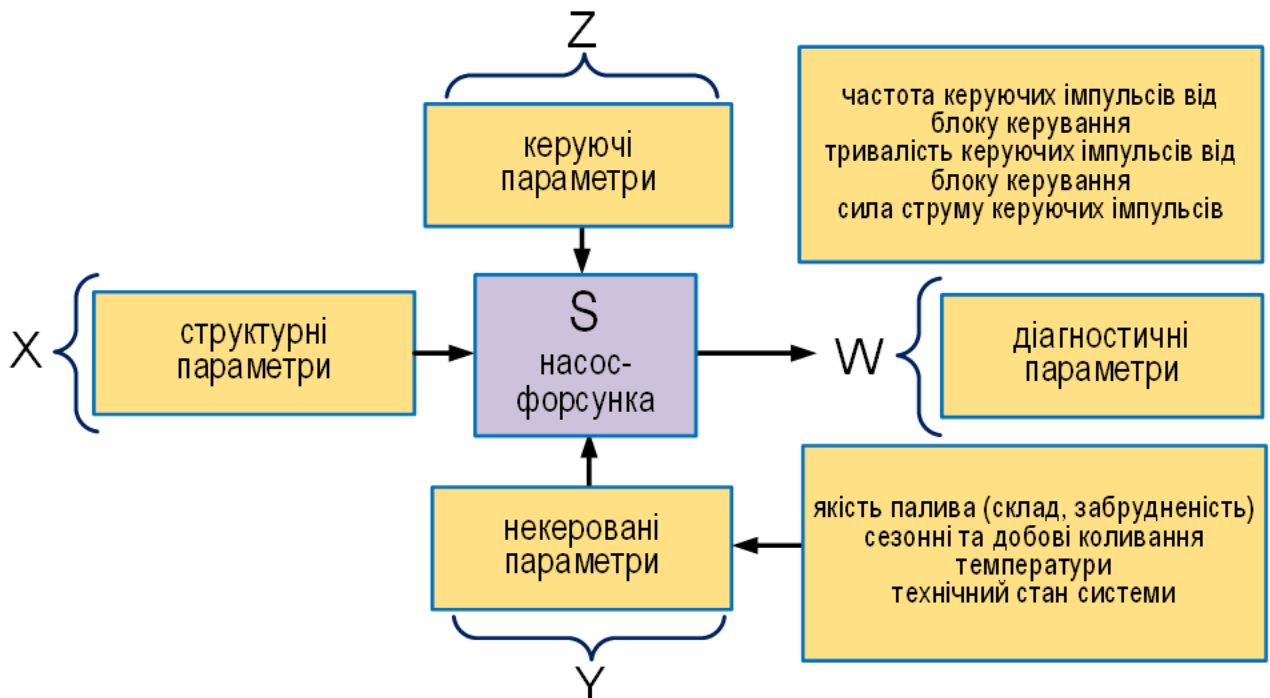


Рис. 2.2 Інформаційна модель функціонування насос-форсунки

Складові вектора Z є керуючими факторами цієї моделі. До них можна віднести частоту та тривалість імпульсів, які керують електромагнітом, силу

струму керуючого імпульсу, тиск підкачування в ЛНТ, форму кулачка та інші параметри. Значення вихідного діагностичного параметра вектора W безпосередньо залежить від стану вхідних параметрів:

$$W = S\{X, Y, Z\}, (2.1.)$$

де S - оператор перетворення вхідних параметрів, що визначає критерій оптимальності системи в цілому або узагальнений показник її якості, заданий в аналітичній формі.

Для оцінювання роботи насос-форсунок шляхом діагностування їхніх параметрів необхідно використовувати кількісні характеристики. Це дає змогу визначити відповідність показників роботи допустимим значенням. Критерії функціонування системи визначаються таким чином:

$$w_i^\Phi \leq [w_{i \text{ доп}}], W^\Phi \leq [W_{\text{доп}}], (2.2.)$$

де W^Φ і w_i^Φ – відповідно, фактичний стан насос-форсунки та сукупність оціночних показників насос-форсунки.

Якщо фактичне значення W^Φ і w_i^Φ менше або рівні її допустимим значенням $W_{\text{доп}}$ і $w_{i \text{ доп}}$, то насос-форсунка у справному стані. При виході будь-якого діагностичного параметра за допустимі межі необхідно здійснювати вплив на систему шляхом зміни одного з керованих параметрів насос-форсунки з метою приведення її робочих показників до штатного стану. Якщо такого результату досягти не вдається, потрібно змінювати конкретний структурний параметр шляхом його регулювання, відновлення або заміни відповідної деталі.

Далі були визначені види впливу на кожен структурний параметр. Вони можуть виконуватися безпосередньо на двигуні (D), на безмоторних стендах (C) або потребувати повного розбирання вузла (R). Відповідно зазначається, чи необхідне при цьому виконання демонтажно-монтажних робіт (M), або ж можна обійтися без таких операцій (O). Впливати на показники структурних параметрів можна: (З) – шляхом заміни деталей, наприклад, у разі порушення рухливості плунжера або голки розпилювача, герметичності ущільнювальних кілець, заглушок, електромагніта, опору обмотки електромагніта,

гідрощільності розпилювача та ефективного прохідного перерізу отворів розпилювача; (В) – шляхом відновлення, зокрема рухливості плунжера, герметичності запірного конуса клапана, запірного конуса голки розпилювача, шліфування торцевих ущільнень, очищення щілинних фільтрів; (Р) – шляхом регулювання, наприклад, зміни переднатягу пружини плунжера клапана, пружини голки розпилювача, ходу якоря, повітряного зазору, ходу клапана та регулювання тиску палива на вході в насос-форсунку. Для оцінювання значущості структурних параметрів щодо їх впливу на діагностичні показники конкретної насос-форсунки було проаналізовано всі виявлені зв'язки структурних параметрів (рис. 2.3).

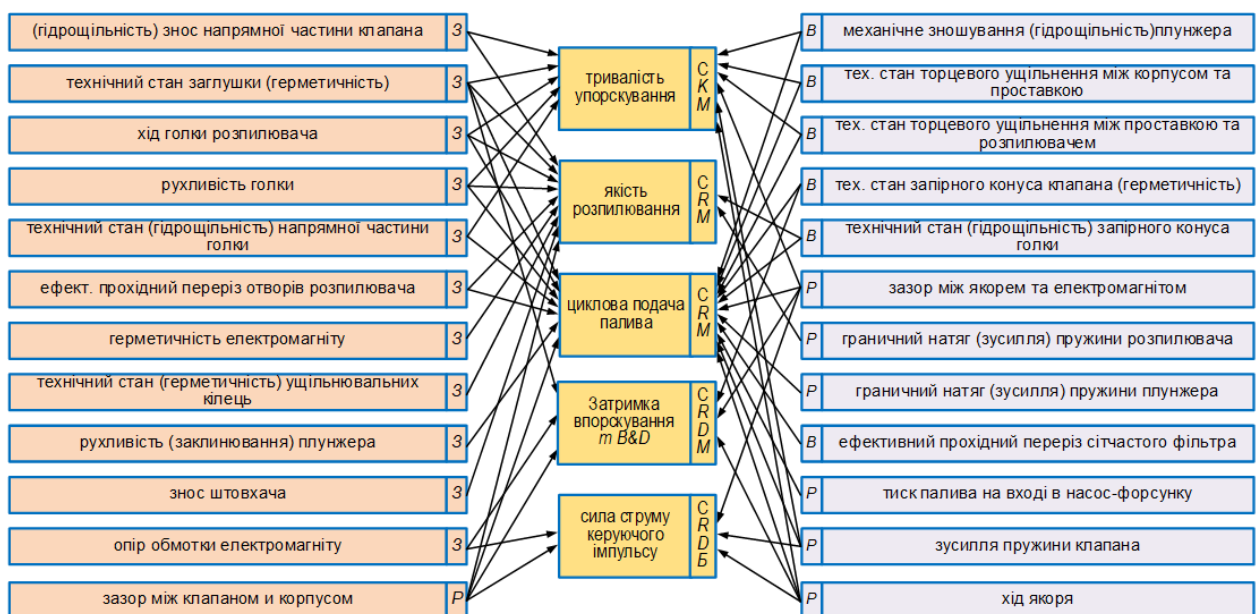


Рис. 2.3 Вплив структурних параметрів насос-форсунки на її діагностичні параметри

Аналіз отриманої схеми показав, що найпростіше впливати на діагностичні параметри насос-форсунки шляхом зміни структурних параметрів електромагнітного запірного клапана, оскільки саме параметри його роботи значною мірою визначають циклову подачу, тривалість впорскування, затримку впорскування і силу струму насос-форсунки відповідно до заводської технології. Водночас важливо зазначити, що рекомендований процес регулювання запірного клапана є найбільш трудомістким, потребує складного

обладнання та високої кваліфікації виконавців.

З метою підтвердження теоретичних висновків щодо впливу зміни структурних параметрів на діагностичні показники нами було проведено статистичний аналіз відмов і несправностей паливної апаратури з насос-форсунками на спеціалізованому підприємстві з сервісного обслуговування паливних систем за період з 2010 по 2025 роки. Аналізувалися вузли та деталі насос-форсунок з електронним керуванням виробництва Bosch. Слід зазначити, що досліджувалися насос-форсунки з порушенням працездатності, які при цьому ще забезпечували певну подачу палива. Насос-форсунки з повною відмовою з дослідження виключалися.

Аналіз несправностей насос-форсунок дав змогу сформулювати статистичні дані щодо найбільш поширених причин виходу з ладу насос-форсунок Bosch (табл. 2.1). Те, що сумарне відсоткове співвідношення всіх відмов перевищує 100%, пояснюється наявністю на окремих насос-форсунках одночасних відмов кількох елементів. Як і очікувалося, працездатність насос-форсунок значною мірою, до 95% можливих відмов, визначається станом її прецизійних вузлів. Якщо розглядати сукупність відмов, то найбільша їх частка припадає на розпилювач – до 95%, при цьому його заміна не потребує складних технологій і значних трудомістких операцій. Друге місце за частотою відмов займає запірний клапан – до 75%. Серед окремих ремонтних позицій найпоширенішою несправністю є порушення герметичності запірного конуса клапана, яке трапляється у 40% випадків. На інші види несправностей припадає мінімальна частка відмов.

Загалом основні дефекти насос-форсунок зводяться до зношування золотникової частини клапана і корпусу, заклинювання та задирів прецизійних поверхонь, кавітаційного й ерозійного руйнування розподільних кромek клапана і корпусу, корозійного пошкодження напрямних поверхонь, а також дефектів плунжерних пар. Зношування прецизійних елементів і збільшення витоку палива через нещільності призводять до зниження корисної продуктивності насос-форсунок. Для її оцінювання можна використовувати

напрацювання насос-форсунки, годинну подачу або середню циклову подачу палива.

Таблиця 2.1

Статистика відмов насос-форсунок Bosch

№ п/п	Найменування	Характеристика	Співвідношення
1	Клапан	Порушення герметичності запірного конуса	40%
2		Збільшення зазору між клапаном та електромагнітом	15%
3		Зношування прямої частини (втрата гідроцильності)	20%
4	Плунжер	Механічний знос (втрата гідроцильності)	5%
5		Заклинювання	1%
6	Електромагніт	Порушення герметичності ущільнювальних кілець	0,5%
7		Дефект обмотки (замикання, розрив)	1,5%
8	Розпилювач	Механічна поломка пружини голки	9%
9		Порушення герметичності запірного конуса	30%
10		Механічні ушкодження торцевих ущільнень	2%
11		Зношування прямої частини голки (втрата гідроцильності)	30%
12		Закоксування отворів розпилювача	4%
13		Зниження тиску упорскування	20%
14	Штовхач	Механічний знос	1%
15	Сітчастий фільтр	Забруднення	1,6%
16	Корпус	Механічний знос	7%
17		Іржа	3%

Оскільки заміна клапанного вузла або його ремонт потребують виконання трудомістких операцій і застосування складних технологій, особливий інтерес становить більш детальне дослідження процесів, що відбуваються із запірним клапаном. Зокрема, необхідно дослідити та обґрунтувати величину допустимих відхилень технічного стану запірного клапана від номінального значення, за яких не спостерігається помітного порушення діагностичних показників.

2.2. Оптимізація математичного опису функціонування дизельної насос-форсунки

Наведений у першому розділі аналіз програмного забезпечення, призначеного для моделювання процесів у паливній системі дизельного двигуна, показав, що сучасні розрахункові методи мають достатньо високу точність і достовірність кінцевих результатів. Це дає змогу використовувати їх, зокрема, для моделювання процесів, які відбуваються в гідромеханічних системах паливної апаратури дизелів. Перевірку адекватності математичної моделі можна здійснювати шляхом порівняння характеристик упорскування, отриманих розрахунковим способом, із результатами експериментальних досліджень.

Водночас необхідно зазначити, що всі розглянуті математичні моделі розроблені переважно для розрахунку та оптимізації паливної апаратури і не враховують зміну технічного стану насос-форсунки, яка неминуче виникає у процесі її експлуатації. Оскільки метою цієї роботи є вдосконалення діагностування паливної апаратури, для розрахунково-чисельного дослідження необхідно внести певні доповнення до існуючих методик, які враховують витоки у прецизійних з'єднаннях та зміну перебігу рухомих елементів.

Під час математичного моделювання процесів, що відбуваються в лінії високого тиску паливної апаратури, її розглядали як сукупність характерних елементів: акустично довгих гідравлічних зв'язків, порожнин, клапанів, регулюючих елементів типу жиклера, золотників тощо. Такий підхід дозволяє значною мірою спростити розрахунки, підвищити стійкість обчислень, зменшити їх тривалість, а також спростити підготовку й алгоритм формування вихідних даних.

У математичній моделі насос-форсунки були прийняті окремі припущення, які є загальноприйнятими. Так, під час розгляду процесів у трубопроводах не враховували тривимірність течії, зниження швидкості звуку під впливом гідродинамічного тертя при використанні розв'язку Д'Аламбера, а також зміну швидкості звуку залежно від тиску.

При моделюванні процесів, що проходять у насос-форсунці, не враховували динамічний напір, а кілька порожнин об'єднували між собою. Золотники, клапани та інші подібні елементи розглядали як місцеві опори. Тертя в напрямних клапанах не враховували, а властивості палива описували за допомогою емпіричної залежності.

Конструктивно паливна апаратура з насос-форсункою містить акустичні елементи, наприклад канал підведення палива до розпилювального апарата. Тому нехтування хвильовими збуреннями, кінцевою швидкістю їх поширення та інтерференцією в таких елементах могло б призвести до спотворення швидкоплинного процесу подачі палива.

Дослідження зміни цих параметрів у відомих методиках не передбачено, тому вони були введені як сталі величини. Розробку математичної моделі насос-форсунки доцільно починати із запірного електромагнітного клапана, оскільки характеристика впорскування палива значною мірою визначається саме характером його роботи, що було доведено в розділі 2.1 цієї роботи.

Для теоретичного дослідження робочого процесу клапана необхідно розглянути конструкцію гідравлічно розвантаженого запірного клапана насос-форсунки Bosch з оцінюванням ряду його параметрів, зокрема діаметрів каналів, кута запірного конуса сідла і клапана, зусилля пружини якоря, ходу якоря тощо.

Складемо робочу схему функціонування клапана (рис. 2.4) для двох його робочих положень: відкритого та закритого. Однією з важливих і необхідних умов роботи електромагнітного клапана є максимально швидке його закриття із забезпеченням повної герметичності, а також відсутність протитиску з боку палива, яке проходить через нього на злив під час переміщення клапана. Зважаючи на те, що в багатьох програмах розрахунку паливної апаратури широко застосовують рівняння балансів і витрат у граничних умовах, запишемо рівняння об'ємного балансу для кожної порожнини насос-форсунки.

