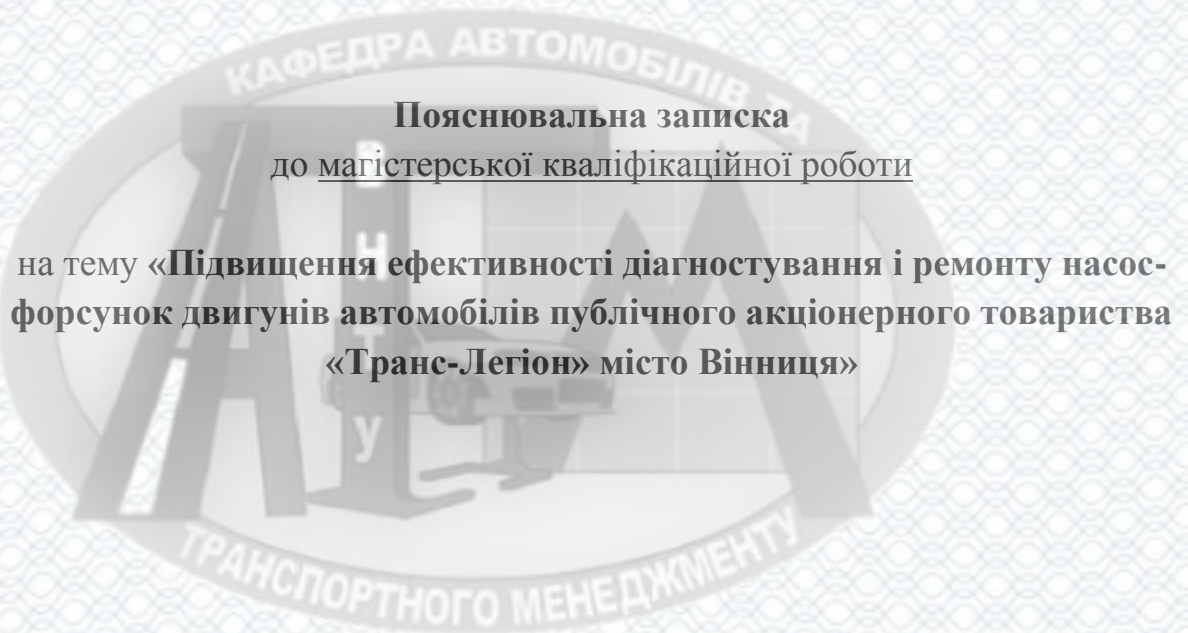


Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту



Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «**Підвищення ефективності діагностування і ремонту насос-форсунок двигунів автомобілів публічного акціонерного товариства «Транс-Легіон» місто Вінниця»**

Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-19м спеціальності 274 –
Автомобільний транспорт
Бевзюк С.В.

Керівник: канд. екон. наук, доцент
Огневий В.О.

Рецензент: _____

Вінниця – 2020 року

Вінницький національний технічний університет
 Факультет машинобудування та транспорту
 Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Освітній ступінь – «Магістр»
 Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ
 завідувач кафедри АТМ
 д.т.н., професор Біліченко В.В.

« » 2020 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бевзюку Сергію Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності діагностування і ремонту насос-форсунок двигунів автомобілів публічного акціонерного товариства «Транс-Легіон» місто Вінниця,

керівник роботи Огневий Віталій Олександрович, к.е.н., доцент,

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

затверджені наказом ВНТУ від «25» вересня 2020 року № 214.

2. Строк подання студентом роботи: 26.11.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – вантажні автомобілі; об'єкт дослідження – процес діагностування насос-форсунок автомобільних дизелів; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1 Науково-технічне обґрунтування розробок з підвищення ефективності діагностування і ремонту насос-форсунок двигунів автомобілів публічного акціонерного товариства «Транс-Легіон»

2 Підвищення ефективності діагностування і ремонту насос-форсунок

3 Експериментальні дослідження робочого процесу насос-форсунок

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

5 Розробка методики та засобів діагностування і оцінка ефективності їх впровадження в виробництво

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-3 Тема, мета та завдання дослідження.

4 Структурні елементи системи подачі палива з насос-форсуною.

- 5 Інформаційна модель функціонування насос-форсунки.
- 6 Статистика відмов насос-форсунок фірми Bosch.
- 7 Загальний вигляд експериментальної установки.
- 8 Схема експериментальної установки.
- 9 Схема підключення насос – форсунки до стенду.
- 10 Допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки.
- 11 Стенд для дослідження насос-форсунок з безступінчастим регулюванням ходу плунжера.
- 12 Технологія діагностування насос-форсунки на стенді.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ		
Економічна частина	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Дембіцька С.В., доцент кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання « 28 » вересня 2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	29.09-04.10.2020	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	29.09-04.10.2020	
3	Обґрунтування методів досліджень	05.10-07.10.2020	
4	Розв'язання поставлених задач	08.10-21.11.2020	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	16.11-21.11.2020	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	02.11-21.11.2020	
7	Виконання розділу «Економічна частина»	02.11-21.11.2020	
8	Нормоконтроль МКР	23.11-26.11.2020	
9	Попередній захист МКР	27.11-01.12.2020	
10	Рецензування МКР	03.12-08.12.2020	
11	Захист МКР	09.12-17.12.2020	

Студент Бевзюк С.В.
(підпис)

Керівник роботи Огневий В.О.
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ І РЕМОНТУ НАСОС-ФОРСУНОК ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ ПУБЛІЧНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА «ТРАНС-ЛЕГІОН».....	11
1.1 Методи і засоби діагностування та ремонту паливо-подаючої системи (ППС) дизелів.....	11
1.2 Структурні і діагностичні параметри насос-форсунки.....	25
1.3 Засоби оптимізації робочого процесу паливоподаючої системи дизелів.....	30
1.4 Аналіз діяльності публічного акціонерного товариства "Транс – Легіон"	35
1.4.1 Загальна характеристика підприємства.....	35
1.4.2 Аналіз складу, структури, стану і показників використання основних виробничих фондів підприємства.....	39
1.4.3 Аналіз складу, структури і стану рухомого складу.....	41
1.4.4 Аналіз виробничо-господарської діяльності підприємства.....	43
1.5 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази ПАТ «Транс- Легіон».....	46
1.5.1 Огляд існуючої структури виробничо-технічної бази.....	46
1.5.2 Варіантний аналіз і оцінка стану виробничо-технічної бази і ступеня використання виробничої потужності.....	48
1.6 Висновки до першого розділу.....	53
РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ І РЕМОНТУ НАСОС-ФОРСУНОК.....	55
2.1 Обґрунтування об'єкта дослідження.....	55
2.2 Удосконалення математичної моделі робочого процесу насос- форсунки.....	61
2.3 Ідентифікація розробленої математичної моделі стосовно	

	5
насос-форсунок з напрацюванням.....	70
2.4 Результати розрахункових досліджень.....	76
2.5 Обґрунтування допустимих відхилень структурних параметрів насос-форсунок в різних режимах роботи.....	80
2.6 Висновки до другого розділу.....	82
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОС-ФОРСУНКИ.....	83
3.1 Експериментальне дослідження насос-форсунок по визначенню характеристики впорскування.....	83
3.2 Обробка експериментальних даних, оцінка похибок вимірювань.....	93
3.3 Метод експериментального дослідження технічного стану прецизійних елементів насос-форсунок.....	94
3.4 Вплив змін структурних параметрів насос-форсунок на їх діагностичні параметри.....	96
3.5 Розробка методики поелементного діагностування насос-форсунок.....	103
3.6 Висновки до третього розділу.....	105
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	106
4.1 Аналіз умов праці	106
4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	106
4.2.1 Мікроклімат.....	107
4.2.2 Освітлення.....	108
4.2.3 Шум.....	109
4.2.4 Вібрації.....	109
4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи	110
4.3.1 Електробезпека.....	111
4.4 Пожежна безпека.....	111

	6
4.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	112
4.5.1 Розробка та розрахунок пункту спеціальної обробки (ПуСО)...	112
4.6 Способи дезактивації техніки і транспорту.....	113
4.7 Висновки до четвертого розділу.....	115
РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ І ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВПРОВАДЖЕННЯ В ВИРОБНИЦТВО.....	116
5.1 Розробка стенду для випробування насос-форсунок з безступінчастим регулюванням ходу плунжера.....	116
5.2 Діагностичний модуль з програмним забезпеченням.....	119
5.3 Визначення економічного ефекту запропонованих міроприємств.....	123
5.3 Висновки до п'ятого розділу.....	1126
ВИСНОВКИ	127
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	129

ВСТУП

Актуальність роботи. Якісне та швидке виконання перевезень сьогодні не можна уявити без використання сучасних автомобілів. Значна кількість таких машин останнім часом оснащуються двигунами з електроннокерованими насос-форсунками, при цьому технічний стан насос-форсунок в основному визначають показники дизеля: потужність, економічність, димність і викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Надійність насос-форсунок досить висока (заявлений ресурс роботи становить близько 1 млн. км пробігу або 25 тис. мото-годин), проте досвід експлуатації показує, що навіть в гарантійний період спостерігаються їх відмови, що призводить до вимушених простоїв високопродуктивної техніки [4].

У зв'язку зі складною технологією ремонту насос-форсунок, жорсткими вимогами до устаткування і кваліфікації виконавців, виготівники надають регульовальні дані тільки авторизованим сервісним центрам. Існуючі технології діагностування і дефектації насос-форсунок розроблені виключно іноземними виробниками агрегатів, які жорстко орієнтуються на вимоги, встановлені для нових виробів навіть в процесі ремонту агрегату, не мають поняття поточного ремонту і нав'язують повну заміну всіх відповідальних деталей при обслуговуванні насос-форсунок.