Для надплунжерної порожнини насос-форсунки з електронним керуванням упорскування палива рівняння об'ємного балансу з урахуванням

руху плунжера $\frac{dh_{пл}}{dt}$, руху клапана $\frac{dh_{кл}}{dt}$, втрат через плунжер $Q_{пл}^{від}$, через клапан $Q_{вих.}$ через направляючу клапана $Q_{нап.кл.}^{від}$ має наступний вид [28]:

$$\frac{dP_{пл}}{dt} = \frac{1}{V_{пл.} \cdot \beta_{пл.}^{эф.}} \left[S_{пл} \frac{dh_{пл}}{dt} - S_{кл.} \frac{dh_{кл}}{dt} - Q_{вих} - Q_{пл.}^{від} - Q_{нап.кл.}^{від} - Q_{роз}^{від} \right], (2.3.)$$

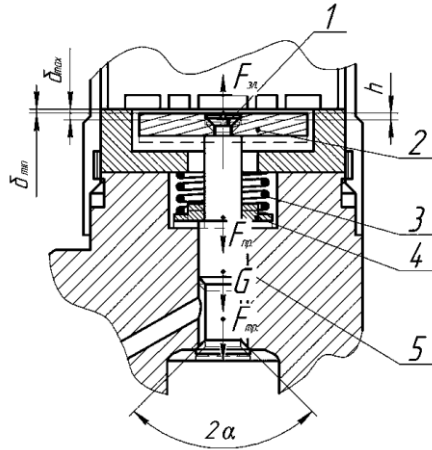


Рис. 2.4. Схема роботи запірного клапана насос-форсунки (відкрите положення показано пунктиром)

1 – гвинт, 2 – якор, 3 – пружина електромагнітного клапана, 4 – пружний штовхач, 5 – голка клапана, δ та δ_1 – повітряний зазор між якорем і електромагнітом у відкритому та закритому положеннях, h – хід якоря, α – напівкут конуса сідла клапана, $F_{пруж.}$ – зусилля пружини як $F_{ел.}$ – електромагніту.

З рівняння Бернуллі, безперервності потоку рідини через різні перерізи впливає, що у відкритому положенні клапана витрата палива $Q_{пл}$, що виходить з надплунжерної порожнини в підклапанну дорівнює витраті палива $Q_{вих.}$, що виходить з підклапанної порожнини на злив:

$$Q_{вих.} = \mu S_{кл.} \sqrt{\frac{2 \cdot P_{пл.} - P_{під.}}{\rho}}, (2.4.)$$

де: S - Площа перерізу клапанної щілини запірного клапана, m^2 ;

$P_{пл.}$, $P_{під.}$ - Тиск палива в надплунжерної порожнини та підкачування, МПа;

ρ - Щільність палива, kg/m^3 .

Площа перерізу клапанної щілини запірного клапана:

$$S_{кл.} = \pi \cdot h_{кл.} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{кл.}}{2}\right) \left[2r_2 - h_{кл.} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{кл.}}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{кл.}}{2}\right) \right], (2.5.)$$

де: r_2 - радіус конуса, м.м.

$\alpha_{кл.}$ - напівкут конуса сідла клапана.

Таким чином, підставивши вираз 2.3 до 2.2 отримуємо:

$$Q_{\text{вих.}} = \mu \cdot \pi \cdot h_{\text{кл.}} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{\text{кл.}}}{2}\right) \left[2r_2 - h_{\text{кл.}} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{\text{кл.}}}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{\text{кл.}}}{2}\right) \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{пл.}} - P_{\text{під.}}}{\rho}}, \quad (2.6.)$$

Даний вираз дає змогу описати витрати палива в різних перерізах паливних порожнин. Водночас у ньому не враховано низку показників, зокрема витоки палива через радіальні зазори в напрямних частинах плунжера, клапана та розпилювача.

Як зазначалося раніше, під час виконання гідродинамічного розрахунку нових насос-форсунок такими витоками можна знехтувати через їх незначну величину. Проте при розрахунку робочих процесів у насос-форсунках, які вже перебували в експлуатації, мають певне зношування деталей і знижену гідроцільність прецизійних з'єднань, а також у насос-форсунках після поточного ремонту без заміни прецизійних деталей, ігнорувати наявні витоки недоцільно. У зв'язку з цим запропоновану математичну модель гідродинамічного розрахунку було доповнено відповідними виразами.

Передусім дослідимо вплив втрат палива через радіальний зазор у прецизійних з'єднаннях. У насос-форсунці наявні три основні прецизійні елементи: плунжерна пара, розпилювач і запірний клапан.

Враховуючи зміни в'язкості палива від тиску за допомогою формули. Втрати через радіальний зазор у плунжерній парі знайдемо за формулою:

$$Q_{\text{пл.}}^{\text{від.}} = \frac{\pi \cdot \delta_{\text{пл.}}^3 \cdot P_0 \cdot d_{\text{пл.}}}{12 \cdot \eta_0 \cdot L_{\text{пл.}} \cdot \ln c} \cdot \left(1 - \frac{1}{c^{P_{\text{пл.}}/P_0}} \right), \quad (2.7.)$$

де: $\delta_{\text{пл.}}$ - радіальний зазор в плунжерній парі, м.

P_0 - атмосферний тиск, МПа.

$d_{\text{пл.}}$ - діаметр направляючої плунжера, м.

$L_{\text{пл.}}$ - довжина прямої частини плунжера, м. н.

η_0 - в'язкість при дійсній температурі в зазорі, Па·с.

Втрати через напрямну голку розпилювача знайдемо за формулою:

$$Q_{\text{роз.}}^{\text{від.}} = \frac{\pi \cdot \delta_{\text{г.}}^3 \cdot P_0 \cdot d_{\text{г.}}}{12 \cdot \eta_0 \cdot L_{\text{г.}} \cdot \ln c} \cdot \left(\frac{1}{c^{P_{\text{під.}}/P_0}} - \frac{1}{c^{P_{\text{пл.}}/P_0}} \right) + 0,5\pi \cdot U_{\text{г.}} \cdot \delta_{\text{г.}} \cdot d_{\text{г.}}, \quad (2.8.)$$

де: $\delta_{\text{г.}}$ - радіальний зазор в напрямній частині голки, м.

d_{Γ} - діаметр напрямної голки, м-код.

L_{Γ} - довжина напрямної частини голки, м.

U_{Γ} - швидкість циліндричного тіла голки, м/с.

Втрати через радіальний зазор у напрямній частині клапана знайдемо за формулою:

$$Q_{\text{нап.кл.}}^{\text{від.}} = \frac{\pi \cdot \delta_{\text{кл.}}^3 \cdot P_0 \cdot d_{\text{кл.}}}{12 \cdot \eta_0 \cdot L_{\text{кл.}} \cdot \ln c} \cdot \left(\frac{1}{C^{P_{\text{пл.}}/P_{\text{під.}}}} \right), \quad (2.9.)$$

де: $\delta_{\text{кл.}}$ - Радіальний зазор у напрямній частині клапана, мкм.

$d_{\text{кл.}}$ - діаметр напрямної клапана, мм.

$L_{\text{кл.}}$ - довжина напрямної частини клапана, мм.

Незважаючи на те, що наведені рівняння є достатньо відомими, їх вплив на робочі показники насос-форсунки суттєво зростає при збільшенні радіальних зазорів унаслідок її напрацювання.

На тиск у надплунжерній порожнині насос-форсунки значною мірою впливають хід клапана та тривалість керуючого імпульсу. У зв'язку з цим необхідно визначити переміщення клапана, для чого скористаємося таким виразом:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum F, \quad (2.10.)$$

де: m - маса рухомого елемента, кг

$\sum F$ – сума сил, які діють рухомий елемент, Н.

Підставивши всі сили, що діють на запірний клапан, отримаємо вираз визначення переміщення клапана:

$$\frac{d^2 h_i}{dt^2} = \frac{1}{m_{\text{кл.}}} [\sigma_{\text{кер.}} \cdot F_{\text{ел.магн.}} - P_{\text{пл.}} - P_{\text{пл.}} \cdot F_{\text{кл.}} + F_{\text{пр.як.}} + c_{\text{пр.як.}} \cdot h_{\text{кл.}} - F_{\text{тpe}} - G_{\text{кл.}}]. \quad (2.11.)$$

де: $m_{\text{кл.}}$ - сумарна маса клапана, якоря, гвинта, шайби та пружини, кг;

$F_{\text{кл.}}$ - площа клапанної щілини, м²;

$\sigma_{\text{кер.}}$ – ступінчаста функція ($\sigma_{\text{кер.}} = 1$ при $h = h$, $\sigma_{\text{кер.}} = 0$ при $h = 0$, $h = h_{\text{max}}$);

$F_{\text{ел.магн.}}$ - зусилля електромагніту, Н;

$F_{\text{пр.як.}}$ - попередня затяжка пружини якоря, Н;

$G_{\text{кл.}}$ - вага клапана, кгм/с²;

$c_{\text{пр.як.}}$ - жорсткість пружини якоря, Н/м.

Силою, що змінюється в даному виразі є електромагнітна сила $F_{\text{ел.магн.}}$, яка змінюється в процесі переміщення якоря. Для її визначення запишемо диференціальний вираз:

$$F_{\text{ел.магн.}} = \frac{1}{2} \cdot i^2 \cdot \frac{dL}{d\delta}, \quad (2.12.)$$

де i - струм, що протікає в контурі $i = \text{const}$, А;

L - індуктивність контуру, Гн;

δ - зазор між електромагнітом та клапаном, м;

Індуктивність електромагнітної котушки знаходиться за формулою:

$$L = w^2 \cdot \frac{\mu \cdot S}{\delta}, \quad (2.13.)$$

де: w - число витків в обмотці електромагніту;

μ - магнітна проникність палива у зазорі між якорем та електромагнітом;

S - площа якоря електромагніту, м;

$$F_{\text{ел.магн.}} = \frac{i^2 \cdot w^2 \cdot \mu \cdot S}{2\delta}, \quad (2.14.)$$

де: $\delta = \delta_{\text{max}} - h_{\text{кл.}}$ це різниця максимального повітряного зазору до переміщення клапана – максимальний повітряний зазор залежить від напруження насос-форсунки.

Ми отримали систему рівнянь, що описують процеси, що відбуваються в насос-форсунці з урахуванням втрат у радіальних зазорах у напрямній частині клапана, через напрямну голки розпилювача, через радіальні зазори у напрямних частинах плунжера:

$$\begin{cases} \frac{dP_{\text{нл}}}{dt} = \frac{1}{V_{\text{нл}} \cdot \beta_{\text{нл}}^{\text{эф}}} \left[S_{\text{нл}} \frac{dh_{\text{нл}}}{dt} - S_{\text{кл}} \frac{dh_{\text{кл}}}{dt} - Q_{\text{вых}} - Q_{\text{нл}}^{\text{ym}} - Q_{\text{нан.кл}}^{\text{ym}} - Q_{\text{рас}}^{\text{ym}} \right] \\ \frac{d^2 h_{\text{кл}}}{dt^2} = \frac{1}{m_{\text{клан}}} \left[\sigma_{\text{упр}} \cdot \frac{i^2 \cdot w^2 \cdot \mu \cdot S}{2\delta_{\text{max}} - 2h_{\text{кл}}} - F_{\text{пр.якор}} - c_{\text{пр.якор}} \cdot h_{\text{кл}} - P_{\text{нл}} - P_{\text{под}} \cdot S_{\text{кл}} - F_{\text{трє}} - G_{\text{кл}} \right] \end{cases} \quad (2.15)$$

Таким чином, отримані рівняння дають підстави стверджувати, що на

зміну характеристик насос-форсунки в процесі експлуатації впливатимуть радіальні зазори у прецизійних з'єднаннях та повітряний зазор між якорем і електромагнітом. Залежності зміни радіальних зазорів у прецизійних з'єднаннях від напрацювання насос-форсунки відомі та мають лінійний характер, якщо не враховувати періоди обкатки і граничних зносів. Для насос-форсунок з електронним керуванням основними дефектами, що обмежують їх ресурс, є зношування прецизійних поверхонь золотникової частини запірного клапана. Це зношування пов'язане з динамічною дією абразивних частинок, які рухаються з відносно високою швидкістю разом із паливом, що просочується через зазор, а також із механічною дією абразивних частинок, які защемляються в зазорі під час циклічної деформації прецизійних поверхонь. Ресурс клапанного вузла у більшості випадків обмежується заклинюванням і задирами клапана, а також втратою гідросzczільності через зношування напрямних поверхонь. У середньому близько 80% клапанних вузлів бракуються саме через зношування зазначених поверхонь і зниження гідравлічної щільності нижче допустимих меж.

Для розв'язання отриманої системи рівнянь також необхідно встановити залежність повітряного зазору між електромагнітом і якорем від напрацювання, оскільки у процесі експлуатації насос-форсунки зазор δ між електромагнітом і якорем зазвичай змінюється. Це пов'язано з механічним зношуванням замикаючого конуса клапана, що, у свою чергу, призводить до зміни жорсткості пружини клапана.

З метою визначення залежності зміни повітряного зазору між електромагнітом та якорем нами було проведено статистичний аналіз зазорів більш ніж у 240 насос-форсунках з різним напрацюванням. Слід зазначити, що розглядалися насос-форсунки як без порушення працездатності, так і з її порушенням, а також насос-форсунки, що повністю відмовили. Результати цих досліджень подано у вигляді графіка 2.5.

У результаті, знаючи фактичне напрацювання насос-форсунки, можна з високою ймовірністю визначити величину зазору між електромагнітом і якорем.

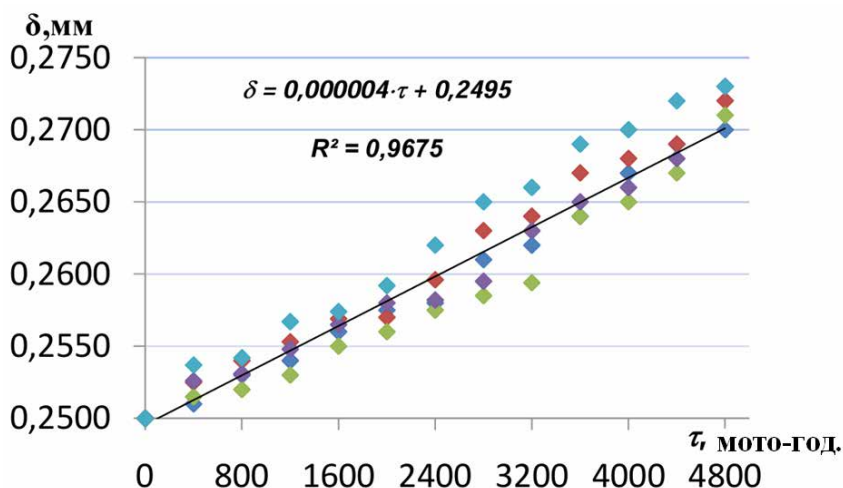


Рис. 2.5. Графік залежності повітряного зазору δ від напрацювання τ насос-форсунки

Встановлений зв'язок між напрацюванням насос-форсунки та радіальними зазорами в її прецизійних елементах, а також залежність від повітряного зазору між електромагнітом і якорем дають змогу реалізувати отримані закономірності в ПК «Уприскування» та надалі вдосконалити обчислювальний процес. У цьому випадку замість раніше фіксованих радіальних і повітряних зазорів у систему розрахунків вводяться параметри, що враховують фактичний технічний стан насос-форсунки. У нашому дослідженні отриманими виразами було доповнено математичну модель, реалізовану в програмному комплексі «Уприскування», на основі чого проведено розрахунково-чисельні дослідження насос-форсунки відповідно до теми дисертаційної роботи.

2.3. Оцінка розробленої математичної моделі насос-форсунки з експлуатаційним напрацюванням

Розрахунок робочого процесу насос-форсунки Bosch 0414701019 виконували з використанням спеціального програмного комплексу «Уприскування», який було доповнено запропонованими нами залежностями для врахування зміни втрат у прецизійних з'єднаннях та величини повітряного зазору. Будь-яка математична модель робочого процесу паливної системи

містить емпіричні коефіцієнти, від правильного вибору яких залежить точність отриманих результатів. Тому перед проведенням розрахункових досліджень необхідно виконати перевірку адекватності математичної моделі шляхом порівняння розрахункових даних із результатами експериментальних досліджень.

У таблиці, наведеній у додатку 1, подано вихідні базові дані для виконання розрахунків насос-форсунки дизеля DC11.03 з насос-форсункою Bosch 0414701019, які були прийняті для проведення факторних чисельних експериментів. Зазначені дані отримані з технічної характеристики, наданої заводом-виробником.

Результати розрахунку процесу подачі палива насос-форсункою Bosch 0414701019 представлені на рис. 2.6.

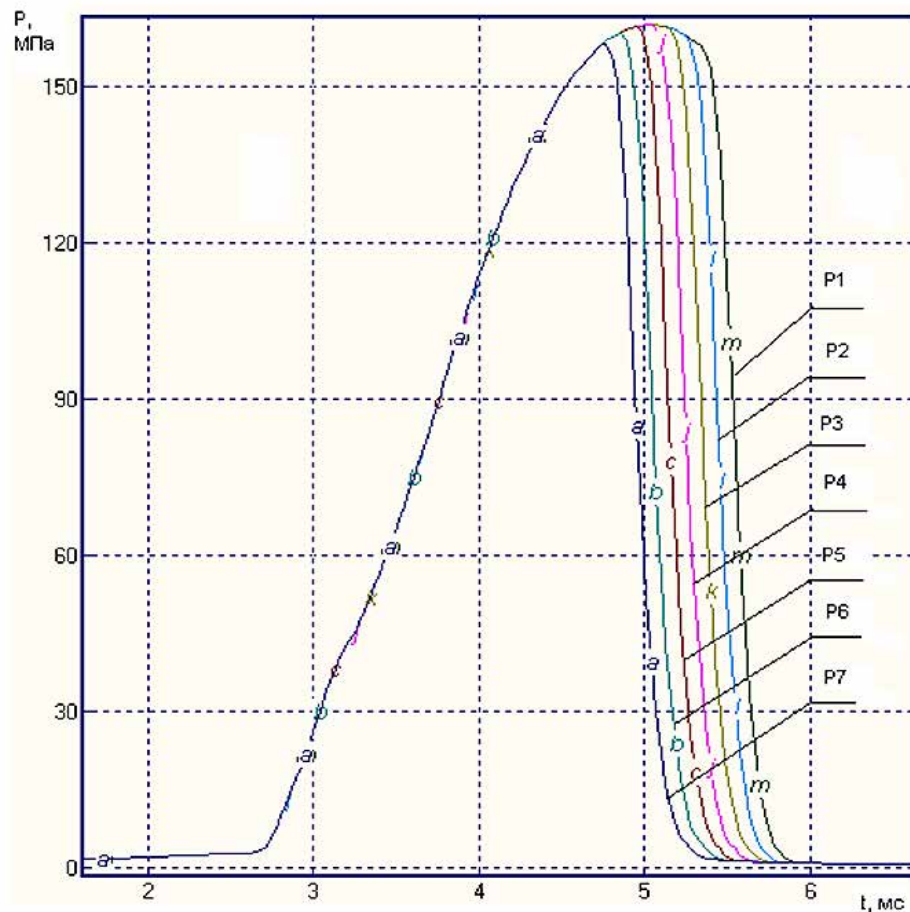


Рис. 2.6 Характеристика тиску палива надплунжерної порожнини при зміні тривалості впорскування при номінальній частоті обертання кулачкового валу.

З отриманих розрахунковим способом характеристик тиску палива (рис. 2.6) видно, що ПК «Впорскування», доповнений запропонованими нами виразами, які враховують зношування та напрацювання насос-форсунки, є працездатним і може надалі використовуватися для роботи з цією моделлю. Аналіз зміни характеристик тиску в надплунжерній порожнині показує, що максимальний тиск у цій порожнині адекватно відображає залежність від тривалості керуючого імпульсу.

Після розрахунку діагностичних параметрів, зокрема характеристики впорскування, були проведені експериментальні дослідження з метою ідентифікації математичної моделі щодо досліджуваної паливної апаратури.

Перевірка адекватності математичної моделі проводилася за критерієм Фішера. Дисперсійне співвідношення в цьому випадку має вигляд:

$$F_p = \frac{S_{ад.}^2}{S_{відтв.}^2}, \quad (2.16.)$$

Дисперсія адекватності визначається із співвідношення:

$$S_{ад.}^2 = [\sum(Y_p - Y_e)^2] / (N - n), \quad (2.17.)$$

Дисперсія відтворюваності визначається із співвідношення:

$$S_{відтв.}^2 = [\sum(Y_t - Y_{сер})^2] / (m - 1), \quad (2.18.)$$

Розрахункове значення критерію Фішера порівнюють з табличним значенням при вибраному рівні значущості та числі ступенів свободи:

$$f_1 = N - n, f_2 = m - 1, \quad (2.19.)$$

У разі співвідношення $F_p \leq F_{табл.}$ рівняння адекватне і може бути використане для моделювання досліджуваного процесу.

У нашому випадку як Y_t - поточного, $Y_{сер}$ - середнього та Y_e - експериментального значень функції відгуку є значення поточної, середньої та експериментальної циклової подачі ($g_{ц}$).

$N = 5$ т.к. кількість дослідів при кожному повітряному зазорі дорівнює п'яти;

$n = 1$ т.к. Значною величиною в моделі є повітряний зазор δ ;

$m = 25$ т.к. загальна кількість дослідів дорівнює 25.

Таблиця 2.2

Дані розрахунку дисперсії відтворюваності.

δ , мм	$(Y_t - Y_{cp})^2$	δ , мм	$(Y_t - Y_{cp})^2$	δ , мм	$(Y_t - Y_{cp})^2$	δ , мм	$(Y_t - Y_{cp})^2$	δ , мм	$(Y_t - Y_{cp})^2$
0,29	14,45	0,27	27,05	0,25	31,37	0,23	5,77	0,21	27,05
0,29	77,45	0,27	38,55	0,25	5,77	0,23	92,17	0,21	23,05
0,29	3,25	0,27	51,85	0,25	73,97	0,23	31,37	0,21	3,25
0,29	38,45	0,27	46,25	0,25	40,97	0,23	54,77	0,21	14,45
0,29	67,25	0,27	139,25	0,25	29,17	0,23	29,17	0,21	27,05

$$S_{\text{відтв.}}^2 = 993,8 / (25 - 1) = 42,36$$

$$F_p = 71,56 / 42,36 = 1,82$$

$$\text{Для } i f_2 = N - n = 4f_2 = m - 1 = 24 \cdot F_{\text{табл.}} = 2,78$$

Так як $F_p < F_{\text{табл.}}$ то модель адекватна з рівнем значущості 0,95. При аналогічному порівнянні адекватність експериментальних даних з базовим розрахунком, без урахування напрацювання, рівень значущості був меншим за 0,95

Експериментально отриману характеристику насос-форсунки з напрацюванням 4000 мото-годин порівнювали з розрахунковими даними, одержаними в ПК, як у базовому варіанті, так і з урахуванням запропонованих нами виразів.

Перевірка адекватності моделі за критерієм Фішера показала, що теоретичні та експериментальні дані мають позитивну збіжність при рівні значущості 95%. Отже, встановлені теоретичні залежності для розрахунку характеристики впорскування з урахуванням втрат палива через прецизійні з'єднання насос-форсунки та зміни повітряного зазору дають змогу визначати ймовірні показники її роботи з довірчою ймовірністю 95%.

На рис. 2.7 видно результати порівняння розрахункових характеристик упорскування з експериментальними, отримані в номінальному режимі та в режимі холостого ходу.

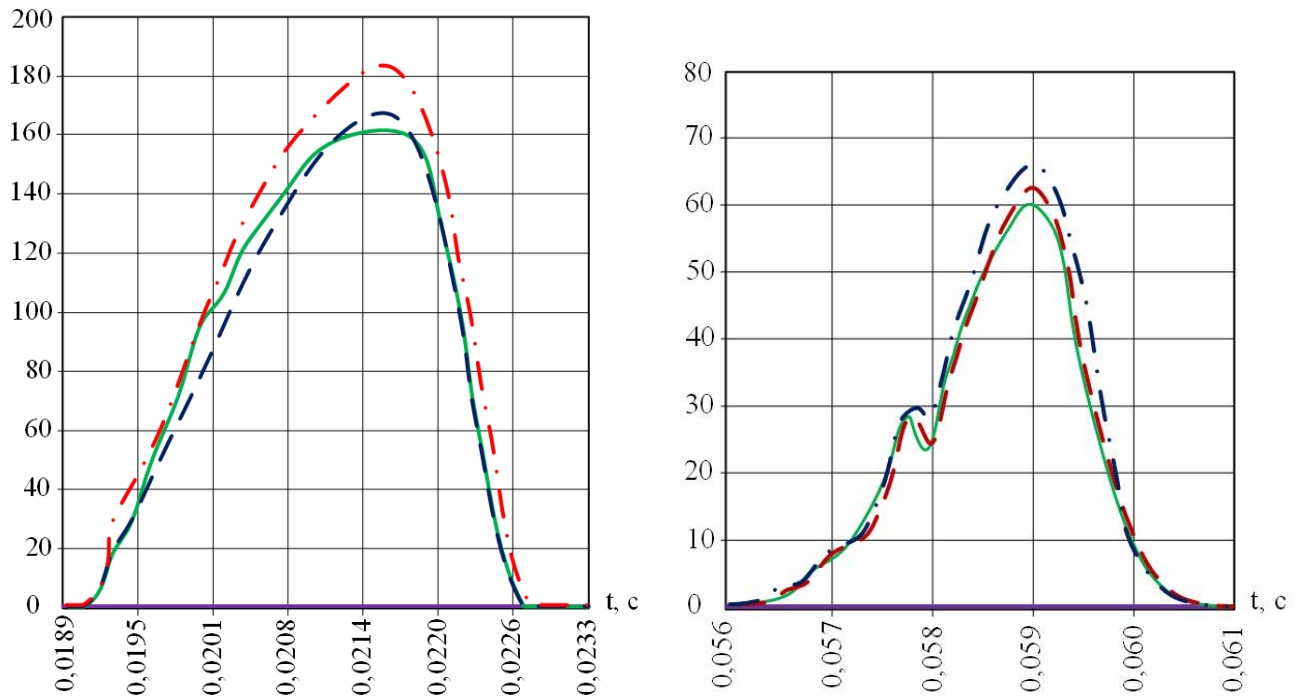


Рис. 2.7. Характеристики тиску палива в надплунжерній порожнині в номінальному режимі роботи (а) та в режимі холостого ходу (б) – експериментальні дані; – · – · – базовий розрахунок (без урахування напруцювання); – – – скоригований розрахунок (з урахуванням напруцювання).

2.4. Результати теоретичних досліджень

Як критерій працездатності паливної апаратури були прийняті допустимі значення діагностичних параметрів насос-форсунки, встановлені заводом-виробником.

Метою чисельних досліджень є визначення взаємозв'язків між структурними та діагностичними параметрами, а також обґрунтування їх допустимих значень. Результати розрахункових досліджень у роботі подано у вигляді тривимірних і двовимірних графіків (рис. 2.8). Проте для аналізу їх зручніше представляти у вигляді ізоліній, що дає можливість визначити допустимі відхилення всіх структурних параметрів за умови, що всі діагностичні параметри залишаються в установлених межах.

Аналіз дає підстави стверджувати, що циклова подача g_c перебуває в допустимій зоні при ході клапана в межах від 0,13 до 0,17 мм. При зміні тривалості керуючого імпульсу електромагніта від 2 до 3 мкс циклова подача

також залишається в допустимих межах.

Таблиця 2.3.

Допустимі значення діагностичних параметрів насос-форсунки фірми
Bosch 0414701019

Шифр	Діагностичні параметри	Допуск
D1	Циклова подача на номінальному режимі	208,4...235 мм ³ /цикл
D12	Циклова подача в режимі холостого ходу	23,9...49,6 мм ³ /цикл
D2	Якість розпилу	2 група «брызкоту»
D3	Тривалість упорскування на номіному режимі	2,6 мкс
D32	Тривалість упорскування в режимі холостого ходу	3,2 мкс
D4	Сила струму керуючого імпульсу	125 А
D5	Затримка впорскування точка B&D	±0,2 мкс

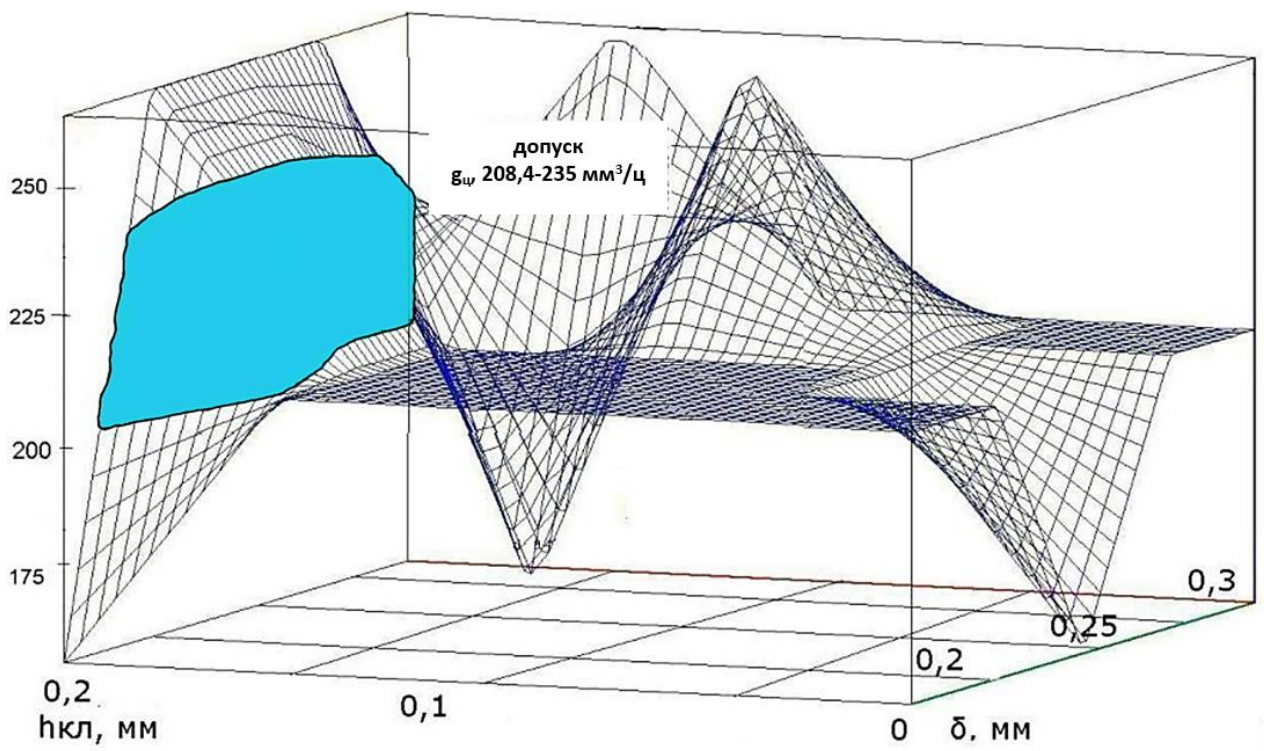


Рис. 2.8. Тривимірний графік залежності циклової подачі g_c від ходу якоря $h_{кл}$ та тривалості керуючого імпульсу електромагніту τ .

Аналіз залежностей основного показника роботи насос-форсунки – циклової подачі – за результатами двофакторних чисельних експериментів показує, що тривалість керуючого сигналу та хід електромагнітного клапана

істотно впливають на циклову подачу в широкому діапазоні їх зміни.

Аналогічним способом були проаналізовані графіки та отримані ізолінії циклової подачі $g_{\text{ц}}$ для інших структурних параметрів (малюнки представлені нижче).

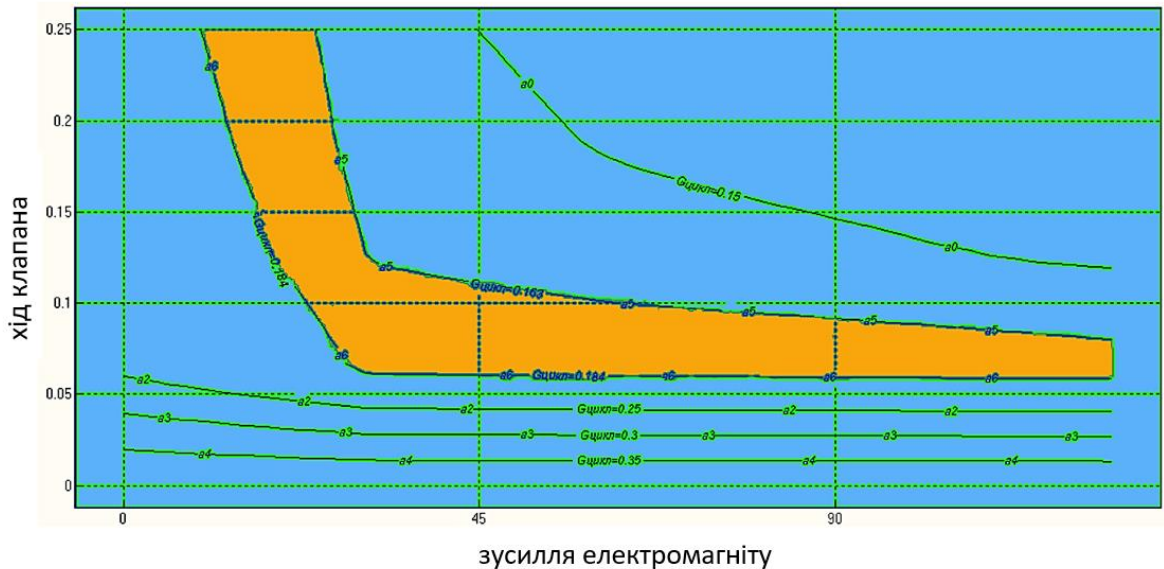


Рис. 2.9. Ізолінії залежності циклової подачі $g_{\text{ц}}$, мм³/ц від ходу клапана та електромагнітне зусилля в номінальному режимі (на темній ділянці показники роботи насос-форсунки знаходяться у допуску).