У той же час відомо, що в процесі експлуатації насос-форсунок до заводського регулювання і допуски істотно змінюються, причому до певної межі це не робить помітного впливу на вихідні показники роботи дизеля. До того ж занадто завищені вимоги до вузлів в процесі складання та регулювання насос-форсунок призводять до необґрунтованих замін ще працездатних деталей, що істотно збільшує вартість ремонту. Проведення якісного ремонту насос-форсунок стримується відсутністю широко доступних і зрозумілих технологій ремонту, а також недорогого спеціального інструменту.

У зв'язку з цим, в умовах повсюдного імпортозаміщення є значний інтерес до розробки нових, науково-обґрунтованих методів діагностування та

ремонту насос-форсунок, а також розробка нових технічних засобів їх випробування, які не потребують авторизації у виробників агрегатів і враховують реальний технічний стан кожного елемента системи подачі палива.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалась у відповідності з напрямками наукових досліджень кафедри автомобілів та транспортного менеджменту.

Мета і завдання дослідження. Мета роботи - підвищення ефективності діагностування та ремонту насос-форсунок шляхом розробки методу та засобів поелементного їх діагностування з обґрунтуванням допустимих відхилень структурних параметрів насос-форсунок від контрольних значень з урахуванням їх напрацювання.

Відповідно до поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

- провести комплексний аналіз показників якості роботи насос-форсунок з електронним управлінням, існуючих методів і засобів їх діагностування;
- уточнити математичну модель гідродинамічного розрахунку робочого процесу насос-форсунок з урахуванням природних зносів її структурних елементів в процесі експлуатації;
- обґрунтувати допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунок від значень, рекомендованих виробниками з урахуванням її напрацювання;
- розробити методику поелементного діагностування технічного стану насос-форсунок і діагностичні засоби для оцінки параметрів їх роботи;
- провести економічну оцінку запропонованих заходів;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження - процес діагностування насос-форсунок автомобільних дизелів.

Предметом дослідження є закономірності впливу відхилень структурних параметрів насос-форсунок на їх вихідні діагностичні параметри з урахуванням напрацювання.

Методи дослідження. У теоретичних дослідженнях застосовані основи гідродинамічного розрахунку паливоподачі систем і основні закони математичного моделювання робочих процесів з використанням програмного комплексу «вприскування». Експериментальні дослідження в лабораторних умовах проводили на спеціально виготовленому обладнанні за розробленими методиками, з використанням теорії планування багатофакторного експерименту.

Наукова новизна одержаних результатів:

- на основі аналізу конструктивних схем насос-форсунок з електронним управлінням виявлені найбільш значущі структурні параметри і встановлено взаємозв'язки між ними і показниками роботи насос-форсунки в цілому;
- отримано аналітичні вирази для визначення витоків в прецизійних сполученнях і змін зусилля електромагніта при порушенні повітряного зазору, що дозволяють підвищити достовірність гідродинамічного розрахунку процесу подачі палива насос-форсункою шляхом обліку зносів її елементів в процесі експлуатації;
- встановлені функціональні залежності діагностичних параметрів насос-форсунок від фактичного стану її конструктивних елементів;
- розроблена методика поелементного безрозбірного діагностування насос-форсунок з електронним управлінням з можливістю визначення конкретної несправної деталі насос-форсунки за даними безрозбірного діагнозу.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблений стенд для випробування насос-форсунок, який дозволяє проводити безступінчасте регулювання величини ходу плунжера для різних моделей випробовуваних насос-форсунок.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи забезпечена використанням для аналізу експериментальних даних стандартних пакетів прикладних програм і підтверджена збігом розрахункових і експериментальних даних.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень були опубліковані серед матеріалів XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, 2020 р.

Публікації. Матеріали магістерської роботи висвітлені у 1 опублікованій науковій праці, з яких 1 – опублікована праця апробаційного характеру.



РОЗДІЛ 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ І РЕМОНТУ НАСОС-ФОРСУНОК ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ ПУБЛІЧНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА «ТРАНС-ЛЕГІОН»

1.1 Методи і засоби діагностування та ремонту паливо-подаючої системи (ППС) дизелів

При визначенні технічного стану паливної апаратури дизелів можна застосовувати різні методи діагностування, які розподіляються за ознаками використовуюваного фізичного процесу.

Діагностування ППС віброакустичним методом. Процес впорскування палива супроводжується формуванням в різних місцях системи подачі палива віброакустичних сигналів, що викликаються як переміщеннями рухомих деталей ППС (голки форсунки, нагнітального клапана, муфти приводу, деталей приводу плунжера), так і хвилями тиску палива в лініях низького і високого тисків [22].

Вібродіагностика форсунок - апробований метод оцінки їх технічного стану [16]. Те ж саме можна віднести і до паливних насосів високого тиску. Метод розвивається як в додатку до ППС, так і в суміжних областях техніки.

Досить повну інформацію про динаміку голки форсунки в процесі впорскування палива мають максимальні віброприскорення форсунки, що виникають при підйомі і посадці голки розпилювача. Так, швидкість підйому і посадки голки розпилювача складає 1,6 ... 2,2 м/с [16]. Переміщення голки з такою швидкістю, ударний характер її підйому і посадки викликають інтенсивне зіткнення і формування вібраційних імпульсів, що реєструються вібродатчиком, який встановлюється на торець форсунки.

Між тиском початку впорскування і максимальним віброприскоренням форсунки, що виникають при підйомі і посадці голки розпилювача, існує лінійний зв'язок. Зменшення тиску початку впорскування, що відбувається в

умовах експлуатації, збільшує амплітуду вібрації, що виникає при ударі голки розпилювача об корпус форсунки, і зменшує амплітуду вібрації, що виникає при посадці голки розпилювача [16].

Безумовною перевагою віброакустичної діагностики є найпростіший спосіб закріплення первинних перетворювачів на об'єкті. Такі нові методи, як лазерна вібродіагностика взагалі допускають безконтактне зняття сигналу. Найпростіше реалізуються методи з обмеженою інформативністю, наприклад, що забезпечують фіксування початку і кінця подачі.

Разом з тим обробка, інтерпретація інформації, розпізнавання параметрів і дефектів вельми складні, недостатньо стабільні, достовірні і інформативні. Вібрація дуже сильно залежить від способу і якості закріплення вузла, від застосовуваних матеріалів, від стану деталей, на які встановлено об'єкт. Навіть для випробувань в безмоторних умовах бажане застосування стенду. При випробуваннях на дизелі діагностичні параметри змінюються в порівнянні з випробуваннями в модельних умовах, а розшифровка сигналів стає ще менш надійною. Розрахункове визначення власних частот коливань системи і її елементів важке і зазвичай пов'язане з грубими припущеннями. З цієї причини амплітудно-частотні характеристики зазвичай виявляють дослідним шляхом.

Велике число генераторів коливань ускладнює ідентифікацію і створення аналітичної моделі процесу. Її можна побудувати тільки на основі широких експериментальних досліджень. При вирішенні таких завдань використовуються статистичні методи, навчальні експерименти. Однак в будь-якому випадку потрібні попередні широкомасштабні експериментальні дослідження ППС апробованими методами і наступне випробування по віброакустичним методикам. Навіть сучасні методи і способи обробки сигналів на ЕОМ (за допомогою відповідних пакетів прикладних програм) при вирішенні завдань віброакустичного діагностування вимагають висококваліфікованого оператора і великої кількості статистичних даних, що визначаються експериментальним шляхом [16].

Ряд дефектів ППС при цьому взагалі не виявляється, побудова багатофакторної діагностичної моделі з урахуванням взаємодії чинників стає практично нездійсненною. Так в роботі [22] відзначається, що при вібродіагностиці форсунок наявність більшості поширених дефектів (зависання голки, закоксування сопел розпилувача, зрізання головки розпилувача) характеризується зниженням рівня вібрації форсунки з якого неможливо точно вказати вид дефекту. Ефективність діагностування обмежується похибкою. За даними [22] похибка помилки діагностування становить 16%. Ці недоліки не виключаються навіть вибором режимів діагностування, де автори [16] пропонують здійснювати оцінку сигналу на режимі пуску (від 20хв^{-1}) по вібраціям уприскування (дзвінки, глухі).

Магнітоелектричний метод діагностування за параметрами переміщень рухомих деталей. Метод заснований на реєстрації змінюючого магнітного потоку в попередньо намагнічених деталях діагностичного механізму. Діагностуєма ЕРС в магніточутливому елементі датчика пропорційна швидкості руху намагніченої деталі. Метод дозволяє реєструвати переміщення, фазові параметри деталей агрегатів, визначати відхилення цих параметрів від номінальних значень. При діагностуванні цим методом можуть виникнути складнощі у зв'язку з нестабільністю з плином часу магнітних властивостей діагностуємого елемента. Визначення параметрів руху елементів форсунки (голки, штанги), за якими можна більш точно визначити характеристики подачі палива, викликає серйозні труднощі. У зв'язку з цим можна припустити, що при цьому методі можна витягти обмежену інформацію про стан ППС [22].

Спектрографічні методи («метал в середовищі») дуже зручні, мають добре розроблене математичне забезпечення та апробовані, наприклад, при діагностуванні та прогнозуванні залишкового ресурсу поршневої групи дизеля. Фірмами «Spectro Incorp» і «Caldwell Development» (США) розроблено для таких цілей «датчики-феррографи», які реєструють частинки розміром менше 150 мікрон [22]. Але для задач з ППС вони навряд чи знайдуть застосування через відсутність накопичення металу в рідині, незначному зношуванні,

універсальності матеріалів для різних деталей і абсолютно недостатній інформативності.