Подібним чином було встановлено суттєвий вплив на процес паливоподачі таких структурних параметрів, як хід і кут запірного конуса клапана, тиск зливу та зусилля пружини якоря. Також визначено вирази для математичного опису робочого процесу запірного клапана насос-форсунки. На основі проведених досліджень встановлено та обґрунтовано чисельні значення допустимих меж зміни структурних параметрів.

2.5. Допустимі відхилення параметрів насос-форсунки

Аналіз отриманих залежностей дав змогу вперше сформулювати таблицю допустимих відхилень структурних параметрів насос-форсунки Bosch 0414701019 (табл. 2.4). У цій таблиці наведено всі допустимі значення структурних параметрів насос-форсунки. Для кожного структурного параметра визначено режим випробування, за якого його вплив проявляється найбільш

виражено.

Таблиця 2.4.

Допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки
фірми Bosch 0414701019

Шифр	Структурний параметр	Допуск	Режими
1	2	3	4
S1	<u>Плунжерна пара</u> Гідрощільність плунжерної пари (радіальний зазор)	1,4...4,5 мкм	XX
S2	Заклинювання плунжера	не допускається	-
S3	Зусилля пружини плунжера	250 Н	-
S4	Зношування штовхача	до 9 мкм	
S5	<u>Електромагнітний клапан</u> Повітряний зазор	0,2...0,27 мм	-
S6	Герметичність запірного конуса клапана	0,1...0,2 мм ³ /с	-
S7	Хід якоря	0,13...0,17мм	Н
S8	Гідроплотність прямої частини клапана (радіал. зазор)	1,8...4,0 мкм	-
S9	Заїдання клапана	не допускається	XX
S10	Зусилля пружини клапана	110...170 Н	XX
S11	Герметичність заглушки каналу	втрати	-
S12	Герметичність корпусу електромагніту	не допускаються	-
S13	Опір обмотки електромагніту	втрати	Н
		не допускаються	Н
		0,9... 1,2 Ом	
S14	<u>Розпилювач</u> Тиск початку впорскування	28...30 МПа	XX
S15	Негерметичність за замикаючим конусом	не допускається	-
S16	Ефективний прохідний переріз сопел розпилювача (μf)	0,222...0,262мм ²	Н
S17	Гідроплотність прямої частини (радіальний зазор)	1,3...3,7 мкм	XX
S18	Хід голки розпилювача	0,2...0,45 мм	Н
S19	Рухливість голки (поломка пружини)	не допускається	-
S20	<u>Корпус</u> Герметичність ущільнювальних з'єднань	втрати	-
S21	Ефективний прохідний переріз сітчастого фільтра	не допускаються	Н
S22	Герметичність торцевих ущільнень між корпусом і проставкою	0,35...0,45 мм ²	-
S23	Герметичність торцевих ущільнень між проставкою та розпилювачем.	втрати	-
S24	Тиск підкачування	не допускаються	-
		0,4...0,75 МПа	Н

Як приклад у табл. 2.4 подано допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки дизеля DC11.03. Із 24 структурних параметрів для аналізу було відібрано 12, оскільки частина з них визначається візуальним способом і не може мати конкретно встановлених допусків.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Метою проведення експериментальних досліджень є перевірка результатів теоретичних досліджень, практичне вивчення закономірностей процесів, що відбуваються в насос-форсунках, а також встановлення факторів, які найбільшою мірою впливають на їх роботу.

3.1. Експериментальне дослідження насос-форсунок щодо визначення характеристики впорскування

Для проведення безмоторних випробувань експериментальної паливної системи з насос-форсункою було використано установку (рис. 3.1), зібрану на основі одноканального стенда КІ-354, призначеного для регулювання дизельної паливної апаратури.

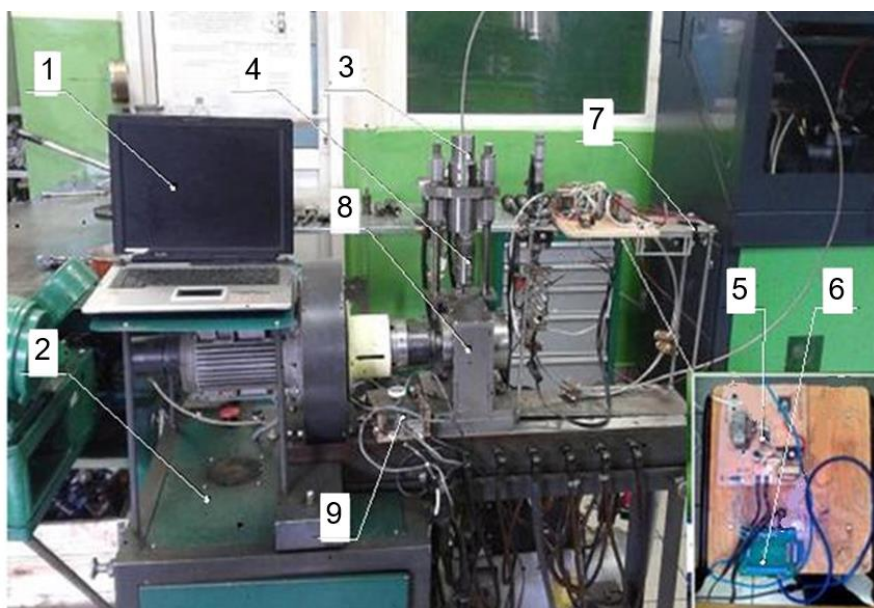


Рис. 3.1 Загальний вигляд експериментальної установки

1 – комп'ютер, 2 – стенд для випробування паливної апаратури КІ-354, 3 – приймальний блок, 4 – насос-форсунка, 5 – блок живлення з гальванічною розв'язкою, 6 – аналогово-цифровий перетворювач, 7 – пристрій для визначення характеристики впорскування, 8 – Cam-Box, 9 – блок керування насос-форсунки.

Стенд оснащений програмним забезпеченням «TNVD», яке дає змогу виконувати електронні вимірювання та відображати числові значення частоти обертання вала приводу насос-форсунки, а також кількості циклів подачі палива

досліджуваної насос-форсунки.

Для підтримання робочої температури палива у встановлених межах 20...40 °С у стенді передбачено систему термостабілізації. Температура палива, що надходило до насос-форсунки, контролювалася за допомогою стендового термометра ТПЖ-4.

У процесі тарування застосовувався аналого-цифровий перетворювач на основі ZET Lab, підключений до інтерфейсу персонального комп'ютера типу IBM 386 PC з тактовою частотою 62 МГц та оперативною пам'яттю 1 Мбайт.

Схема експериментальної системи з вимірювальним комплексом представлена на рис. 3.2. Вимірювальний комплекс функціонує таким чином. Досліджувана насос-форсунка 7 встановлюється в Sam-box 8, а на розпилювач герметично закріплюється приймальний штуцер 6. Електричний паливопідкачувальний насос із бака стенда 10 подає тестову рідину через фільтр до насос-форсунки 7. При випробуванні насос-форсунок з електронним керуванням використовується.

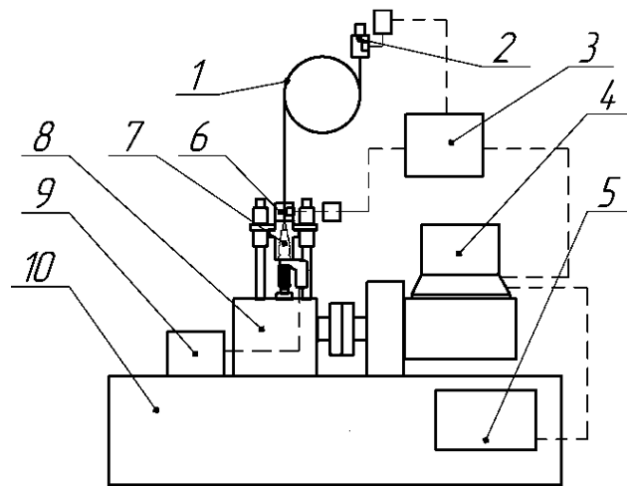


Рис. 3.2 Схема експериментальної установки

1-трубопровід; 2 - блок регулювання; 3- АЦП ZET Lab; 4 – персональний комп'ютер; 5 – панель керування стендом; 6 – приймальний штуцер; 7 - насос-форсунка; 8 – Sam-box; 9 – універсальний імітатор сигналів; 10 стенд КІ-354.

Паливо, що впорскується насос-форсункою 7 у трубопровід 1, спричиняє виникнення хвиль тиску, які перетворюються датчиками тиску та надходять на

вхід аналого-цифрового перетворювача 3. У ньому сигнал оцифровується і передається в пам'ять електронного блоку управління для подальшої обробки. Для гасіння хвиль тиску, що виникають під час упорскування, на кінці трубопроводу 1 встановлено електромагнітний клапан зі змінним ефективним прохідним перерізом відповідно до фактичного режиму роботи. Для створення протитиску впорскування в регулюючий блок 2 вмонтовано редукційний клапан, тиск відкриття якого приблизно відповідає тиску наприкінці такту стиснення в циліндрі двигуна.

Далі програма виконує обробку отриманих даних і виводить результати вимірювання на монітор. Застосування цієї методики дає змогу суттєво скоротити час, необхідний для оцінювання діагностичних параметрів під час випробування насос-форсунки.

Керування електромагнітом насос-форсунки здійснюється за допомогою універсального імітатора сигналів, а сила струму керуючих імпульсів вимірюється індуктивним датчиком, установленим на проводі живлення. Вимірювання тиску в лінії високого тиску насос-форсунки проводиться за допомогою датчика тиску, розміщеного в каналі корпусу насос-форсунки між плунжером і запірним клапаном, після чого результат вимірювання через АЦП передається на ПК.

Для проведення експериментальних досліджень використовувалася насос-форсунка виробництва фірми BOSCH з позначенням 0414701019.

Сигнал керування на насос-форсунку подавався від багатофункціонального імітатора сигналів, який повністю відтворює форму керуючих електромагнітних сигналів провідних виробників насос-форсунок, а також форсунок паливних систем типу Common Rail. Крім того, він може генерувати сигнал для керування регулятором тиску. Основні технічні характеристики імітатора наведено в таблиці 3.1.

Випробування проводилися на калібрувальній рідині Shell Calibration Fluid S.9365 DIN ISO 4113 (таблиця 3.2), призначеній для калібрування дизельної паливної апаратури. Калібрувальна рідина є сумішшю малов'язких мінеральних олив і спеціальних присадок, які забезпечують підвищення окисної

стабільності, захист від корозії та необхідну провідність, що сприяє зменшенню зношування агрегатів, які проходять випробування.

Таблиця 3.1

Основні технічні характеристики імітатора сигналів.

Параметр	Значення
Форма сигналу для насос-форсунок	Bosch, Denso, Delphi
Тривалість імпульсу, мс	0,15... 2,5
Крок завдання тривалості імпульсу, мс	0,01
Частота проходження імпульсів, мін^{-1}	100...1000
Частота ШІМ, Гц	1000
Крок завдання скважності ШІМ, %	0,1

Таблиця 3.2

Основні параметри рідини Shell Calibration Fluid S.9365 DIN ISO 4113

Параметр	Значення
Кінематична в'язкість при 40°C, $\text{мм}^2/\text{с}$	2,6
Щільність при 15°C, $\text{кг}/\text{м}^3$	820
Температура спалаху у відкритому тиглі, °C	80
Температура застигання, °C	-27
Специфікації/допуски: гідравлічні рідини:	ISO 4113, SAE, Robert Bosch - VS 15665-OL, Lucas - CAV

Реєстрація миттєвих значень тиску палива в ЛВТ проводилася тензометричними перетворювачами МД-200 V ТУ 4212-163-00227459-98 (рис. 3.3). Порожнина датчиків, що сприймає тиск палива, виготовлена із сплаву із вмістом титану 87%.



Рис. 3.3. Загальний вигляд тензометричного датчика серії МД

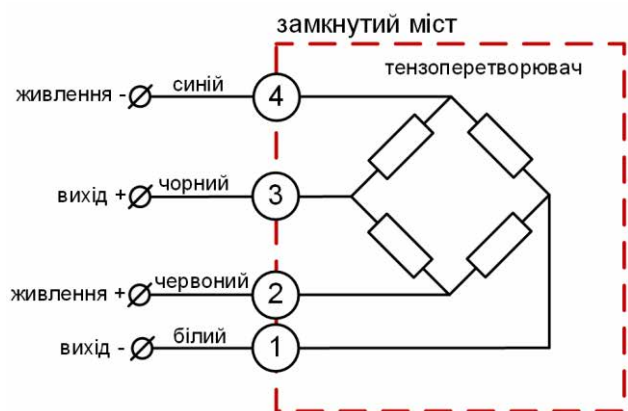


Рис. 3.4. Схема підключення тензоперетворювача МД-200V

Тарувальні значення тензоперетворювачів, що використовуються, наведені нижче:

- початкове значення вихідного сигналу, що відповідає нульовому значенню параметра, що вимірюється при температурі $20 \pm 5^\circ\text{C}$ – 10,25 мВ;
- кінцеве значення вихідного сигналу, що відповідає номінальному значенню параметра, що вимірюється при температурі $20 \pm 5^\circ\text{C}$ – 137 мВ.

Таблиця 3.3

Технічні характеристики тензоперетворювача МД-200 V

Параметр	Значення
Нелінійність U_d , %	$\pm 0,2$
Варіація U_d , %	$\pm 0,05$
Діапазон вихідного сигналу U_d при $+20^\circ\text{C}$, мВ	100...200
Початкове значення вихідного сигналу при $+20^\circ\text{C}$, мВ	± 10
Зміна початкового значення вихідного сигналу від температури % на 1°C	$\pm 0,05$
Зміна діапазону вихідного сигналу від температури % на 1°C	$\pm 0,05$
Діапазон робочих температур, $^\circ\text{C}$	-50... +125
Діапазон вимірюваних тисків, МПа	10...200
Номінальне значення тиску, МПа	200
Граничне значення тиску, МПа	235
Опір моста при температурі $+20^\circ\text{C}$, ком	$4,0 \pm 0,6$
Напруга живлення,	5

Дані тензоперетворювачі відповідають ТУ 25-7301.061-89. Параметри паливоподачі під час дослідження оцінювалися з використанням комп'ютера, аналого-цифрових перетворювачів та програмних засобів реєстрації.

Для посилення сигналу з тензодатчиком використовувався інструментальний підсилювач AD623 фірми Analog Devices. Devices

Коефіцієнт посилення підсилювача визначається резистором R_G номінал, якого розраховується за формулою:

$$R_G = \frac{100}{G-1}, \quad (3.1.)$$

де R_G - опір резистора, ком;

G - Необхідний коефіцієнт посилення.

Основні технічні характеристики підсилювача представлені таблиці 3.4.

Для зменшення впливу фоновому шуму на отримувані криві тиску підсилювач сигналу було встановлено безпосередньо поблизу датчиків тиску. Сигнальні дроти датчиків і кабель керування роботою форсунки виконані

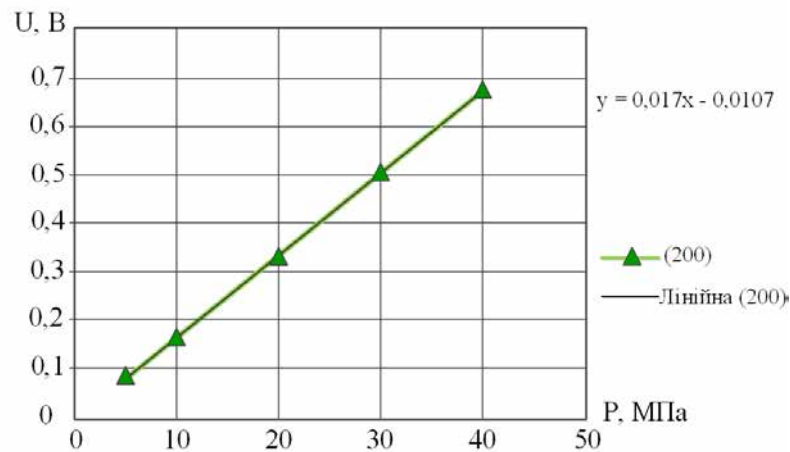
екранованими, при цьому екран заземлено.

Таблиця 3.4

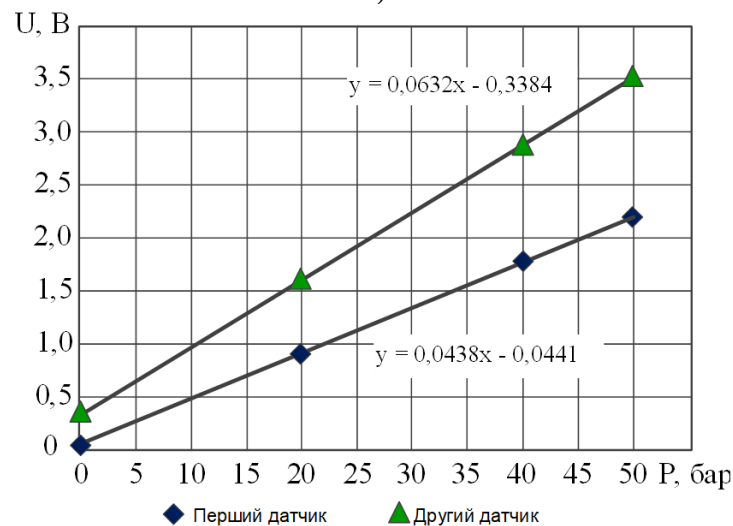
Основні технічні характеристики підсилювача AD623ARZ

Параметр	Значення
Напруга живлення,	5
Максимальний струм, що споживається, МА	575
Діапазон вибору G	1...1000
Смуга пропускання при $G > 10$, кГц	100
Точність при $G > 1\%$	0,35

На рис. 3.5. наведено графіки калібрування тензодатчиків із підсилювачами.



а)



б)

Рис. 3.5 Дані для калібрування

а) датчика тиску встановленого на насос-форсунці; б) датчика тиску встановленого на пристрої визначення характеристики впорскування.

Вимірювання сили струму виконували за допомогою датчика струму виробництва фірми BOSCH з позначенням 1687224969, який дає змогу вимірювати силу струму до 30 А.

Для дослідження систем паливоподачі було зібрано інформаційно-вимірювальний комплекс. До його складу входили ПК Hewlett-Packard, аналого-цифровий перетворювач ZET 210 та низка відповідних перетворювачів.

Модуль АЦП ZET 210 призначений для вимірювання параметрів сигналів у широкому частотному діапазоні з частотою дискретизації до 500 кГц, які надходять від різних первинних перетворювачів. Підключення до ПЕОМ та живлення модуля здійснюються через шину USB 2.0. Керування роботою модуля і збирання інформації виконуються безпосередньо за командами з комп'ютера.

У момент перемикання каналів від сигнального процесора надходить команда на початок перетворення для АЦП. Після завершення перетворення АЦП формує прапор готовності даних, після чого відбувається переривання в сигнальному процесорі. Далі сигнальний процесор зберігає отримані дані у внутрішній пам'яті для подальшої передачі контролеру USB.

Уся інформація з модуля ZET 210 надходить до комп'ютера. Спеціальна програма обробки сигналів «Zetlab» дає змогу записувати отримані дані та виконувати їх статичну обробку.

3.2. Обробка експериментальних даних

Статистичну обробку експериментальних даних виконували на персональному комп'ютері за допомогою стандартних програм спеціалізованого пакета обробки сигналів ResultViewer.

Відносна похибка вимірювання циклової подачі палива розраховувалася за такою формулою:

$$\Delta = \frac{\Delta g_i}{g_i} = \sqrt{\left(\frac{\Delta T}{T}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R}{R}\right)^2 + \left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2} \cdot 100\%, \quad (3.2.)$$

де $\frac{\Delta T}{T}$ - відносна похибка, пов'язана з таруванням вимірювальної апаратури;

$\frac{\Delta R}{R}$ - відносна похибка, спричинена самою апаратурою;

$\frac{\Delta M}{M}$ - відносна похибка, пов'язана з обробкою отриманих результатів.

Похибки обробки результатів викликаються особливостями цього процесу:

$$\frac{\Delta M}{M} = \left(\frac{0,01}{2 \cdot 0,05} \right) \cdot 100\% = 1\%, \quad (3.3.)$$

Загальна гранична помилка становитиме:

$$\Delta = \sqrt{2,55^2 + 0,7^2 + 1^2} \cdot 100\% = 2,8\%, \quad (3.4.)$$

Середньоквадратична помилка приймається рівною 1/3 граничною:

$$\sigma = \frac{2,8}{3} = 0,93\%, \quad (3.5.)$$

Аналогічним чином було визначено величини абсолютних та відносних помилок визначення інших величин.

3.3. Експериментальні дослідження технічного стану прецизійних елементів насос-форсунки

У зв'язку з тим, що основною причиною виходу з ладу насос-форсунок є зношування їхніх прецизійних елементів, нами запропоновано та апробовано спосіб поелементної перевірки насос-форсунок з електронним керуванням. Цей спосіб не потребує застосування спеціального обладнання, відзначається простотою виконання, незначною трудомісткістю та достатньою точністю діагностування.

Перед проведенням перевірки насос-форсунки плунжер жорстко фіксують, а опорну пробку клапана насос-форсунки демонтують. Замість розпилювача встановлюють перехідник, який з'єднується зі стендом для перевірки форсунок. Випробуваний клапан насос-форсунки підключають до модулятора, що шляхом зміни скважності сигналу дає змогу керувати положенням запірного елемента.

Суть способу перевірки полягає в наступному: від широтно-імпульсного модулятора 10 (рис. 3.9) на електромагніт клапана 1 подається сигнал, унаслідок чого клапан 1 закривається, роз'єднуючи порожнину високого тиску Д і зливний канал В. Паливо від стенда під високим тиском, до 35 МПа, через перехідник 9 надходить до відповідної порожнини насос-форсунки.

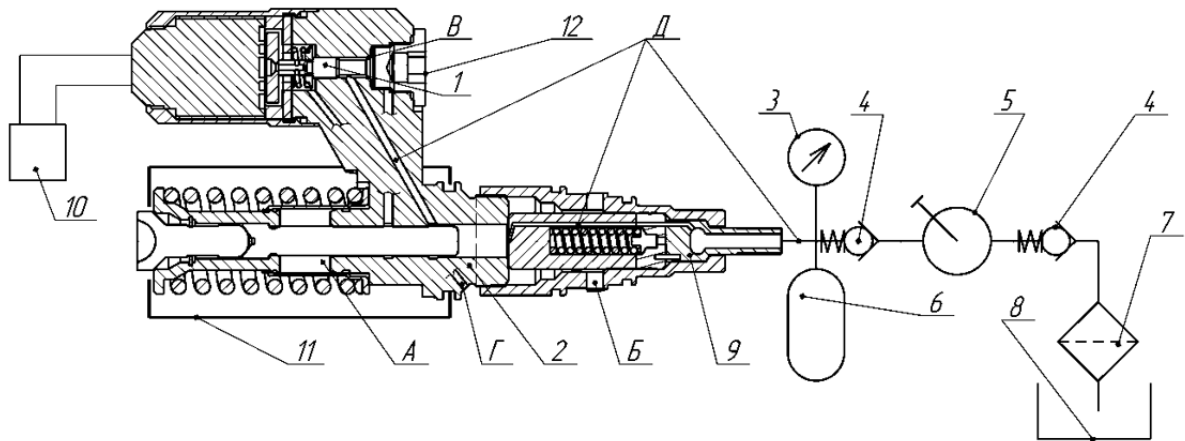


Рис. 3.6. Схема підключення насос-форсунки до стенду

1 – запірний клапан; 2 – насос-форсунка; 3 – манометр; 4 – клапан; 5 – ручний нагнітаючий насос; 6 – компенсаційний обсяг; 7 – паливний фільтр; 8 – паливний бак; 9 – перехідник; 10 – блок керування; 11 – фіксатор плунжера; 12 – опорна пробка. А – контроль плунжерної пари; Б – контроль розпилювача та торцевих ущільнень проставки; В – контроль герметичності запірного конуса клапана; Г – контроль прямої запірної частини клапана; Д – лінія високого тиску.

Якщо технічний стан клапана, плунжера та торцевих поверхонь відповідає нормі, тиск залишається сталим. У разі наявності несправностей тиск поступово знижується. Якщо паливо просочується через порожнину А плунжера, це свідчить про зношування плунжера. Якщо витік палива відбувається через входні отвори Б, то причиною є порушення герметичності торцевих поверхонь розпилювача та корпусу. У випадку просочування палива через порожнину запірної частини клапана можна зробити висновок про порушення герметичності запірної частини клапана.

Гідроциліність прямої частини клапана визначається за швидкістю падіння тиску на манометрі під час просочування палива через канал зворотного зливу Г. Таким чином, за швидкістю зниження тиску та місцем витіку палива можна оцінити технічний стан прецизійних сполучень елементів досліджуваної насос-форсунки і прийняти рішення щодо їх заміни або відновлення. Дана методика використовувалася для визначення впливу напрацювання насос-форсунки на технічний стан її прецизійних елементів.

Попри простоту, цей метод дає змогу зменшити трудомісткість перевірки, не потребує спеціального обладнання та водночас є достатньо ефективним.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОС-ФОРСУНКИ

4.1. Взаємозв'язок конструктивних змін та діагностичних показників насос-форсунок

Експериментальні дослідження робочого процесу насос-форсунки дизеля DC11.03 проводилися з метою уточнення та перевірки результатів розрахунково-чисельних досліджень, а також оцінювання адекватності отриманих математичних виразів, які описують процес роботи запірного електромагнітного клапана насос-форсунки. Для усунення впливу перешкод і випадкових відхилень експериментальні криві усереднювалися за п'ятьма послідовними впорскуваннями.

Стендові випробування насос-форсунки виконувалися з метою перевірки та уточнення меж допустимих відхилень, визначених шляхом розрахунково-чисельного моделювання. У процесі експериментів досліджувалися зміни всіх діагностичних параметрів насос-форсунки при послідовній зміні кожного структурного параметра, після чого проводилося порівняння з даними, отриманими розрахунковим способом. Для розкриття взаємозв'язків між діагностичними та структурними параметрами нижче як приклад наведено окремі файлограми, отримані експериментально за різних режимів роботи.

Розглянемо експериментальні осцилограми, отримані в номінальному режимі. На рис. 4.1 представлені криві тиску в надплунжерній порожнині при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем.

З рис. 4.1 видно, що збільшення повітряного зазору між якорем і електромагнітом з 0,21 до 0,29 мм призводить до запізнення закриття клапана. Унаслідок цього тиск у надплунжерній порожнині також знижується, оскільки через відкритий клапан відводиться додаткова кількість палива.

Аналогічним способом були проаналізовані графіки тиску в надплунжерній порожнині для інших режимів роботи насос-форсунки, які представлені нижче.

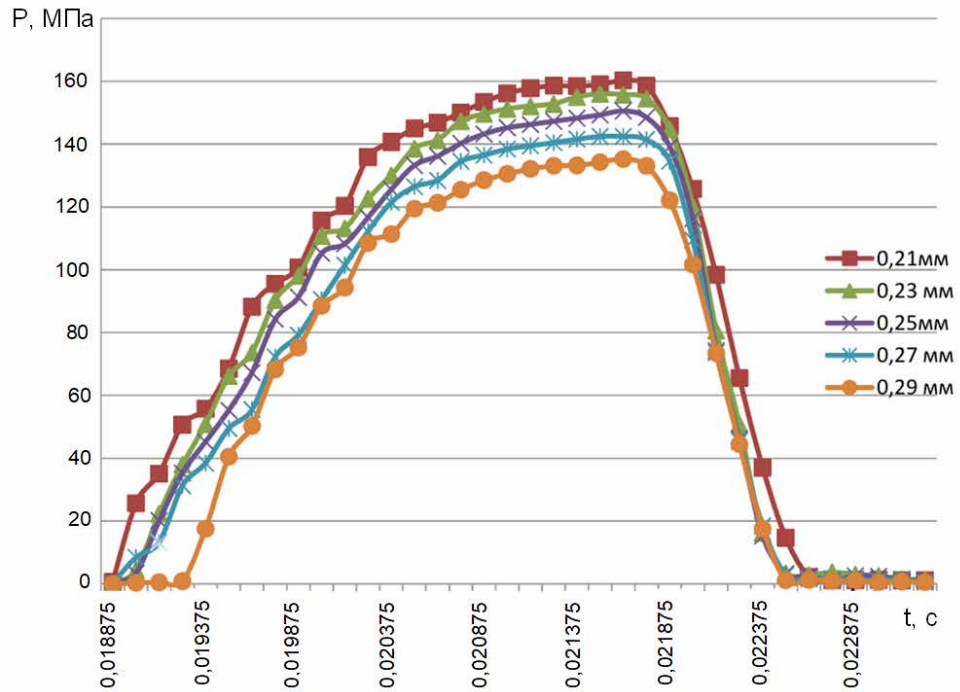


Рис. 4.1. Зміна тиску надплунжерної порожнини в процесі впорскування палива при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем в номінальному режимі роботи.

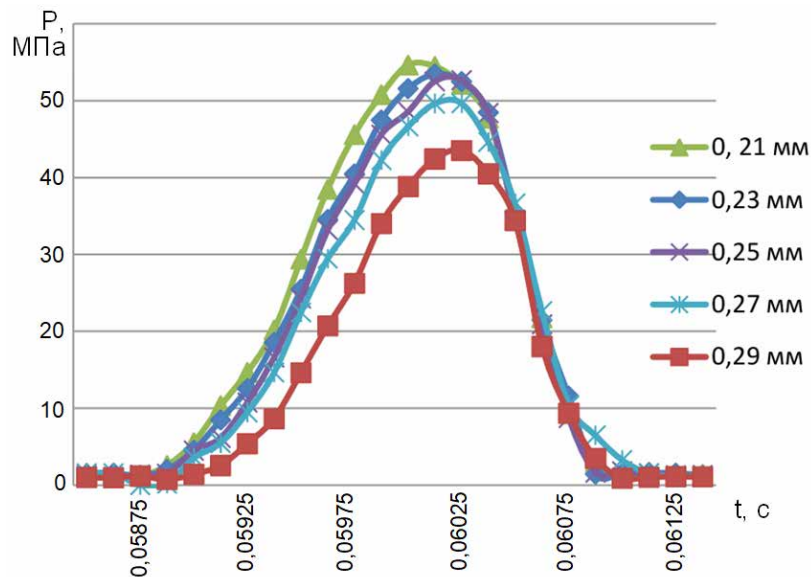


Рис. 4.2. Зміна тиску надплунжерної порожнини в процесі впорскування палива при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем в режимі холостого ходу.

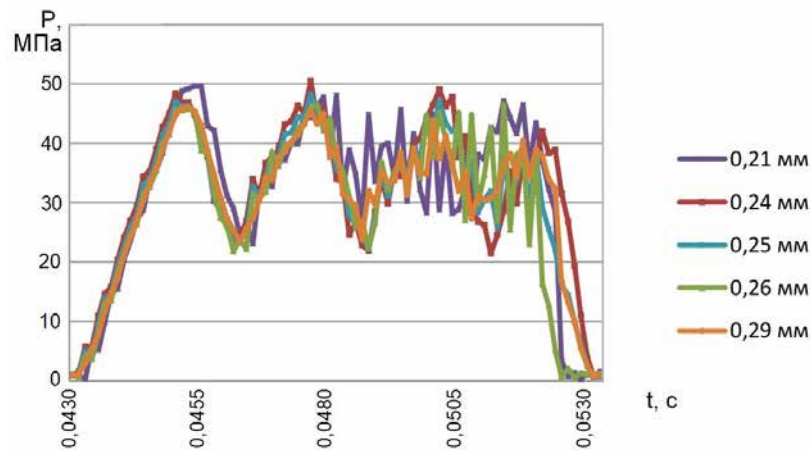


Рис. 4.3. Зміна тиску надплунжерної порожнини в процесі впорскування палива при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем в режимі пуску.