Теплові методи діагностування засновані на визначенні температури відпрацьованих газів, аналізі температури певних деталей, наприклад, випускного колектора. Канарчук В.Є. пропонує оцінювати стан ППА за допомогою інфрачервоного пірометра (радіометра), спрямованого на випускний колектор дизеля. Провівши експеримент по заданій режимній програмі роботи дизеля, як стверджують автори, можна виявити порушення в регулюванні усереднених по циліндрах циклової подачі, тиску початку впорскування і куту випередження подачі. Схожий метод вимірювання нестационарного тиску відпрацьованих газів вже є контактним, але використовує більш освоєні вимірювання, ідентифікує роботу циліндрів [22].

Ще більш популярні методи контролю ППС через параметри робочого процесу дизеля. Це легко пояснити: вплив перших на другі значний, в процесі регулювання ППС при виробництві і в експлуатації параметри робочого процесу є єдиними критеріями, а самі вони на великих дизелях постійно діагностуються. Тому ці методи розробляються в першу чергу для тихохідних судових дизелів і практично не застосовуються в швидкісних автомобільних дизелях в зв'язку з високою вартістю і обмеженим терміном роботи перетворювачів і датчиків [16].

Кінематичний метод діагностування характеризується зміною положення, руху деталей і їх сполучень з геометричної точки зору. Цей метод включає в себе безпосереднє вимірювання розмірів, зносів деталей, зазорів їх сполучень (установчі розміри важелів регулятора, хід рейки і т. п.), застосовується при перевірці окремих вузлів і деталей ППС і, як правило, проводиться при непрацюючому дизелі або розібраних вузлах .

Газоаналітичний метод оцінки стану ПА за вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля Д-240 розглядається в роботі [16]. За вмістом у відпрацьованих газах O_2 і CO_2 оцінюється якість процесів сумішоутворення і згоряння і на цій основі пропонується визначати технічний стан вузлів ППС.

З введенням нормативів на викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизелів охоплення цим методом діагностування істотно розширюється. Разом з тим за результатами діагностування складно судити про конкретний дефект в ППС і кількісні характеристики параметрів технічного стану паливної апаратури.

До числа найбільш популярних методів вивчення і діагностування роботи ППС відносяться гідравлічні методи і, в першу чергу, *метод вимірювання тиску в нагнітальному трубопроводі* (біля насосу або біля форсунки). Його головна і безперечна перевага - вимір параметра, безпосередньо пов'язаного з інтенсивністю і особливостями впорскування. З використанням додаткової інформації та розрахункових методів цей сигнал дозволяє точно розраховувати найважливіші показники подачі для даної системи. До переваг методу також відносять і допустиму для задач діагностики складність монтажу датчика, яка при використанні комбінованих п'єзоплівочних датчиків фірм AVL, Kistler стає мінімальною [22].

У більшості запропонованих методик діагноз базується на порівнянні вимірюваної діаграми тиску з еталонною, в результаті чого робиться більш-менш обґрунтований висновок про наявну несправність ППА.

Автоматизація постановки діагнозу дозволяє підвищити достовірність, трудомісткість робіт і знизити вимоги до кваліфікації виконавця. Однак для створення такої системи діагностики потрібне створення формалізованих достовірних діагностичних моделей. Вони повинні базуватися не на еталонній кривій, а на полях допусків, неминучих в умовах реального виробництва і експлуатації. Разом з тим створення такої діагностичної моделі - досить трудомісткий і дорогий процес. Математичне моделювання процесу подачі палива для конкретної ППС дозволяє зробити цю задачу більш реальною [22].

Разом з тим можливості методу значно ширші, але існують практичні труднощі створення докладної адекватної діагностичної моделі. Це завдання можна вирішувати на основі вивчення поведінки ряду діагностичних параметрів. Існує безліч проблем з оцінкою величини несправності, її

виявленням при наявності допустимих відхилень, спеціальним підбором несправних і справних елементів ППС і т. д. Це пов'язано з великими експериментальними роботами, накопиченням статистичного матеріалу.

У роботах, які базуються на статистичній обробці і навчальних експериментах, випробовуються сотні і навіть тисячі комплектів ППС, при цьому з огляду на некерованості ступенем прояву дефектів деякі області залишаються недостатньо вивченими, комбінація відхилень погіршує достовірність діагностичної моделі та ще більш збільшує витрати на її створення.

Вирішенню деяких зазначених завдань присвячені роботи [14]. Авторами наголошується, що створена універсальна інформативна методика діагностування, що дозволяє виявляти і кількісно оцінювати типові дефекти ППС по діагностичній моделі в формі логічної таблиці несправностей.

Математичне моделювання подачі палива реальної ППС пов'язане з меншими матеріальними витратами, але, головне, дозволяє більш точно і достовірно вирішити задачу. Діагностична модель створюється не на базі ймовірно-статистичного підходу, а точним детермінованим методом. Стає можливим точний облік допустимих відхилень структурних параметрів ППС і параметрів технологічної нестійкості. Альтернативні методи не дозволяють практично підійти до діагностування з тієї ж коректністю [22].

Недоліком методу є висока трудомісткість, викликана необхідністю аналізу безлічі діагностичних параметрів. Результати випробувань за цією методикою дають задовільні результати при стендових (безмоторних) випробуваннях, так як вимагають установки датчиків в лінії високого тиску і на виході з форсунки. До того ж при одночасних дефектах декількох елементів паливної апаратури ефективність методу різко знижується. До того ж стосовно до паливної апаратури автомобільних дизелів можливості реалізації методу не оцінювалися.

Різноманітність діагностичних засобів представлено в класифікаційній схемі (табл.1.1) [16], що відображає їх відмінність за призначенням, ступенем

автоматизації вимірювань, спектру вирішуваних завдань, конструктивними особливостями і ін.

Таблиця 1.1 - Класифікація засобів діагностики ТА

Класифікаційні ознаки	Засоби діагностування
Ступінь автоматизації	Механізовані; автоматизовані; автоматичні
Призначення і підлаштування до діагностування елементів ПА	Пристрої і прилади для вимірювання окремих параметрів або вузлів; стенди для дослідження ППС; діагностичні системи і мотортестери;
Виконання	Переносні; пересувні; стаціонарні; бортові; частина загальної системи управління роботою дизеля
Стан об'єкта діагностування	Використані при: нефункціонуючому об'єкті; функціонуючому об'єкті; тестових дій на об'єкті; будь-яких станів об'єкта
Характеристика інформації по діагностованому об'єкту	Кількісна оцінка; якісна оцінка; кількісна і (або) якісна оцінка з прогнозуванням стану
Адаптивність	Всі операції діагностування проводяться за участі оператора (майстра-наладчика); налаштування параметрів і режимів діагностування проводиться оператором; самоналаштувані
Спектр вирішених задач	Інформація про стан, прогнозування і рекомендації, формування бази даних для автоматичного налаштування і управління роботою ДВЗ

Разом з розглянутими методами продовжують застосовуватися і вдосконалюватися старі методи часткового діагностування ППС: підключення до форсунки через трійник тарований випробувальної форсунки (максиметра), безперервний запис підйому голки, вимір продуктивності і фази подачі палива, вимір запасу по продуктивності, візуальна оцінка якості розпилювання палива форсункою і т. д.

Електронний малогабаритний діагностичний прилад ЕМДП- переносний польовий прилад для майстрів-наладчиків, призначений для заявочного діагностування дизелів в польових умовах. Прилад дозволяє вимірювати: частоту обертання колінчастого вала двигуна безконтактним способом в межах $0 \dots 2000 \text{ хв}^{-1}$ з похибкою $\pm 1,5\%$; момент початку і тривалість нагнітання палива секцією паливного насоса двигуна в межах від 0 до 50° повороту колінчастого вала з похибкою $\pm 5\%$. Поєднання приладу ЕМДП з

діагностичними комплектами типу KI13905M, KI-13919A, KI-13924 і ін. сприяє зменшенню часткових розборок і скорочення трудомісткості діагностування до 20% [22].

Діагностування ППС за допомогою діагностичної електронної установки KI-13940 або автоматизованого машинотестера АМТ KI-13950 може проводитися на станціях ТО, АТП [16].

На відміну від установки KI-13940 АМТ має більш широкі функціональні можливості. Процес подачі палива може відображатися в графічному вигляді на екрані монітора.

Є досвід створення діагностичних комплексів, в тому числі і портативних на базі вимірювань тиску в трубопроводі, фіксування інформації, в пам'яті ЕОМ, порівняння вимірних характеристик з еталонними і отримання діагнозу по п'яти-шести найважливіших несправностях ППС [2,13,17,18]. Такий підхід забезпечує найбільшу достовірність діагностики, швидкість аналізу, можливість подальшого вдосконалення.

У більшості розроблених приладів діагноз базується на порівнянні вимірюваної діаграми тиску з еталонною. Деякі діагностичні комплекси та дизель-тестери навіть забезпечуються еталонними кривими, по яких механік може зробити більш-менш обґрунтований висновок про наявні несправності.

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

Для діагностування ППС комплекс обладнаний газоаналізатором (димоміром), стробоскопом, накидним пьезоплівочним датчиком фірми AVL. Характеристика тиску палива в лінії нагнітання, що отримується при діагностуванні і виведена на екран монітора, може порівнюватися з еталонними кривими. Разом з тим цей комплекс, як і всі розглянуті вище, дозволяє здійснювати оцінку тільки однієї лінії нагнітання за один цикл вимірювань, не забезпечує видачу конкретних даних по ресурсу і ймовірного дефекту. У зв'язку з конструктивними особливостями діагностованих ППС (особливо зарубіжних) іноді не вдається під'єднатися до необхідної точки діагностування [17,28].

Вимірювання параметрів ППС при невстановлених режимах вважається перспективним напрямком оцінки технічного стану регуляторів ПНВТ. Рішення зазначеної задачі може бути істотно полегшено при застосуванні електронних засобів і ЕОМ в процесах вимірювання і обробки інформації, при визначенні точок зовнішньої швидкісної і регуляторної характеристик ПНВТ і вимірі миттєвих значень параметрів подачі палива і числа обертів вала насоса.

Автори [1,20,30] відзначають, що сам процес діагностування займає 15 ... 20% від загального часу. На встановлення режиму діагностування об'єкта і безпосередній вимір діагностичних параметрів витрачається 10 ... 15%. На фіксацію результатів і прогнозування залишкового ресурсу - 5 ... 6% відведеного часу [1].

Для оцінки технічного стану ППС застосовуються різні методи діагностування (таблиця 1.2) [22], що застосовуються відповідно до завдань діагностування. При перевірці працездатності елементів ППС використовують методи діагностування, що виявляють (без зазначення місця і причини) певну сукупність відмов і пошкоджень (зниження тиску впорскування, нестабільність параметрів подачі палива і т. д.).

Таблиця 1.2 - Класифікація методів діагностування ППС

Класифікаційні ознаки	Методи діагностування
Задачі діагностування	Перевірка працездатності; перевірка правильності функціонування; пошук дефектів
Застосування діагностичних засобів	Органолептичні; інструментальні
Характер вимірюваних параметрів	Прямий; опосередкований
Періодичність діагностування	Регламентний; заявочний; безперервний
Умови проведення діагностування	Польові; станція ТО; безмоторні;
По ступені розборки об'єкта діагностування	Розбірна; нерозбірна
Режим роботи об'єкта	При встановленому режимі; при невстановленому режимі; при статодинамічному режимі
Діагностичні параметри	Параметри робочого процесу; параметри супутніх процесів; структурні параметри
Використаний фізичний процес	Віброакустичний; магнітоелектричний; спектрографічний; тепловий; гідравлічний; газоаналітичний; кінематичний; інші

При перевірці правильності функціонування вузла діагностування направлений на визначення сукупності дефектів технологічних регулювань і налаштувань, що викликають неприпустиме зниження техніко-економічних і екологічних показників. При пошуку дефектів методи діагностування дозволяють виявити місце, вид і причину дефекту (знос плунжерних пар, циклової подачі, витрати на управління і т. д.). За ступенем розбирання об'єкта діагностування методи поділяються на розбірні і нерозбірні.

Розбірні методи застосовуються при оцінці рухливості плунжерної пари, голки розпилювача, вимірювання зносу різних деталей ППС. Методи безрозбірної діагностики, як правило, засновані на непрямих вимірах структурних параметрів при установці датчиків або діагностичних пристроїв зовні об'єкта, що діагностується без зняття його з дизеля або на стенді для випробування ППС.

За діагностичними параметрами всі методи ділять на три групи в залежності від того, чи характеризує вимірюваний параметр робочий процес всієї ППС або її складової частини, супутній процес роботи, або безпосередньо структурний параметр деталі або сполучення деталей [22].

Методи діагностування за параметрами робочих процесів дозволяють перевіряти вихідні показники ППС (тиск палива в лінії високого тиску, хід голки розпилювача форсунки і т. п.) і численні технічні характеристики її складових частин (фазові параметри подачі палива і тиску, швидкість переміщення голки, витрата і ін.). Зазвичай точність вимірювання цих параметрів досить висока, так як в більшості випадків здійснюють пряме вимірювання контрольованої фізичної величини.

Фізичний процес характеризується зміною фізичної величини в часі. В основі гідравлічного - тиск; теплового - температура; віброакустичного - амплітуда коливань на певних частотах і т. д.

Основний недолік методів діагностування паливної апаратури за допомогою механічних засобів - неминуче їх втручання в нормальне

функціонування систем живлення. Крім цього, проведене часткове розбирання може негативно позначатися на працездатності елементів ППС [16].

Розглянемо деякі з вживаних в даний час засобів і пристроїв визначення параметрів подачі палива, які могли бути використані для діагностування паливної апаратури. Кількома іноземними фірмами [27] розроблені прилади для визначення кутів випередження подачі і тривалості вприскування, використання яких пов'язане з мінімальним втручанням в роботу паливної апаратури. Загальний їх принцип в тому, що в трубопроводі високого тиску монтують датчик (поршневого типу, язичковий, пластинчастий) або датчик встановлений в відгалуження трубопроводу форсунки. При зміні тиску в ЛВТ сигнал надходить від виконавчого механізму до реєструючого пристрою від якого надходить сигнал до стробоскопу для реєстрації тривалості упорскування.

Деякі незручності всіх методів полягають в тому, що для визначення кута початку впорскування необхідний доступ до маховика або якого-небудь шківу двигуна, що має кутові мітки, за яким стробоскопом роблять виміри. Перспективу усунення цієї незручності бачать в наявності на двигуні імпульс, відповідного, наприклад, ВМТ, при зіставленні якого з контрольованим імпульсом можна визначити кут випередження впорскування палива.

Принципова основа інших розроблених способів і пристроїв - аналіз кривої тиску палива в трубопроводі між насосом і форсунках. Ці способи дозволяють виявити несправності і оцінити на якісному рівні стан паливної апаратури. Багато діагностичних систем дозволяють визначити момент початку і тривалість впорскування і деякі інші параметри з аналізу характеристики подачі палива, яку отримують за допомогою датчика, що монтується в лінію високого тиску, а також застосування стробоскопа.

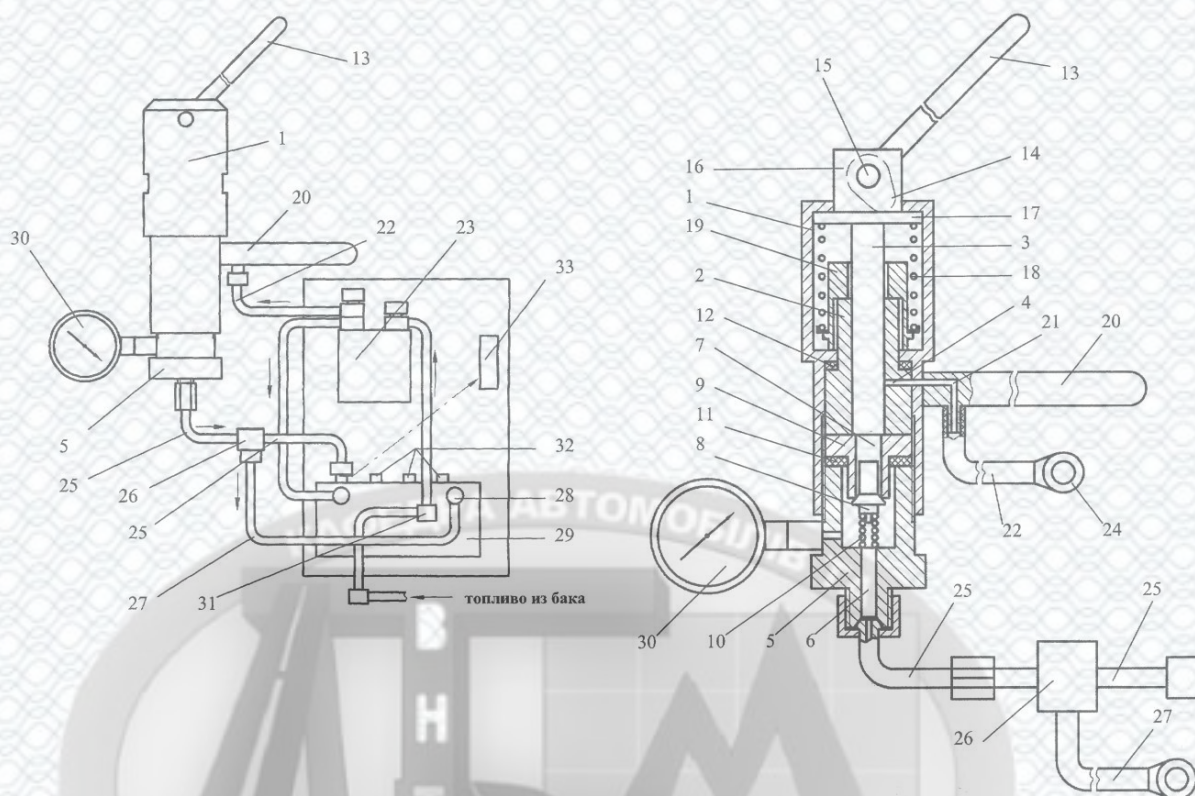
У більшості розроблених приладів [31] діагноз базується на порівнянні вимірюваної діаграми тиску з еталонною. Деякі діагностичні комплекси та дизель - тестери навіть забезпечуються еталонними кривими, за якими механік може зробити більш-менш відокремлений висновок про наявні несправності

ППС. Ряд ефективних методів, реалізованих в діагностичних приладах, автоматизованих установках, машинотестерах, не представляється можливим для застосування на практиці без попередніх заходів щодо поліпшення пристосованості як діагностичних засобів, так і дизеля і його ППС. Поліпшення пристосованості ППС до базових діагностичних засобів знижує трудомісткість установки датчиків на об'єкт, зменшує кількість перехідних пристроїв, підвищує ефективність діагностування.

В цілому слід зазначити, що дані пристрої та засоби діагностування дозволяють здійснювати оцінку тільки однієї лінії нагнітання за один цикл вимірювань, не забезпечують видачу конкретних даних по ресурсу і ймовірного дефекту, не вказують про конкретний дефект ППС. Не дають повного уявлення по багатьох діагностичних параметрах, утруднений аналіз отриманої інформації діагностується ППС. Все це вимагає розробки сучасних засобів діагностування та їх програмного забезпечення, тобто електронних автоматизованих систем.

Електронні автоматизовані системи створюють умови для вирішення проблеми діагностування на принципово новій індустріальній основі, тобто виконання майже всіх операцій технічного діагностування блоками електронної установки з видачею кінцевого результату про склад об'єкта у вигляді «придатний», «непридатний», «норма», «менше норми», «більше норми», категорія якості і т. п. При цьому процес діагностування ППС може здійснюватися безперервно по заданій оптимальній програмі в певній закономірній послідовності.