Для визначення впливу повітряного зазору між електромагнітом та якорем насос-форсунки на циклову подачу було проведено експерименти у двох режимах керуючого сигналу електромагніта за різної частоти обертання приводу насос-форсунки. Отримані результати наведено в таблиці 4.1, а побудовані на їх основі залежності між величиною повітряного зазору та цикловою подачею представлені на рис. 4.4.

Таблиця 4.1.

Дані, отримані при випробуванні насос-форсунки зі зміною повітряного зазору

№ п/п	Повітряний зазор δ , мм	n , хв^{-1}	Тривалість керуючого сигналу t , мкс	Циклова подача $g_{\text{ц}}$, $\text{мм}^3/\text{ц}$ (за тест-планом)
1	0,29	300	3,2	20,3
2		500	2,6	105,8
3		1000	2,6	176,8
4	0,27	300	3,2	24,1
5		500	2,6	112,5
6		1000	2,6	209,8
7	0,25	300	3,2	30,0 (23,9 - 49,6)
8		500	2,6	130,6 (111,3-141,6)
9		1000	2,6	220,3 (208,4-235)
10	0,23	300	3,2	49,1
11		500	2,6	136,7
12		1000	2,6	234,2
13	0,21	300	3,2	40,7
14		500	2,6	142,1
15		1000	2,6	244,8

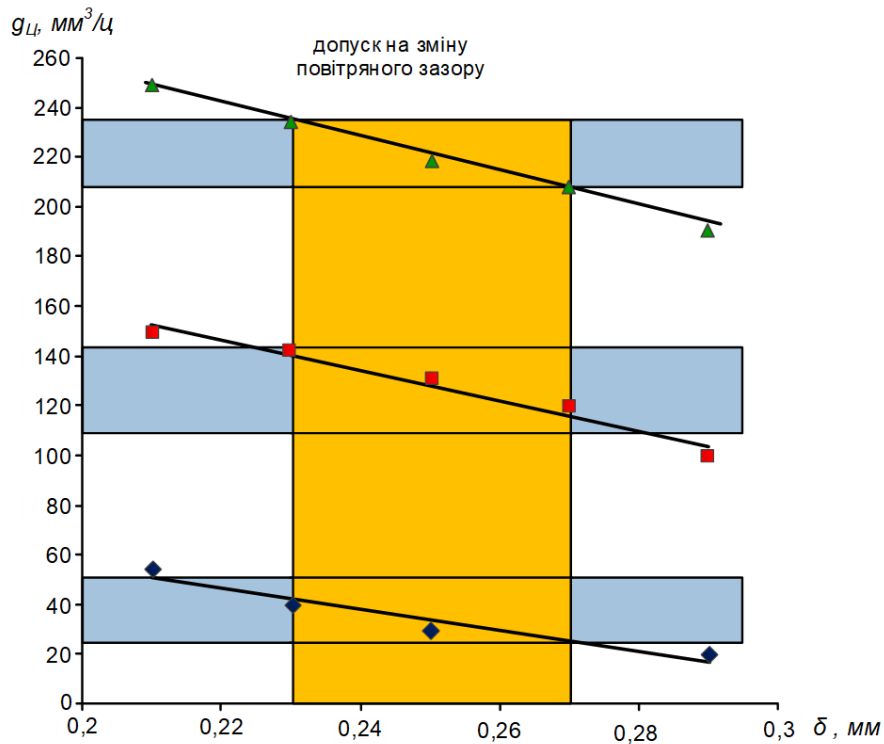


Рис. 4.4 Графік залежностей між повітряним зазором та цикловою подачею у різних режимах роботи.

Характер встановленого взаємозв'язку величини циклової подачі з величиною ходу якоря запірного клапана показано рис. 4.5.

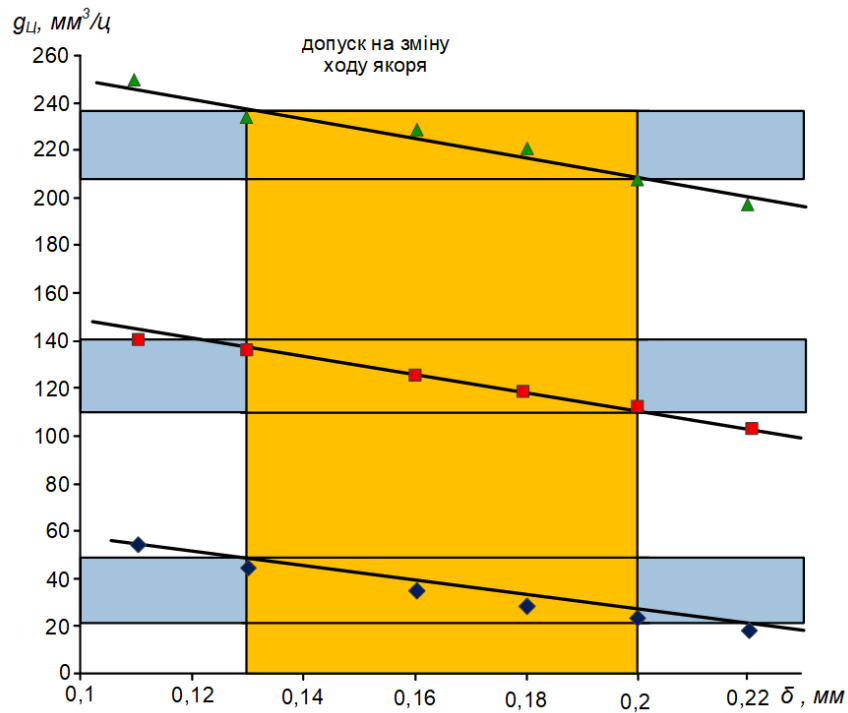


Рис. 4.5 Графік залежності циклової подачі палива $g_{ц}$ від перебігу якоря h у різних режимах роботи

За графіком видно, що зменшення ходу якоря спричиняє збільшення циклової подачі палива. Це пояснюється зростанням тривалості впорскування за високого тиску палива в паливній системі. Допустиме відхилення циклової подачі, наприклад у номінальному режимі роботи, яке нормується заводом-виробником, становить від 208,4 до 235 мм³ і на рисунку позначене зеленим кольором. Цій межі на графіку відповідає зміна ходу якоря в межах 0,14 (+0,006–0,004 мм), що на рисунку показано сірим кольором. Видно, що найбільш інформативним режимом роботи для оцінки циклової подачі палива за структурним параметром «хід якоря» є номінальний режим. Аналіз цього графіка експериментально підтверджує значення допустимих відхилень ходу якоря, отримані розрахунковим шляхом.

Оскільки в технологічному описі ремонту насос-форсунок не наведено обґрунтованих даних щодо допустимих відхилень повітряного зазору під час складання насос-форсунки, отримані залежності дають змогу з достатньою точністю визначити й аргументовано стверджувати, що за допустимих циклових подач, зазначених у тест-плані (табл. 4.1), можливе відхилення величини повітряного зазору в межах $0,25 \pm 0,02$ мм.

Таким чином, у процесі проведених експериментальних досліджень було підтверджено достовірність таблиці обґрунтованих допусків структурних параметрів, отриманої розрахунковим шляхом. Ці параметри забезпечують задані показники роботи насос-форсунки, а також дають змогу визначити режими їх діагностування. Доведено, що вимоги до контролю зазначених показників під час складання та регулювання насос-форсунки можуть бути суттєво розширені порівняно із заводськими вимогами. Наприклад, хід якоря може досягати 0,17 мм замість установленого значення 0,14 мм, тобто збільшуватися на 21,5% без помітного впливу на робочі показники насос-форсунки в цілому.

Аналічна робота, виконана в межах дослідження, дала змогу виявити закономірності зміни діагностичних параметрів у разі порушення роботи будь-якого структурного параметра насос-форсунки. На цій основі було розроблено

методику її поелементного діагностування з можливістю визначення конкретної несправної деталі насос-форсунки за результатами безрозбірної діагностики.

Маючи дані, отримані розрахунковим шляхом, можна скласти таблиці, які відображають вплив несправності кожного структурного параметра на діагностичні показники. За допомогою експрес-діагностики це дає можливість визначити, який саме елемент насос-форсунки потребує ремонту або заміни.

4.2. Методика поелементного діагностування насос-форсунок

Наступним етапом роботи є розроблення методики поелементного діагностування шляхом аналізу стану кожного діагностичного параметра при виході структурного параметра за межі допуску на різних режимах роботи дизеля, зокрема номінальному та холостому ході. Якщо при зміні певного структурного параметра відхилення будь-якого діагностичного параметра не виходить за допустимі межі, то цей діагностичний параметр щодо даного структурного параметра на відповідному режимі вважається неінформативним і позначається «-». Якщо відхилення перевищує допустимі значення, причому збільшення структурного параметра спричиняє збільшення діагностичного параметра, то в таблиці записується – (↑), а якщо залежність має зворотний характер, то – (↓).

У результаті вперше було сформовано таблицю несправностей із структурними параметрами, відкоригованими під час проведення експериментальних досліджень. Отримані результати наведено в таблицях 4.2.

Діагностування насос-форсунки виконується у двох основних режимах роботи, за яких визначаються значення всіх її діагностичних показників. Визначення цих показників може здійснюватися як у безмоторних, так і в моторних умовах. У ході проведених експериментальних досліджень встановлено, що використання повного обсягу експериментів для діагностування окремих дефектів є надлишковим. Тому під час обробки експериментальних значень після отримання достовірного висновку про технічний стан насос-форсунки діагностування може бути достроково

припинене.

Аналогічним способом було проаналізовано вплив виходу структурних параметрів насос-форсунки за межі допуску на її діагностичні показники в режимі холостого ходу. Результати представлені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Вплив виходу з допуску структурних параметрів насос-форсунки на її
діагностичні показники (режим холостого ходу)

Діагностичний параметр	Структурний параметр													
	Зусилля пружини клапана	Гідроциліндрність клапана	Ефект. прохідний переріз розпилювача	Герметичність запірного конуса	Хід якоря	Повітряний зазор	Ефективний прохідний переріз сітчастого фільтра	Гідроциліндрність торцевій поверхні розпилювача	Хід голки розпилювача	Тиск зливу	Стан електрон. елементів	Зусилля пружини якоря	Втрати по ущільнювальній шайбі	Об'єм надплунжерного простору
$g_{\text{ц}}$	↓	↓	↑	↓	↑	↑	↑	↓	↑	↓	↓	↓	↓	↑
$I_{\text{ем}}$	-	-	-	-	-	↑	-	-	-	-	-	-	-	-
Δt	↑	↓	↓	-	-	↑	-	↓	-	-	-	↑	↑	-
$t_{\text{впр}}$	↓	↑	↑	↑	↑		↑	↓	↑	↓	-	↓	↓	↓

З аналізу таблиці можна визначити конкретну несправність насос-форсунки. Тобто при виході діагностичного параметра за допустимі межі в той чи інший бік можна встановити, який саме структурний параметр перевищив допустиме відхилення від заданого значення та потребує коригування шляхом регулювання або заміни відповідного елемента.

РОЗДІЛ 5. ЗАСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ І ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВПРОВАДЖЕННЯ У ВИРОБНИЦТВО

У цій роботі пропонується стенд для діагностування різних типів насос-форсунок. Також передбачено діагностичний модуль, призначений для перевірки електромагнітних клапанів насос-форсунок. Економічний ефект від застосування розроблених пристроїв досягається за рахунок зниження трудомісткості діагностичних і ремонтних робіт під час випробування насос-форсунок.

5.1. Стенд для випробування насос-форсунок з безступінчастим регулюванням ходу плунжера

Нині для підвищення техніко-економічних показників дизельних двигунів застосовують різні типи насос-форсунок. Для їх випробування використовують спеціальне обладнання, до складу якого входить пристрій, що називається САМ-ВОХ. Цей пристрій є окремим блоком, який встановлюється на стенд під час випробування насос-форсунок. Його основними функціями є кріплення насос-форсунки, приведення в рух плунжера та подача палива до насос-форсунки.

Привід кулачкового вала САМ-ВОХ здійснюється від силового приводу стенда. Для вимірювання циклової подачі використовується система збору палива стенда. Подача та злив палива також забезпечуються базовим стендом.

Існують різні конструкції САМ-ВОХ, які відрізняються переважно способом приводу плунжера насос-форсунки та конструкцією установчих адаптерів. Основна складність полягає в необхідності забезпечення заданого, індивідуального для кожної насос-форсунки, ходу плунжера. Не все обладнання здатне шляхом регулювання забезпечити хід плунжера, заданий заводом-виробником.

Запропонований стенд для випробування насос-форсунок забезпечує новий технічний ефект – можливість безрозбірного регулювання величини ходу

рухомого штовхача плунжера насос-форсунки залежно від моделі досліджуваної насос-форсунки. Це досягається тим, що рухомий штовхач, який впливає на плунжер, підтримує регулювання величини ходу плунжера шляхом переміщення рухомої втулки з двома отворами, розташованими на різних рівнях.

Завдяки реалізації безступінчастої зміни величини ходу рухомого штовхача плунжера у стенді для випробування насос-форсунок з'являється можливість перевіряти різні моделі насос-форсунок, які конструктивно мають різний робочий хід, на одному стенді. Це дає змогу зменшити трудомісткість випробувань, підвищити продуктивність і знизити собівартість робіт.

Стенд для випробування насос-форсунок із гідромеханічним приводом є патентною розробкою. У цьому стенді відсутній жорсткий механічний зв'язок насос-форсунки з кулачком, а регулювання ходу плунжера здійснюється шляхом переміщення зливного жиклера штовхача.

Стенд включає рухомий у корпусі штовхач 3 (рис. 5.1) з жиклером 11, зворотним клапаном 9 і упорним поршнем 2, встановлений співвісно з ним рухомий сектор 4, а також масляний насос 6, який приводиться в рух електродвигуном 5, запобіжний клапан 7 і фільтр 14.

Стенд працює таким чином. Привідний вал 15 за допомогою кулачка переміщує штовхач 3 в осьовому напрямку. У нижньому положенні канал зворотного клапана 9 поєднується з порожниною 8 для зарядки, і масло під тиском, створеним насосом 6, надходить у порожнину 10 високого тиску. Упорний поршень 2 переміщується до упору в плунжер насос-форсунки 1, вибираючи вільний зазор. При набіганні кулачка привідного вала 14 на штовхач останній переміщується вгору. Порожнина 10 високого тиску замикається зворотним клапаном 9, і за рахунок стиснення масла, що знаходиться в цій порожнині, зусилля передається на плунжер насос-форсунки 1. Переміщення плунжера триває до моменту суміщення каналу жиклера 11 зі зливним каналом рухомого елемента. У цей момент тиск знижується, тому упорний поршень 2 припиняє рух, незважаючи на подальше переміщення штовхача 3 вгору. При опусканні штовхача 3 цикл повторюється.

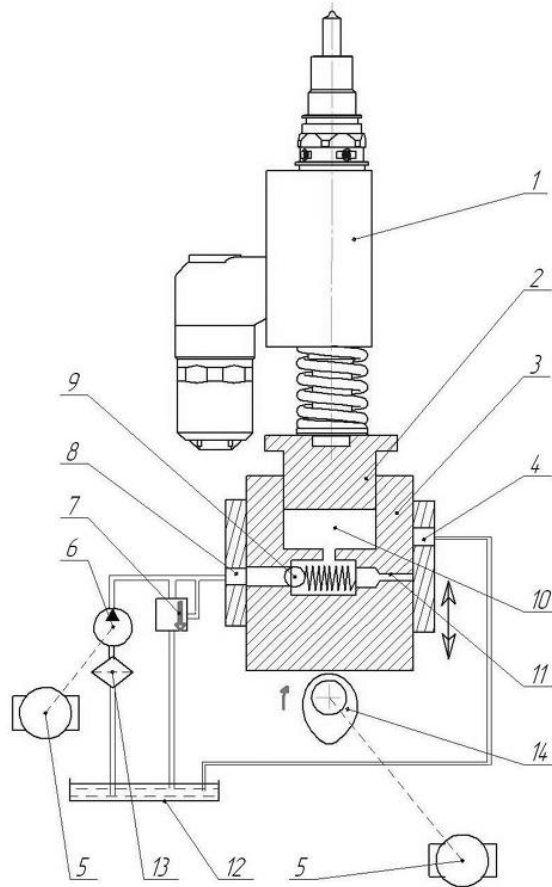


Рис. 5.1 Стенд для випробування насос-форсунок з безступінчастим регулюванням плунжерного ходу

1 - насос-форсунка, 2 - наполегливий поршень, 3 - штовхач, 4 - рухомий сектор, 5 - електромотор, 6 - масляний насос, 7 - запобіжний клапан, 8 - порожнина дозарядки, 9 - зворотний клапан, 10 - порожнина високого тиску, 11 - жиклер, 12 - масляний бак, 13 - фільтр, 14 - приводний.