Для перевірки прецизійних елементів паливної апаратури авторами [24] пропонується пристрій для діагностування прецизійних пар паливного насоса і форсунок дизеля (рисунок 1.1). При діагностуванні прецизійних елементів за допомогою запропонованого пристрою її по черзі приєднують до вузлів дизельної паливної апаратури і нагнітають паливо в порожнину цього елемента, і за часом падіння тиску визначають технічний стан цього елемента без його демонтажу з двигуна.

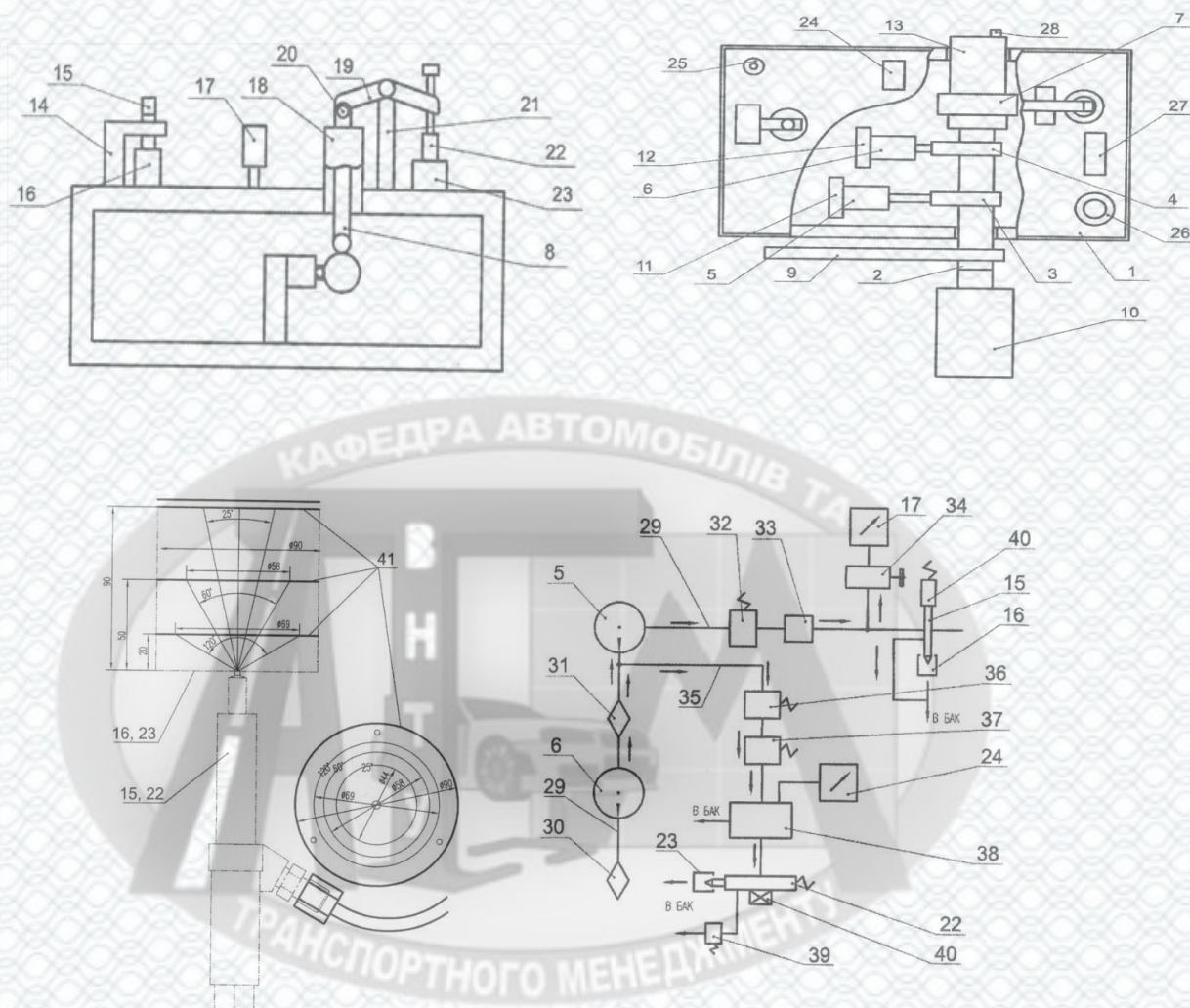


1- плунжерний насос; 2- корпус-втулка; 3- плунжер; 4- радіальний канал; 5- пустотілий штуцер; 6- канал високого тиску; 7- порожнина нагнітання (надплунжерний простір); 8- нагнітальний клапан; 9- сідловина; 10- пружина; 11,12- ущільнюючі шайби; 13- привід плунжерного насоса; 14- кулачковий елемент; 15- вал; 16- щічки; 17- упорна шайба; 18- пружина; 19- упорна втулка; 20- рукоятка; 21- внутрішній канал; 22- всмоктуючий трубопровід; 23- паливний фільтр; 24- приєднувальний штуцер; 25- нагнітальний трубопровід (рукава); 26- запобіжний клапан; 27- зливний трубопровід; 28- зливна порожнина; 29- ПНВТ; 30- манометр; 31- помпа; 32- штуцери; 33- форсунка.

Рисунок 1.1 - Пристрій для діагностування прецизійних пар паливного насосу і форсунок дизеля [24]

Авторами [24] пропонується стенд для випробування насос-форсунок і форсунок дизельних двигунів (рисунок 1.2), який має можливість діагностування, як форсунок, так і насос-форсунок як з механічним, так і з електронним управлінням, а також забезпечити прийнятну точність визначення контрольованих параметрів при невисокій трудомісткості

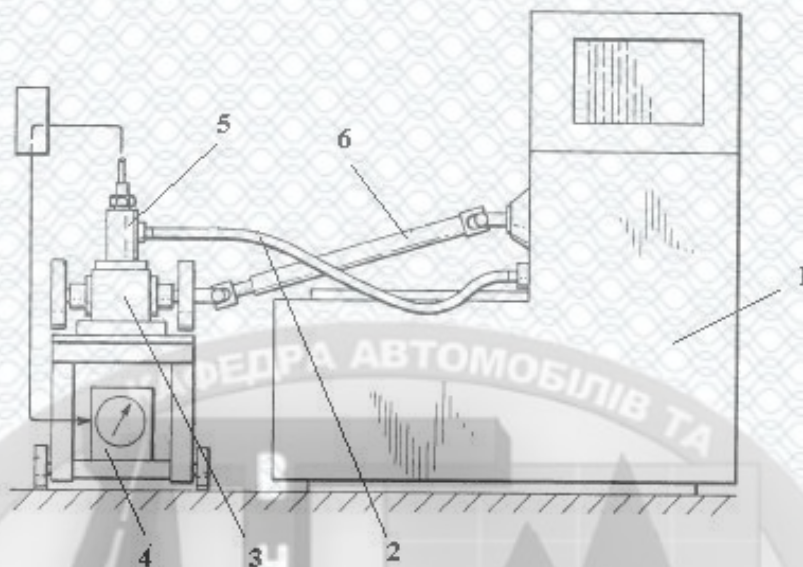
робіт.



1-корпус; 2- привідний вал; 3,4,7- кулачки; 5- паливний насос плунжерного типу; 6- підкачуючий паливний насос; 8- нижній кінець штовхача; 9- ручний ричаг; 10- електродвигун; 11,12,14- кронштейни; 13- втулки; 15- форсунка; 16- камера впрыску; 17- манометр (датчик тиску); 18- направляюча втулка; 19- коромисла; 20- датчик сили; 21- верхній кінець стійки; 22- досліджувана насос-форсунка; 23- камера впрыску; 24- манометр (датчик тиску); 25- щуп; 26- кришка заливного отвору для палива; 27- термінал (індикатор); 28- контакт електричної схеми; 29- основна гідролінія; 30- магнітний фільтр; 31- фільтр тонкої очистки; 32- нагнітальний клапан; 33- гідроакумулятор; 34- кран; 35- додаткова гідролінія; 36- зливний клапан; 37- нагнітальний клапан; 38- гідроакумулятор; 39- зливний клапан; 40- соленоїдний клапан; 41- екран.

Рисунок 1.2 - Стенд для перевірки насос-форсунок і форсунок дизельних двигунів [24]

Фірма Berman, Aisenberg & Platt розробила пристрій для діагностування насос-форсунок (рисунок 1.3).



1-стенд для регулювання паливної апаратури; 2-гідролінія низького тиску; 3- Сам-Вох для перевірки насос-форсунок; 4 - манометр; 5 - фіксатор насос-форсунки; 6 - привідний вал.

Рисунок 1.3 - Сам-Вох для перевірки насос-форсунок [32]

Привід кулачкового вала здійснюється безпосередньо від стенду для регулювання паливної апаратури. Насос-форсунка жорстко фіксується в Сам-Вох, який призначений для приводу плунжера насос-форсунки в рух. Пристрій не дозволяє діагностувати насос-форсунки з різним ходом плунжера і насос-форсунки з електронним управлінням.

1.2 Структурні і діагностичні параметри насос-форсунки

У ППС з насос-форсунками розрізняють структурні і діагностичні параметри [1]. Елементи насос-форсунки, що відносяться до структурних параметрів (знос, зазор), безпосередньо характеризують технічний стан конкретних елементів вузла. При визначенні технічного стану ППС з насос-форсунками, її діагностичні параметри, в основному, побічно характеризують структурні параметри елементів, тому що залежать від них. У процесі

діагностування визначається прямим вимірюванням структурний параметр одночасно виступає як діагностичний параметр.

У процесі діагностування основним завданням є вибір конкретних несправностей і визначення поточних значень структурних параметрів, при порушенні яких насос-форсунка втрачає працездатність. Висновок про стан насос-форсунки робиться виходячи з еталонних або нормативних значень.

На рисунку 1.4 приведена схема структурних елементів і конструктивно-регулювальних параметрів ППС з насос-форсунками дизелів, по відношенню до яких може проводитися діагностування.



Рисунок 1.4 - Структурні елементи ППС з насос-форсункою

Працездатність кожного елемента і його складових визначається сукупністю регламентованих показників, їх технічного стану або структурними параметрами. На етапі аналізу ППС, як об'єкта, що діагностується, слід вибрати необхідну і достатню кількість структурних параметрів. Їх вибір повинен в ідеалі забезпечувати відсутність помилок пропуску несправного стану і помилок помилкового відбраковування (при створенні діагностичних моделей такі помилки прийнято називати помилками 1 і 2 роду).

Оціночними показниками якості роботи ППС виступають значення діагностичних параметрів. У свою чергу перелік діагностичних параметрів багато в чому визначається методами, засобами і умовами діагностування. У

зв'язку з цим тут же наводиться аналіз «споживчих» якостей діагностичних параметрів при різних методах діагностування.

Проведений аналіз показує, що найбільш повну інформацію про стан структурного параметра при проведенні безрозбірної діагностики, дає аналіз процесу подачі палива по тиску палива в лінії нагнітання.

Зазвичай в якості діагностичних параметрів приймаються характерні параметри кривих тисків палива в лініях високого тиску (ЛВТ) біля штуцера насоса і біля штуцера форсунки і лінії низького тиску (ЛНТ) в головці насоса, а так як їх параметри, середній тиск упорскування; середній тиск в ЛНТ; - тривалість подачі по плунжеру; максимальний тиск в ЛВТ; середнє значення $dP/d\varphi$ в ЛВТ від початку нагнітання до першого максимуму; залишковий тиск в ЛВТ; параметри впорскування на пусковому режимі; циклова подача палива, отримані шляхом обробки наступних кривих рисунок 1.5-1.9 [22]:

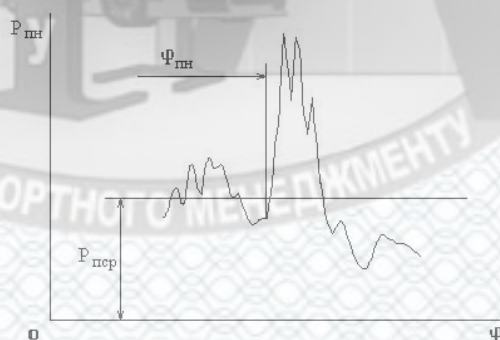


Рисунок 1.5 - Тиск в ЛВТ на виході

Діагностичні параметри: $P_{ПСР}$ – середній тиск підкачки.

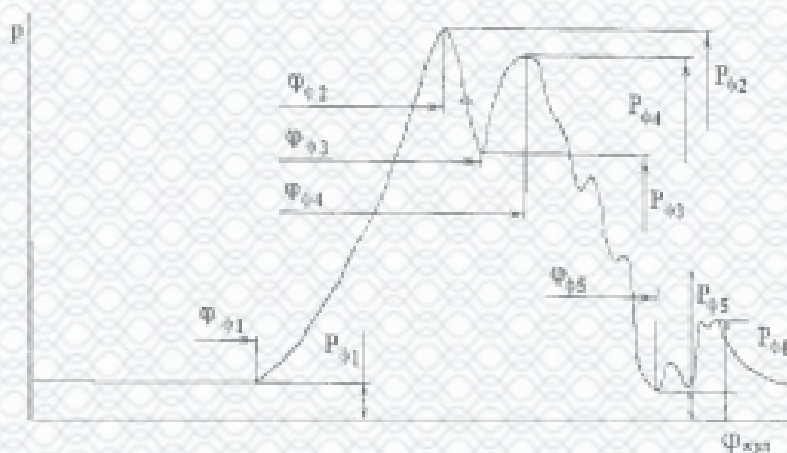


Рисунок 1.6 - Тиск палива форсунки

Діагностичні параметри: $\varphi_{\phi 1}$ - кут в момент початку підвищення тиску; $P_{\phi 1}$ – тиск при $\varphi_{\phi 1}$; $\varphi_{\phi 2}$ – кут при першому максимумі що відповідає тиску $P_{\phi 2}$; $\varphi_{\phi 3}$ – кут при першому мінімумі що відповідає тиску $P_{\phi 3}$; $\varphi_{\phi 4}$ – кут при другому максимумі що відповідає тиску $P_{\phi 4}$; $\varphi_{\phi 5}$ - кут в момент закінчення впрыску.

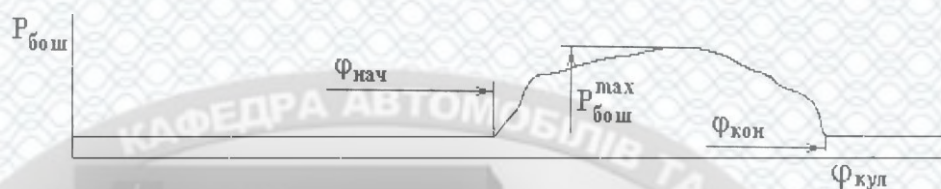


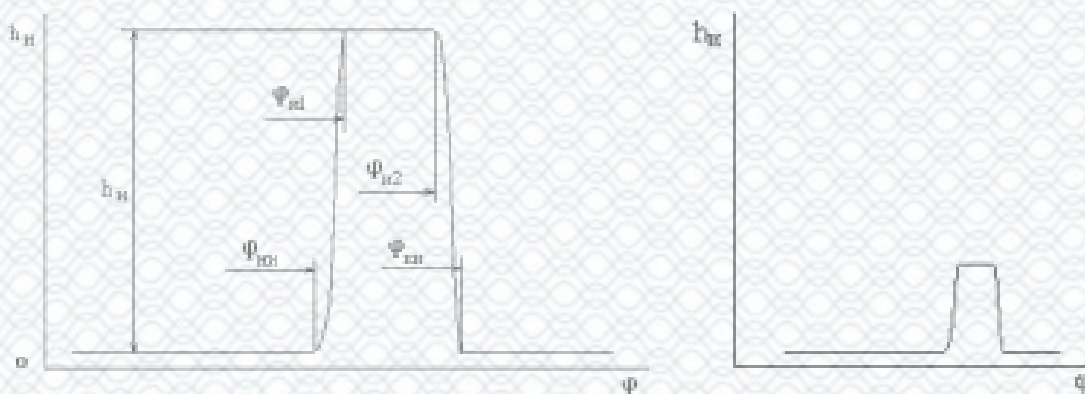
Рисунок 1.7 - Тиск в датчику-витратомірі Бош

Діагностичні параметри: $\varphi_{\text{поч}}$ – кут що відповідає початку впрыску палива;

$P_{\text{бош}}$ – максимальне значення тиску впрыску датчика Бош;

$\varphi_{\text{зак}}$ – кут в момент закінчення впрыску палива;

$\varphi_{\text{поч}} - \varphi_{\text{зак}}$ – тривалість впрыску.



а) номінальний режим

б) режим холостого ходу

Рисунок 1.8 - Хід голки форсунки.

Діагностичні параметри: $\varphi_{\text{ну}}$ – кут в момент початку підйому голки; $\varphi_{\text{ну1}}$ – кут, що відповідає повному ходу голки; $\varphi_{\text{ну2}}$ – кут, що відповідає початку посадки голки; $\varphi_{\text{ку}}$ – кут в момент посадки голки на сідло; h_u – хід голки.

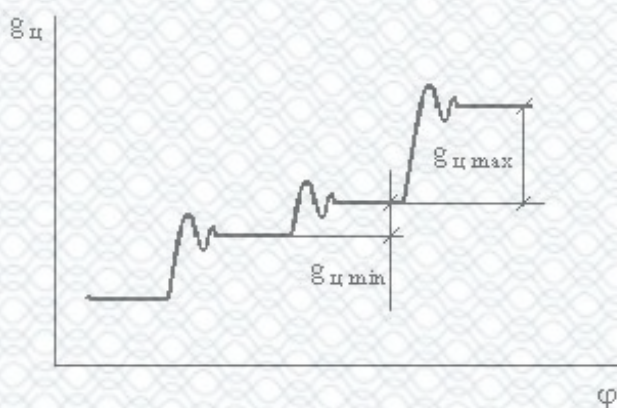


Рисунок 1.9 - Циклова подача палива

Діагностичні параметри: $g_{цmin}$ – мінімальна циклова подача; $g_{цmax}$ – максимальна циклова подача.

При діагностуванні паливної апаратури за вказаними характеристиками аналіз її працездатності проводять за осцилограмами процесу впорскування шляхом виділення характерних ділянок [10,20]. За осцилограмами тиску впорскування палива і по їх розташуванню щодо оцінки ВМТ виявляють більшість несправностей паливної апаратури. Діагностування проводять шляхом порівняння еталонної і досліджуваної осцилограм, знятих на одному і тому ж режимі роботи двигуна. Їх аналіз дозволяє встановити, що зрушення максимуму осцилограми щодо ВМТ і нахил ділянки лінії початку подачі визначають стан плунжерної пари, розпилувача штовхача і приводу насос-форсунки. Ордината ділянки падіння тиску в результаті початку підйому голки визначає зусилля затягування пружини форсунки і стан прецизійної пари голка-корпус розпилувача. Максимальний тиск палива характеризує стан отворів розпилувача. Цей метод, дозволяє визначити 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 [20]. Поряд з цим виявляються знос плунжерних пар, знос, обрив і закоксованість розпилюючих отворів, заклинювання плунжерів і голок розпилувачів, поломки пружин запірних клапанів, голки розпилувача і плунжерів.