Отже, переміщення рухомого сектора 4 за допомогою регулювального гвинта забезпечує можливість безступінчастого регулювання ходу рухомого штовхача плунжера насос-форсунки, що випробовується, залежно від її моделі. Це дає змогу проводити випробування насос-форсунок з різною величиною ходу плунжера на одному стенді.

5.2. Діагностичний модуль та програмне забезпечення

У процесі експлуатації сідло запірного клапана зазнає зношування, унаслідок чого хід клапана збільшується і, відповідно, змінюється повітряний зазор. Це призводить до зміщення початку подачі та зміни кількості

впорскуваного палива. Через збільшення зазору циклова подача зменшується, а початок упорскування палива відбувається пізніше [59].

Згідно з тест-планом заводу-виробника насос-форсунки, зміна проміжку часу від моменту подачі керуючого імпульсу до закриття клапана, тобто ВІР-сигналу, не повинна перевищувати 500 мкс. Під час проведення експериментальних досліджень з оцінювання взаємозв'язку між значеннями ВІР-сигналу та скважністю широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) було встановлено, що для насос-форсунки граничним умовам допуску сигналу відповідає 2,1% відхилення за скважністю ШІМ.

Для визначення залежності повітряного зазору від величини скважності електромагніта були проведені експерименти, у процесі яких змінювали повітряний зазор та оцінювали скважність відкриття і закриття клапана. Результати експерименту представлені рис. 5.2.

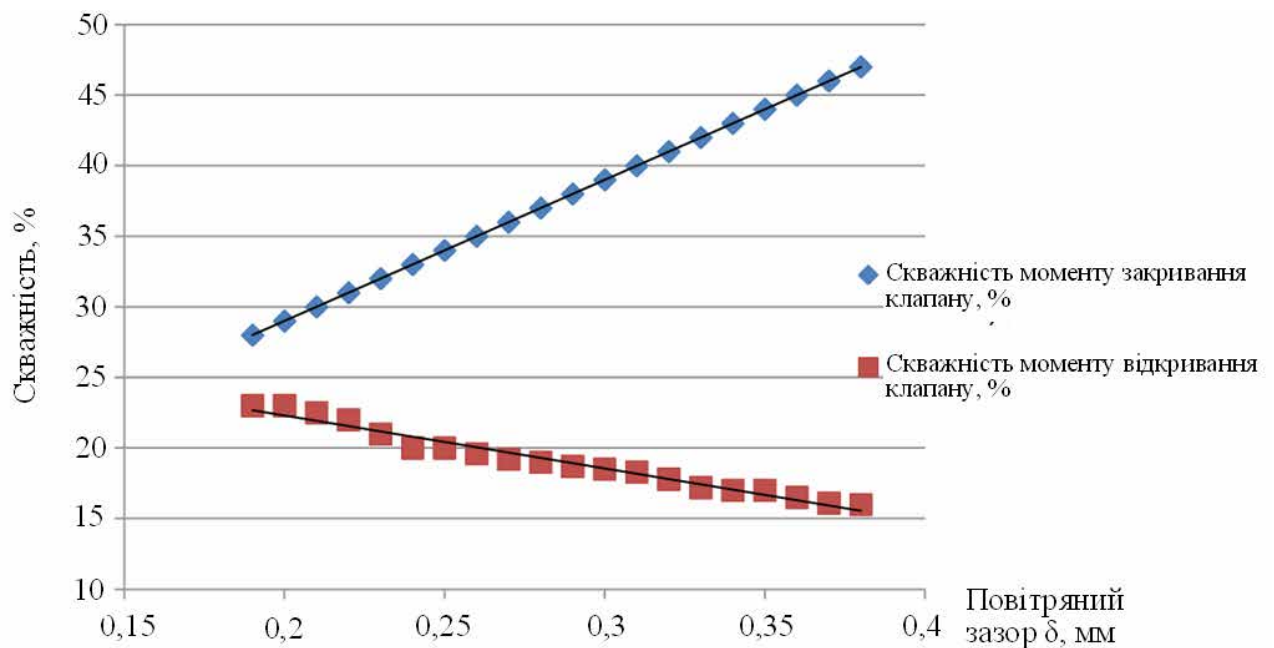


Рис. 5.2 Графік залежності скважності керуючого сигналу від повітряного зазору

У ході експериментальних досліджень з перевірки повітряного зазору електромагнітного клапана насос-форсунки було отримано графік залежності скважності керуючого сигналу від величини повітряного зазору (рис. 5.2). Із наведених графіків видно, яким чином повітряний зазор впливає на скважність

електромагніта. Для визначення впливу повітряного зазору на циклову подачу були проведені стендові випробування насос-форсунки. При вимірюванні скважності еталонної насос-форсунки було отримано скважність моменту закриття клапана 34% і скважність моменту відкриття клапана 20%. З першого експерименту відомо, що допустимі межі відхилення сигналу за скважністю становлять 2%, тобто $34\% \pm 2\%$ і $20\% \pm 2\%$. Для встановлення залежностей експеримент проводили у двох режимах керуючого електромагнітного сигналу за різної частоти обертання приводу насос-форсунки. Отримані значення заносили до журналу стендових випробувань (таблиця 5.1).

Таблиця 5.1

Журнал стендових випробувань

№ п/п	Змінювані параметри			Вимірювані параметри				$g_{ц}$, мм ³ /ц еталонної насос- форсунки
	n , хв ⁻¹	δ , мм	t , мкс	t , °C	Швидкість моменту закриття клапана, %	Момент відкриття клапана, %	$g_{ц}$, мм ³ /ц	
1	300	0,27	3500	40	36	19,2	24,4	-
2	500		2900	40			118,9	-
3	800		2900	40			169,2	-
4	1000		2900	40			193,3	-
5	1200		2900	40			208,8	-
6	300	0,25	3500	40	34	20	32,4	23,9÷49,6
7	500		2900	40			135,5	116÷147,6
8	800		2900	40			177,1	167,6÷189
9	1000		2900	40			205,4	192,4÷216,9
10	1200		2900	40			215,8	208,4÷235
11	300	0,23	3500	40	32	21,0	45,6	-
12	500		2900	40			145,6	-
13	800		2900	40			189,1	-
14	1000		2900	40			216,3	-
15	1200		2900	40			234,9	-

Згідно з тест-планом заводу-виробника, відхилення циклової подачі в процесі експлуатації не повинно виходити за допустимий діапазон. У нашому випадку цей показник перебуває в межах допустимих значень. Це підтверджує, що прийнятий допустимий діапазон 2% відповідає вимогам граничного відхилення за величиною циклової подачі.

Аналіз отриманих даних дав змогу розробити діагностичний модуль із програмним забезпеченням, який дозволяє виконувати діагностування насос-

форсунок безпосередньо на двигуні, без їх демонтажу. Модуль включає персональний комп'ютер, блок управління та роз'єми для підключення до блоків управління різних автомобілів. Для роботи діагностичного модуля було розроблено програму, яка дає змогу вимірювати скважність сигналу.

Процес діагностування полягає в такому: за допомогою роз'єму діагностичний модуль підключають до блока керування автомобіля та запускають програму, після чого подається сигнал на насос-форсунку. При спрацьовуванні електромагніта вимірюється скважність закриття електромагнітного клапана, і ця інформація зберігається в блоці. Після відключення електромагнітного клапана дані також передаються в блок, де обробляються та порівнюються з еталонними значеннями. Далі інформація виводиться на екран, де відображається працездатність або непрацездатність насос-форсунки за скважністю відкриття чи скважністю закриття.

На рис. 5.4 наведено загальний вигляд розробленого нами діагностичного модуля, а в додатку 2 представлено програму його роботи. Під час розроблення діагностичного модуля як керуючий було прийнято ВІР-сигнал, тобто *Begin of Injection Period* – початок періоду впорскування. Це дозволило точніше визначати момент перебування клапана у крайньому верхньому положенні. Налаштування системи полягало у встановленні порогових значень зчитування сигналів у момент закриття та відкриття клапана, а також у внесенні цих даних до пам'яті ЕБК.



Рис. 5.4 Загальний вигляд діагностичного модуля

На основі проведених досліджень було розроблено методику практичного застосування створеного діагностичного модуля насос-форсунок

автотракторних дизельних двигунів. Дана методика була апробована в Bosch Diesel Service та підтвердила свою ефективність. Діагностичний комплекс дає змогу безрозбірним способом оцінювати технічний стан електромагнітного клапана насос-форсунки.

Застосування цієї методики дозволяє суттєво скоротити час пошуку несправної насос-форсунки та зменшити вартість ремонту завдяки демонтажу з двигуна лише тієї насос-форсунки, яка має несправність. Для практичного використання розробленого діагностичного модуля з метою оцінювання працездатності насос-форсунок автотракторних дизелів на основі аналізу експериментальних досліджень було сформовано відповідну методику.

Запропонований метод діагностування насос-форсунок реалізується безпосередньо на двигуні, що дає можливість швидко й точно виявляти несправні насос-форсунки. Крім того, використання цієї методики дозволяє оцінювати залишковий ресурс клапанного вузла насос-форсунки, що сприяє скороченню простоїв машинно-тракторних агрегатів і комбайнів сільськогосподарських товаровиробників. Скорочення тривалості та зниження собівартості ремонтно-обслуговуючих робіт є ефективними напрямками підвищення працездатності машинно-тракторного парку.

5.3. Визначення економічного ефекту запропонованих рішень

Економічна ефективність упровадження результатів дослідження формується за рахунок зменшення вартості технічного сервісу внаслідок скорочення часу на діагностування насос-форсунок, а також поліпшення експлуатаційних та екологічних показників роботи дизельного двигуна. Це проявляється у підвищенні виробітку сільськогосподарських машин, зокрема у зниженні витрат паливно-мастильних матеріалів і дотриманні встановлених екологічних параметрів дизеля.

У таблиці 5.1 наведено порівняння кількості діагностованих параметрів розробленого стенда з наявними стендами для діагностування насос-форсунок.

Як видно з таблиці 5.1, жоден із наявних стендів не дає можливості

реєструвати мультивпорскування та визначати крутизну переднього і заднього фронту характеристики впорскування.

Таким чином, за кількістю параметрів, що діагностуються, розроблений стенд перевищує можливості стендів Bosch EPS 815 і Nova Ditex.

Для розрахунку економічної ефективності впровадження результатів досліджень було проведено хронометраж процесу діагностування насос-форсунки Bosch 0414701019 на розробленому стенді.

Таблиці 5.2

Порівняння стендів для діагностування насос-форсунок

Параметри	Стенди		
	BoschEPS 815	Nova Ditex	Розробка
Струм управління форсункою	+	-	+
Період затримки впорскування	+	-	+
Тривалість упорскування	+	-	+
Величина циклової подачі	+	+	+
Витрата управління	+	+	-
Крутизна переднього та заднього фронту характеристики	-	-	+
Максимальна витрата через сопла розпилювача	-	-	+
Реєстрація мультивприскування	-	-	+

Хронометраж процесу діагностування насос-форсунки за допомогою стенда із застосуванням розробленої технології показав, що повний цикл визначення її працездатності та встановлення конкретної несправності скорочується до 15 хвилин.

Порівняно з технологіями Bosch та Nova Ditex, загальна трудомісткість ремонту електрокерованих насос-форсунок зменшується до 1,52 люд.-год. (таблиця 5.3). Це означає скорочення трудомісткості діагностичних робіт у 1,92 раза, а загальна трудомісткість ремонтних робіт знижується на 25%.

Завдяки зменшенню трудомісткості процесу діагностування з'являється можливість протягом року додатково відремонтувати 158 насос-форсунок, що може забезпечити підприємству додатковий дохід у розмірі 359000 грн.

Таблиця 5.3

Об'єм ремонту та трудомісткість діагностування

Параметр	Стенди		
	BoschEPS 815	Nova Ditex	Розробка
Трудомісткість, люд.-год.:			
- діагностування	0,51	0,44	0,255
- ремонт	1	1	1
- післяремонтне діагностування	0,51	0,44	0,255
- загальна	2	1,87	1,509
Об'єм ремонту, шт. на рік	589	655	756

Впровадження розроблених методів та засобів діагностування насос-форсунок дозволило збільшити обсяг виконаних робіт та отримати додатковий дохід у розмірі 359 тис. грн. на рік.

ВИСНОВКИ

аналіз основних конструкцій насос-форсунок з електронним керуванням дав змогу описати для них 24 структурні параметри, які найбільшою мірою впливають на показники роботи насос-форсунки, а також визначити види впливу на кожен із них для відновлення її справного стану. Встановлено, що найбільш ефективно коригувати робочі показники насос-форсунки можна шляхом впливу на запірний клапан.

2. Встановлено, що під час розрахунку робочих процесів насос-форсунок із певним напрацюванням необхідно враховувати природне зношування деталей і втрати у прецизійних з'єднаннях. Отримано аналітичні вирази для визначення втрат у прецизійних спряженнях та зміни повітряного зазору електромагніта, якими було доповнено класичну модель гідродинамічного розрахунку паливної апаратури. Доведено, що при розрахунку процесу подачі палива насос-форсунками з урахуванням отриманих залежностей достовірність результатів підвищується пропорційно збільшенню напрацювання насос-форсунки.

3. Розрахунково-чисельними дослідженнями обґрунтовано допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунок з напрацюванням від значень, рекомендованих виробниками, а також режими, на яких ці відхилення проявляються найбільш помітно. Експериментально підтверджено результати чисельних досліджень і встановлено допустимі відхилення 12 найбільш значущих структурних параметрів насос-форсунок за умови, що всі діагностичні показники відповідають параметрам справної насос-форсунки.

Доведено, що вимоги до контролю цих показників під час складання та регулювання насос-форсунки можуть бути суттєво розширені порівняно із заводськими вимогами. Наприклад, хід якоря може досягати 0,175 мм замість установленого значення 0,14 мм, тобто збільшуватися на 21,6% без помітного впливу на робочі показники насос-форсунки загалом. Наявність таких даних дає можливість відмовитися від тест-планів виробників і сформулювати незалежні рекомендації щодо ремонту насос-форсунок.

4. Розроблено та впроваджено у виробничий процес такі нові методи й засоби технічного обслуговування насос-форсунок автотракторних дизелів:

а. методику безрозбірного діагностування насос-форсунок з електронним керуванням, яка дає змогу визначити конкретну несправну деталь насос-форсунки за результатами безрозбірного діагнозу;

б. діагностичний модуль для перевірки електромагнітних клапанів насос-форсунок, що дозволяє безрозбірним методом безпосередньо на двигуні визначати повітряний зазор між електромагнітом та якорем;

Визначено економічну ефективність застосування розроблених методів і засобів безрозбірного діагностування насос-форсунок з виявленням конкретного несправного елемента. Так, витрати часу на випробування насос-форсунки Bosch 0414701019 на стенді EPS 815 оцінюються нормою трудомісткості 0,51 люд.год., тоді як на розробленому стенді за методикою автора вони становлять лише 0,255 люд. год. Тобто трудомісткість ремонту знижується.

СПИСКИ ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук В. В. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. Вип. 13., кн. 1. С. 21–29.
2. Калетнік Г.М. Біопалива: ефективність їх виробництва та споживання в АПК України: навч. посібник. К: Аграрна наука, 2010. 327 с.
3. Семенов В.Г. Україна без нафти: стан і перспективи розвитку виробництва та застосування екологічно чистого біодизельного палива. Наука та інновації. 2008. Т.4. № 1. С. 81 - 86.
4. Ахметов А.Ф. Підвищення ефективності діагностування та ремонту насос-форсунок автотракторних та комбайнових дизелів. Дис. на здобуття наук. ступеня к.т.н. – 2015. – 134 с.
5. Калетнік Г. М. Диверсифікація розвитку виробництва біопалив основа забезпечення продовольчої, енергетичної, економічної та екологічної безпеки України. Вісник аграрної науки. 2018. № 11. С. 169-176.
6. Гуков Я. С. Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2008. Вип. 92. С. 13–25.
7. <https://ad-instrument.com.ua/ua/p106749282-pristavka-dlya-testirovaniya.html>
8. <https://dieseltest.com.ua>
9. <https://starsto.com.ua>
10. Войтюк В. Д. Техніко-технологічний розвиток системи сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Мелітополь, 2012. 39 с.
11. Гунько І.В., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (97). С.47-51.
12. Мигаль В.Д. Технічна діагностика автомобілів: справ. посібник.: в 6 т. / В. Д.