У той же час необхідно відзначити, що зазначені вище методики діагностування досить трудомісткі і вимагають спеціального обладнання. У зв'язку з цим одним з головних напрямків зниження експлуатаційних витрат на обслуговування і ремонт, є вдосконалення процесів технічного обслуговування з впровадженням діагностичних засобів і методів, які, дозволять знизити трудомісткість і підвищити точність діагнозу.

1.3 Засоби оптимізації робочого процесу паливоподаючої системи дизелів

Дослідити процеси, що протікають в паливній апаратурі дизелів, найбільш ефективно за допомогою програм комп'ютерного моделювання робочих процесів, що дозволяють виключити тривалі натурні випробування насос-форсунок.

Існуючі в теперішній час програмні комплекси призначені для математичного моделювання процесів подачі і комп'ютерної оптимізації систем впорскування, а також для розрахунків, досліджень і проектування паливоподаючої апаратури безпосередньої дії і систем акумуляторного типу, в тому числі з електронним управлінням.

Інноваційною складовою описуваних програм є кошти для розробки випереджальних технічних рішень і технологій світового рівня для проектування і оптимізації паливних систем з електронно-керованим уприскуванням палива і тисками до 300 ... 400 МПа, що забезпечують скорочення термінів і здешевлення створення перспективних дизельних двигунів.

На відміну від ряду конструкторських завдань оптимізація характеристик уприскування, кількості, діаметру і орієнтації сопел розпилювача на сьогоднішній день вирішується експериментально. Причиною цього є відсутність в широкій практиці адекватного програмного забезпечення. Інтенсивний розвиток Computational Fluid Dynamic (CFD), що реалізує тривимірне моделювання витікання газу і палива, що впорскується, поки не дає

практично відсутних результатів з огляду на величезну трудомісткість розрахунків (сотні годин розрахунків на потужних комп'ютерах і до 5 ... 15 днів підготовки даних) і недостатньою достовірністю результатів. Говорити про використання цих програм для інженерних оптимізаційних розрахунків тим більше передчасно [12].

Найбільш популярні програми BOOST (AVL), WAVE (Ricardo), GT-Power (Gamma Technologies), що використовують термодинамічний підхід обмежені в можливостях оптимізації параметрів паливної апаратури і при цьому дорогі для споживачів (вартість їх інсталяції на 1 робочому місці - 1 ... 3 млн. грн).

Оптимізація робочого процесу - єдино науково обґрунтований спосіб формулювання вимог до найважливіших показників впорскування і, відповідно, ПА. До їх числа відносяться число і діаметр сопел, тиск і характеристика упорскування, режимні характеристики і ін. Після доповнення вимог, вибору типу і основних конструктивних рішень початкового варіанту (декількох різних варіантів) ПА, з метою виключення тривалих натурних випробувань пропонується її комп'ютерна дискретна і параметрична оптимізація. Для вирішення поставлених в даному дослідженні завдань ми використовуємо спеціалізований програмний комплекс упорскування, розроблений в МГТУ ім. Баумана.

Використовувані в ПК впорскування математичні моделі процесу мають високу точність і швидкодію. ПК створювався для проектування ППС дизелів, а також може бути корисним для вирішення гідродинамічних задач в системах впорскування бензину або альтернативних палив.

При аналізі складних систем користувач зазнає труднощів інтерпретації їх схем та ідентифікації отриманих результатів за основними елементами ППС. Тому для ілюстрації досліджуваної ППС використовується графічний образ, в якому користувач з наявних примітивів може видалити або додати елемент в рамках прийнятого типу ППС.

Таблиця 1.3 Порівняльний аналіз програмного забезпечення для проектування паливоподаючих систем дизелів

Найменування	Характеристики				
	Ricardo FINJECT	AVL HYDSIM	Caterpillar	Bosch	МДТУ ВПРЫСК
Розробники програм, їх назви					
Можливість дослідження систем відповідних схем	так	так	ні	так	так
Графічна генерація схеми паливної системи	так	так	ні	так	так
Примітиви графічного редактора: функціональні (Ф) / прості геометрич. (Г)	Г	Г	ні	Ф	Ф
Одномірна оптимізація	так	так	так	так	так
Двохмірна оптимізація	ні	ні	ні	ні	так
Багатомірна оптимізація	ні	ні	ні	ні	так
Можливість проектування ППА по заданим параметрам (характеристиці) вприску	ні	ні	ні	ні	так
Метод розрахунку руху в трубопроводах	МКЭ	Годунова	характ.	характ.	Даламб., Годунова
Врахування змінності швидкості звуку	так	так	ні	ні	так
Врахування нестационарного тертя	ні	ні	ні	ні	так
Врахування неізотермічності	так	ні	ні	так	так
Врахування газової фази в ЛВТ	так	так	так	так	так
Врахування гістерезису двохфазного стану палива	ні	ні	ні	ні	так
Розрахунок об'ємного (О) або масового (М) балансу в порожнинах	О	О	О	О	М
Врахування податливості приводу ПНВТ	так	так	так	ні	так
Привід ПНВТ як багато-(М) або одно-(О) масова крут. система	ні	М	О	ні	М
Нелінійні жорсткі характеристики демпфування	ні	так	так	ні	так
Врахування люфтів в приводі	ні	ні	так	ні	так
Кільцева крутильна система	ні	ні	ні	ні	так
Електрогідропривід плунжера	так	ні	ні	ні	так
Перехідні режим в ТПС	ні	ні	ні	ні	так
Сумісність з програмами розрахунку циклу дизеля	так	так	ні	так	так

Передбачені типові редакційні маніпуляції з елементами і файлами. Програми обробки розпізнають образи, формують матрицю зв'язків, розрахункову схему, перевіряють коректність і доступність для розрахунку створеної схеми.

У програмах фірм Рікардо (Ricardo) і АВЛ (AVL) передбачається генерувати ППА з дрібних елементів (звуження, вхід, ділянка ламінарної течії, заслінка і т. п.). Настільки дрібне розбиття створює занадто багато роботи для творців і занадто утомливе для користувачів. У ПК “Уприскування” ППС складається з обмеженого числа типових елементів з набором характерних видаляючихся або підключаючихся піделементів. Тому для генерації ППС зручніше мати укрупнені елементи або навіть вузли, а конкретизується в таблицях або підміню ПК. Його концепція ближче до іншої відомої розробці - фірми Бош (R.Bosch).

Тільки в даних ПК “Уприскування” і ПК Бош користувач без обмеження можливостей аналізу оперує з укрупненими елементами (плунжерні пари, гідропривід, клапан і т. д.), а не з елементарними (зазор, щілину, конус, вікно і т. п.). Це полегшує і прискорює роботу користувача.

ПК “Уприскування” дозволяє:

- здійснювати розрахунок характеристик подачі палива ППС на довільному режимі її роботи, отримувати швидкісні і навантажувальні характеристики;
- можливе дослідження ППС різних типів (в рамках даного класу);
- дослідити вплив на процес подачі різних конструктивних і режимних параметрів ППС;
- вирішувати багатофакторні завдання оптимізації процесу подачі, використовуючи для цього метод одновимірного, двовимірного і багатовимірного сканування;
- проектувати привід ПНВТ і досліджувати його вплив на подачу.

Особливістю ПК “Уприскування” є його універсальність щодо особливостей ППС дизелів і навіть двигунів безпосереднього вприскування бензину. Він дозволяє працювати з акумуляторними системами, рядними, розподільними, роторними ПНВТ, з кулачковим, гідравлічним або іншим приводом. Форсунки можуть бути будь-якого типу: з гідроімпульсним замиканням, двома пружинами. ППА може включати додаткові клапани, золотники, жиклери, акумулятори, трубопроводи, фільтри і т. д.

При аналізі складних систем користувач зазнає труднощів інтерпретації їх схем та ідентифікації отриманих результатів за основними елементами ППС. Тому для ілюстрації досліджуваної ППС використовується графічний образ, в якому користувач з наявних примітивів може видалити або додати елемент в рамках прийнятого типу ППС. Передбачені типові редакційні маніпуляції з елементами і файлами. Аналогічні можливості мають ПК фірм Рікардо (Ricardo, Finject), АВЛ (AVL, HydSim), Гамма Технолоджи (Gamma Technology, FuelInject), Р.Боша (R.Bosch).

Математична модель, покладена в основу ПК, базується як на апробованих підходах, так і на результатах оригінальних фундаментальних досліджень, присвячених процесам в сучасній ППА. ПК відрізняється від відомих максимальним урахуванням істотних для подачі палива явищ і процесів. Перебіг в трубопроводі розраховується залежно від цілей роботи з використанням рішення Д'Аламбера або лінеаризованого методу С.К.Годунова (з урахуванням змінності швидкості звуку). Тільки в ПК “Уприскування” достовірно розраховується нестационарний опір трубопроводів, що нині стало актуально і для ППС швидкохідних і середньооборотних двигунів. Коректно враховується неізотермічність процесу з відповідною зміною властивостей палива. Використано уточнені співвідношення для опису властивостей однофазного і двофазного стану палива, включаючи і ніде математично не описаний гістерезис двофазного стану. У рівняннях граничних умов використані рівняння масового балансу, вперше - з формулами закінчення стисливої рідини. Розрахунок подачі палива ведеться як пов'язаний з

розрахунком приводу ПНВТ, як багатомасової крутильної системи з урахуванням нелінійних жорсткостей і характеристик демпфування, люфтів, наявності веденої гілки ременів (ланцюгів) і т. д. У ПК “Уприскування” закладені можливості аналізу ПА з електроприводом клапанів (золотників), електро-гідроприводом плунжера, сучасними кулачками і розрахунком навантажень. Стійко розраховуються всі експлуатаційні режими двигуна, включаючи пуск і холостий хід, перехідні режими.