- Мигаль. Т. 3. Методи діагностування – Харків: Майдан, 2012. – 548 с.
13. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: підручник / О.А. Лудченко. – Київ: Знання-Прес, 2004. – 478 с.
 14. Зенкін Є.Ю. Розробка методу прискореного діагностування автомобільних дизелів з акумуляторними системами паливоподачі: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Є. Ю. Зенкін. – Харків: ХНАДУ, 2010. – 180 с.
 15. Мигаль В.Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія / В.Д. Мигаль. – Харків: Майдан, 2018. – 262 с.
 16. Diesel-Engine Management, 4th Edition, Robert Bosch GmbH. June 2006, 504 Pages.
 17. Жерновий А.С. Нові методи та засоби діагностування двигунів внутрішнього згорання / А.С. Жерновий, К.С. Колобов // Автошляховик України. – 2006. – С. 14–16.
 18. Мигаль В.Д. Технічна діагностика автомобілів: довід. посіб.: в 6 т. / Т. 5. Засоби діагностування (книга 2). – Харків: Майдан, 2012. – 460 с.
 19. Жерновий А.С. Вибір діагностичних параметрів для експрес діагностування дизелів / А.С. Жерновий, О.Д. Климпуш // Вісник нац. транспорт ного ун-ту. – Київ: НТУ, 2012. – Вип. 25. – С. 175–178.
 20. Говорущенко Н.Я. Технічна кібернетика транспорту: навч. посіб. / Н.Я. Говорущенко, В.Н. Варфоломеев. – Харків: ХГАДТУ, 2001. – 271 с.
 21. Загальні принципи діагностування електронних систем керування автомобіля: навч. посіб. / О.Ф. Дащенко, В.Г. Максимов, О.Д. Ніцевич та ін. ; за ред. М.Б. Копитчука. – Одеса: Наука і техніка, 2012. – 392 с.
 22. Bosch Dianostics Soft. ESI [tronic] Automotive. Diagnosis and Technics: A, C, D, E, F, K, M, P, W. – Robert Bosch GmbH. Bosch Automotive After market. D-76225 Karlsruhe, 2005/1.
 23. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: навч. посіб. / В.І. Захарчук. – Луцьк: ЛНТУ, 2011. – 233 с.
 24. Пиндус Ю.І. Електричне та електронне обладнання автомобілів: навч. посіб.: ч. II / Ю.І. Пиндус, Р.Р. Заверуха. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 163 с.
 25. Сажко В.А. Електричне та електронне обладнання автомобілів: навч. посіб. / В.А. Сажко. – Київ: Каравела, 2004. – 304 с.

26. Технічна експлуатація та надійність автомобіля / Є.Ю. Формальчик, М.С. Олісевич, О.Л. Мاستикаш, Р.А. Пельо ; за заг. ред. Є.Ю. Формальчика. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с.
27. Головобородько О.О. Мехатронні системи автомобільного транспорту: навч. посіб. / О.О. Головобородько, В.В. Редчиць, О.М. Коробочка. – Харків: ТОВ «Компанія СМІТ», 2006. – 300 с.
28. Далека В.Х. Інформаційні технології на транспорті: навч. посіб. / В.Х. Далека, К.О. Сорока, В.Б. Будниченко. – Харків: ХНАМГ, 2012. – 340 с.
29. Основи діагностики автомобіля: навч.-метод. посіб. / Укладачі: Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є., Клімов О.М. – Чернігів: ЧНПУ ім. Т.Г. Шевченка, 2013. – 188 с.
30. Зенкін Е.Ю. Аналіз технічного стану паливної апаратури на основі коливань тиску палива у гідроаккумуляторі / Е.Ю. Зенкін // Двигуни внутрішнього згоряння: наук.-техн. журнал. Харків: НТУ «ХПІ». – 2009. – № 1. – С. 144–147.
31. Аулін В. В., Гриньків А. В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану 248 транспортних засобів на основі теорії сенситивів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №5. С. 109–116.
32. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.
33. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.
34. Аулін В. В., Гриньків А. В. Теоретичне обґрунтування моментів контролю технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. №8. С. 9–20.
35. Аулін В. В., Гриньків А. В., Замота Т. М. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання

- методів теорії чутливості. Вісник інженерної академії України. 2015. №3. С. 66–72.
- 36.Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В. І. Яцковський, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко. - Вінниця, РВВ ВНАУ, 2016.-132 с.
 - 37.Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / Анісімов В. Ф., Гунько І. В., Гуцаленко О. В., Музичук В. І., Комаха В. П., П'ясецький А. А., Рябошапка В. В., Кравець С. М.; за ред. В. В. Біліченка, В. М. Пришляка - Вінниця, РВВ ВНАУ, 2015.-41 с.
 - 38.Випробування зернозбиральних комбайнів /Г.А. Удовиченко/. Полтавський інститут АПВ ім. Вавілова// Вісн. Полт.держ. аграр. акад. -2007. - Вип.3. - С. 133 -137.
 - 39.Войтюк В.Д. Визначення коефіцієнта відновлення ресурсу агрегатів /В.Д. Войтюк, А.А. Демко, О.В. Надточій, С.А. Демко// Науковий вісник Національного аграрного університету. - К., 2003. - Вип.60. - С. 273 -280.
 - 40.Войтюк В.Д. Визначення експлуатаційного показника технічного стану зернозбиральних комбайнів /В.Д.Войтюк, А.А.Демко, О.В.Надточій// Науковий вісник Національного аграрного університету. - К., 2005. - Вип. 80. ч.1. - С. 171 -177.
 - 41.Войтюк В.Д. Вплив технічного стану зернозбиральних комбайнів на їх продуктивність /В.Д. Войтюк, А.А. Демко, О.В. Надточій, С.А. Демко// Науковий вісник Національного аграрного університету. - К., 2003. - Вип.60. - С. 128 -133.
 - 42.Демко С.А. Визначення впливу терміну використання зернозбиральних комбайнів на їх техніко-експлуатаційні характеристики: автореферат дисертаційної роботи на здобуття кандидата технічних наук: 05.05.11 / Демко С.А./; Київ. Національний аграрний університет. - К., 2007. - 20 с.
 - 43.Войтюк Д.Г. Парк зернозбиральних комбайнів України до жнив 2001 року. /Д.Г. Войтюк, А.А. Демко, С.А. Демко // Техніка АПК - 2000. - №10. с. 9-10.
 - 44.Шевченко С. А. Удосконалення технічних засобів та технології діагностування агрегатів сільськогосподарської техніки.: Дис. канд. техн. наук.: 05.05.11. /С.А. Шевченко - Х., 2004. - 207 с

- 45.Дизелі тракторів та сільськогосподарських машин. Післяремонтне балансування. СОУ 29.32.4-37-417:2006 / [В. Войтов, М. Гиренко В. Знайдюк, О. Левченко, А. Ніколенко, Г. Примакова, С. Шевченко, С. Ярошно]. - К.: Мінагрополітики України. -2006. -9с
- 46.Врублевський О.М. Обґрунтування методики діагностування компонентів паливної апаратури двигуна з примусовим запалюванням / О. М. Врублевський, Е.Ю. Зенкін, О.В. Денісов, М.П. Булгаков // Вісник СевНТУ: зб. наук. праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – Вип. 134. – С. 109-112.
- 47.Гуньо І.В., Бурлака С.А., Єленич А.П. Оцінка екологічності нафтового палива та біопалива з використанням методології повного життєвого циклу. Вісник Хмельницького національного університету. 2018. Том 2. № 6 (267). С. 246–249.
- 48.Грабар І.Г., Колодницька Р.В, Семенов В.Г. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів: Монографія. Житомир: ЖДТУ, 2011. 152 с.
- 49.Мельник І. І., Сапсай В. І., Барабаш Г. І., Зубко В. М., Чуба В. В. Математична модель визначення оптимального складу агрегатів у рослинництві. Конструювання, виробництво сільськогосподарських машин. 2011. Вип. 41(1). С. 272-278.
- 50.Луценко Ю.Л. Вища математика: метод. розробки практ. занять; індивід. завдання / Ю.Л. Луценко, М.В. Миронюк ; М-во аграр. політики України, ВДАУ. - Вінниця: ВДАУ, 2000. - 464 с.
- 51.Луценко Ю.Л. Вища математика: метод. розробки практ. занять. Індивідуальні завдання. Розділ 7: Неозначений інтеграл / Ю.Л.Луценко, М.В.Миронюк; М-во сільського господарства і продовольства України; ВДАУ. - Вінниця: ВДАУ, 1998. - 44 с.
- 52.Балашов, А.В. Планування мереж при технічному обслуговуванні зарубіжних комбайнів. [Текст] / А.В. Балашов, А.А. Синельников // Підвищення ефективності використання ресурсів при виробництві сільськогосподарської продукції - нові технології і техніка нового покоління для рослинництва і тваринництва: Матеріали Кримського ПУЛу
- 53.Fuel injection pump model Covtec-F. Pub. № EE14E-11190. Service Manual:

- Adjustment and Inspection. Printing: July 2003. Published by: Bosch K.K.: Sales Automotive Aftermarket Division. Printed in Japan.
54. Fuel injection pump model Covec-T (for Nissan Diesel). Pub. № EE14E 11200. Service Manual: Repair Service and Maintenance. Printing: March 121 2003. Published by: Bosch Automotive Systems Corporation: Service Department. Printed in Japan.
 55. Fuel injection pump model Covec-T (for Nissan Diesel). Pub. № EE14E 11210. Service Manual: Construction and Operation. Printing: June 2003. Published by: Bosch Automotive Systems Corporation: Service Department. Printed in Japan.
 56. Fuel injection pump model VRZ. Pub. № EE14E-11161. Service Manual: Repair Service and Maintenance. Printing: July 2003. Published by: Bosch K.K.: Sales Automotive Aftermarket Division. Printed in Japan.
 57. Kamimoto T., Yokota H., Kobayashi H. Effect of High Pressure Injection Soot Formation in a Rapid Compression Machine to Stimulate Diesel Flames / SAE Technical Paper Series. – 1987. - №871610. – P. 9.
 58. Lindgren M. Multiplexed vehicle electronics tutorial/M. Lindgren. -Mecel. 1995. -123 pp.
 59. Needham J.R., Doyle D.M., Nicol A.J. The Low NO_x in the Truck Engine // SAE Technical Paper Series. - 1991. - №910731. - P.1-10.
 60. Operating Instructions. Injection pump test bench EPS 807/815. Robert Bosch GmbH. Automotive Aftermarket. Test Equipment. 1 689 979 672 UBF 851/1 De,En,Fr,Sp,It (03.12.2003). Printed in Germany.
 61. Operating Instructions. KMA 802/822. Description of unit. Robert Bosch GmbH. Automotive Aftermarket. Test Equipment. 1 689 979 674 UBF 851/3 De,En,Fr,Sp,It,Sv (2005-02-28). Printed in Germany.
 62. Patent №162,664, G01M 19/00. Cam Box assembly.- Berman, Aisenberg & Platt. - Filed. 24.06.1980. Pub. 01.06.1982.
 63. Ronald K. Jurgen Automotive electronics handbook/K. Jurgen Ronald. -In: McGraw-Hill. -1999. -364 pp. 97. www.zetms – випробувальне та вимірювальне обладнання ZET-Lab.

ДОДАТКИ

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку параметрів процесу подачі палива насос-форсунки Bosch 0414701019 дизеля DC11.03

Параметри паливної системи, розмірність	Значення
1	2
РЕЖИМИ РОБОТИ СИСТЕМИ І РЕЖИМИ РАХУНКУ	
Частота обертання кулачкового валу, мін-1	950
Середній протитиск при впорскуванні, МПа	0,5
Початковий тиск у ЛВТ, МПа	0,75
Активний хід плунжера	7,00
ПАРАМЕТРИ ФОРСУНКИ	
Тип: нормальна закрыта форсунка	
Сумарна маса голки, г	5,6
Жорсткість пружини форсунки, Н/мм	20,0
Діаметр голки, мм	4,000
Напівкут посадкового конуса голки, град	30,10
Коефіцієнт втрат клапанної щілини	1.0
Максимальний хід голки, мм	0.35
Тиск початку впорскування, МПа	28
Максимальний діаметр конуса сідла, мм	28,0
Напівкут запірного конуса розпилювача, град	29.5
Радіальний зазор у розпилювачі, мкм	1.00
Діаметр лінії контакту в запірному конусі, мм	3.19
Діаметр передсоплового каналу, мм	0.900
Довжина ущільнюючої частини голки, мм	10.10
Коефіцієнт втрат сопел при упорскуванні в атмосферу	0.670
Число соплових отворів i_c	8
Діаметр (рівних) соплових отворів d_c , мм	0.19
Сопла починаються із соплового каналу	
Початковий тиск у надигольній порожнині, МПа	0.75
ПАРАМЕТРИ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ПЛУНЖЕРА	
Використовується зовнішній кулачковий профіль	
Сумарна маса деталей, що рухаються з плунжером, г	504.0
Жорсткість зворотної пружини плунжера, Н/мм	25.00
Попередня затяжка цієї пружини, мм	24.00
Радіус початкового кола кулачка, мм	34.50
Радіус ролика, мм	22.50
Ширина ролика, мм	24.00
Коефіцієнт тертя штовхача об корпус	0.070
ПАРАМЕТРИ КОРОМИСЛА	
Радіус важеля з боку ролика, мм	60.00

1	2
Перевищення осі важеля над віссю кулачка, мм	55.00
Вихідний кут важеля у штовхача, град	20.00
Передатне відношення важеля	1.04
Напрямки обертання кулачка: вершина кулачка рухається до ролика	
ПАРАМЕТРИ КУЛАЧКА	
Максимальний радіус на висоті кулачка, мм	42.63
Радіус опуклого профілю при вершині, мм	4.00
Інтервал виведення радіусу кривизни кулачка, мм	500.0
Застосований найпростіший тангенційний кулачок	
ПАРАМЕТРИ ПЛУНЖЕРНОЇ ПАРИ	
Діаметр плунжера, мм	10.20
Радіальний зазор у плунжерній парі, мкм	1.00
Довжина ущільнюючої частини плунжера, мм	32.00
Тиск підкачування палива, МПа	0.75
Коефіцієнт деформації плунжерної пари, 1/Тпа	50
Мертвий об'єм надплунжерної порожнини, мм ³	1009.0
ПАРАМЕТРИ ПОРОЖНИН І ТРУБОПРОВІДІВ	
Об'єм вхідної порожнини форсунки (штуцера), мм ³	48
Коефіцієнт деформації цієї порожнини, 1/Тпа	41
Об'єм кишені розпилювача, мм ³	167
Коефіцієнт деформації цієї порожнини, 1/Тпа	41
ПАРАМЕТРИ ЕЛЕКТРОУПРАВЛЯЄМОГО КЛАПАНА	
Тип клапана: грибокний, гідравлічний клапан розвантажений	
Діаметр клапана, мм	7.60
Маса деталей клапана, що рухаються, г	17.70
Жорсткість пружини клапана, Н/мм	6.31
Напівкут посадкового конуса клапана, град	44.25
Коефіцієнт втрат клапанної щілини	0.7
Максимальний хід клапана, мм	0.14
Коефіцієнт витрати клапанної щілини	0.70
Максимальний діаметр фаски корпусу клапана, мм	7.80
Мінімальний діаметр конуса, мм	5.40
Діаметр розвантажувального плунжера, мм	7.00
Радіальний зазор у цьому плунжері, мкм	1.00
Довжина ущільнення по плунжеру, мм	17.00
Попередня затяжка поворотної пружини, Н	125
ЛІНІЯ ЗЛИВА ЕЛЕКТРОКЕРУЮЧОГО КЛАПАНА	
Об'єм порожнини електромагнітного клапана, мм ³	1000
Ефективний переріз балансувального каналу, мм ²	2.00
ЕЛЕКТРОПРИВОД КЛАПАНА КЕРУВАННЯ	
Спосіб розрахунку приводу: Задається сила електроприводу як функція часу	

1	2
Кут першого включення електроприводу, град	3
Тривалість дії електроприводу в 1-ій фазі, мс	0.94
Максимальне значення сили електроприводу, Н	250
Час перехідного процесу по передньому фронту, мс	0.1
Час перехідного процесу на задньому фронті, мс	0.1
Діаметр тарілки якоря торцевого електромагніту, мм	17,2
Гарантований мінімальний зазор між якорем та електромагнітом, мм	0,2