ПК “Уприскування” розроблявся як інструмент конструктора, має дружній користувальницький інтерфейс, зручну форму редагування даних з їх швидким і детальним аналізом їх достовірності, представлення результатів у табличному вигляді, плоскою, квазітримірною і тривимірній графіці, поєднання сімейств кривих. Спираючись на проведений аналіз вважаємо найбільш ефективним використовувати ПК “Уприскування” для вирішення поставлених завдань.

1.4 Аналіз діяльності публічного акціонерного товариства "Транс – Легіон"

1.4.1 Загальна характеристика підприємства

В 1982 році було засновано державне підприємство Вінницьке АТП 10560, яке у 1995 році приватизувалось і було перетворено РВ ДМУ по Вінницькій області у відкрите акціонерне товариство.

За результатами проведення чергових загальних зборів акціонерів протокол № 1110 від 21.09.2010 р. з метою приведення діяльності Товариства у відповідність до вимог Закону України "Про акціонерні товариства" було прийнято рішення про зміну типу акціонерного Товариства з відкритого на публічне акціонерне товариство (скорочено ПАТ) та щодо зміни найменування Відкритого акціонерного товариства "Транс - Легіон" на Публічне акціонерне товариство "Транс - Легіон".

Дане підприємство знаходиться у місті Вінниця по вулиці Черняхівського 6.

Основним видом діяльності Товариства є надання послуг по:

- перевезенню вантажів вантажним автотранспортом (національні та міжнародні);
- роздрібна торгівля автомобілями;
- технічне обслуговування та ремонт автомобілів;
- оренда території і стоянки автомобілів.

Робота ПАТ не залежить від сезонних змін.

Основними клієнтами підприємства є юридичні особи та населення України. До юридичних осіб, які обслуговує підприємство, належать:

- будівельні;
- комерційні;
- торгові структури.

Послугами підприємства користується переважно населення Вінницької області.

Основними конкурентами ПАТ "Транс-Легіон" в наданні транспортних послуг є:

- ВСП "Транссервіс - 45";
- ПП "Логістик Транс №1";
- СУС ТОВ "Ефрат";
- ПП "Вінтехліс";
- ПП "Беркут Транс";
- ТОВ "Сабарів - Трак";
- АТП-10556;
- приватний сектор.

Організаційна структура управління транспортним підрозділом підприємства (рис. 1.1) побудована агрегатно-дільничним методом.



Рисунок 1.1 – Організаційно-структурна схема ПАТ «Транс-Легіон»

Аналізуючи схему, яка приведена на рисунку 1.1, можна зробити наступні висновки:

– схема досить спрощена і небагаторівнева, що дозволяє значно скоротити час необхідний для передачі розпоряджень від начальника до виконавця;

– організація праці дозволила зацікавити конкретно кожного робітника в підвищенні якості праці. Коли виникає несправність із-за неякісного виконання праці, її усувають ті ж самі робітники.

За даним методом, загальне керівництво виробництвом здійснює головний інженер через начальника виробництва. Управління виробництвом всіх робіт з ТО і ПР рухомого складу здійснює начальник виробництва через підлеглих йому диспетчера виробництва і керівників виробничих дільниць. Диспетчер оперативно управляє виробництвом всіх робіт, які виконуються на постах обслуговування і ремонту АТЗ. Якщо начальник виробництва відсутній на роботі, то диспетчер оперативно управляє усім виробництвом.

Безпосереднє управління виробничими процесами на усіх дільницях здійснюють керівники відповідних виробничих підрозділів.

Результати роботи виробничої дільниці оцінюються за середнім напрацюванням на випадок ПР відповідних агрегатів і за простоями рухомого складу через технічні несправності агрегатів і систем, закріплених за дільницею.

Роботи розподіляються між виробничими дільницями, виходячи з виробничої програми. На даному підприємстві відбувається інтенсивне використання рухомого складу, через це кількість дільниць, між якими розподіляються роботи з ТО і ПР, дорівнює п'яти.

Агрегатно-дільничний метод, маючи визначені переваги в порівнянні з іншими методами, має разом з тим і недоліки, головний з яких – децентралізація виробництва, що утруднює оперативне управління ним. Відсутність інформації про хід виконання ремонтів, в цілому по АТЗ, не дозволяє раціонально використовувати виробничі площі (пости обслуговування і ремонту), матеріальні і трудові ресурси. Можливі суперечки між окремими дільницями щодо черговості виконання робіт, а це призводить до скопичення робітників на одних автомобілях і надлишкових простоїв інших автомобілів, які потребують обслуговування або ремонту.

Розподіл рухомого складу, який поступає на ТО і ремонт, за виробничими дільницями не дає змоги планувати час закінчення ремонту в цілому по автомобілю.

Але в загальному агрегатно-дільнична форма організації виробництва дозволяє вести персональну відповідальність виконавців за якість виконуваних робіт, планувати і враховувати роботу кожної виробничої дільниці, систематично аналізувати стан виробництва та проводити роботу для підвищення надійності автомобілів.

Дане підприємство працює в одну зміну 305 днів у році.

1.4.2 Аналіз складу, структури, стану і показників використання основних виробничих фондів підприємства

Склад і вартість основних виробничих фондів підприємства визначаються на основі “Приміток до річної фінансової звітності за 2019 рік” за формою №5. Дані, які містяться в цих формах, зводяться в таблицю 1.1.

Аналізуючи дані, наведені в таблиці 1.1, можна зробити висновки про структуру основних виробничих фондів підприємства:

- будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 0,14% від загальної вартості;
- машини та обладнання – 1,78%;
- транспортні засоби – 97,5%;
- інструменти і прилади – 0,62%.

У структурі основних виробничих фондів рухомий склад (97,5%) належить до активної частини і бере участь у наданні транспортних послуг. Решта фондів (2,5%) призначена для технічного забезпечення перевізного процесу і утворює виробничо-технічну базу.

Таблиця 1.1 – Основні виробничі фонди

Групи основних засобів	Код рядка	Залишок на початок року		Надійшло за рік	Вибуло за рік		Нараховано Амортизації рік	Залишилось на кінець року	
		Первісна вартість	знос		Первісна вартість	знос		Первісна вартість	знос
Будинки, споруди та передавальні пристрої	120	42	21	0	10	5	0,5	32	16
Машини та обладнання	130	387	232,2	42,5	17	10,2	5	412,5	247,5
Транспортні засоби	140	22468	17974,4	586,8	453,5	362,8	380	22601,3	18081
Інструменти, прилади	150	142	85,2	18,5	15	9	3	145,5	87,3
Разом	260	23039	18312,8	647,8	495,5	387	388,5	23191,3	18431,8

Для детальнішого аналізу стану основних фондів можна використовувати такі показники: коефіцієнт відновлення, коефіцієнт вибуття, коефіцієнт придатності.

Коефіцієнт відновлення відображає інтенсивність відновлення основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{\text{від}} = \frac{OB\Phi_{\text{в}}}{OB\Phi_{\text{к}}}, \quad (1.1)$$

де $OB\Phi_{\text{в}}$ – вартість основних фондів, що надійшли (вводяться в дію) протягом року, грн.;

$OB\Phi_{\text{к}}$ – вартість основних фондів на кінець року, грн;

$$K_{\text{від}} = \frac{647,8}{23191,3} = 0,028.$$

Коефіцієнт вибуття характеризує ступінь інтенсивності вибуття основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{\text{виб}} = \frac{OB\Phi_{\text{виб}}}{OB\Phi_{\text{н}}}, \quad (1.2)$$

де $OB\Phi_{\text{виб}}$ – вартість основних фондів, що вибули (виведені з дії) протягом року, грн.;

$OB\Phi_{\text{н}}$ – вартість основних фондів на початок року, грн;

$$K_{\text{виб}} = \frac{495,5}{23191,3} = 0,021.$$

Коефіцієнт придатності характеризує технічний стан основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{\text{прид}} = \frac{OB\Phi_{\text{зал}}}{OB\Phi_{\text{перв}}} = 1 - K_{\text{знос}} = 1 - \frac{З}{OB\Phi_{\text{перв}}}, \quad (1.3)$$

де $OB\Phi_{\text{зал}}$ – залишкова вартість основних фондів, грн.;

$OB\Phi_{\text{перв}}$ – первісна вартість основних фондів, грн.;

$K_{\text{знос}}$ – коефіцієнт зносу;

$З$ – знос основних фондів, грн;

$$K_{\text{прид}} = 1 - \frac{18431,8}{23191,3} = 0,21.$$

Аналізуючи виконані розрахунки, можна зробити наступні висновки:

- основні виробничі фонди підприємства мають значний знос (79%);
- інтенсивність вибуття основних фондів (2,1%) не перевищує інтенсивність відновлення (2,8%);
- придатність основних виробничих фондів підприємства на сьогоднішній день становить 21%.

1.4.3 Аналіз складу, структури і стану рухомого складу

Для перевезення вантажів та забезпечення переліку виконуваних підприємством робіт, автотранспортний підрозділ має власний рухомий склад, дані про який наведені в таблицях 1.2 – 1.5.

Рухомий склад ПАТ «Транс-Легіон»:

- автомобілі SCANIA 114L – 36 одиниці;
- автомобілі DAF XF95 – 10 одиниць;
- напівпичіпи – 46 одиниці (SCHMITZ, KRONE, KÖGEL).

Як видно рухомий склад даного підприємства складається повністю з автомобілів тягачів. Це зумовлено наданням послуг по перевезенням вантажів на короткі та дальні дистанції.

Таблиця 1.2 – Склад парку транспортних машин за їх марками

Кількість транспортних машин	Рік		
	2017	2018	2019
Всього, од.:	46	46	46
в тому числі			
вантажних	46	46	46
легкових	–	–	–

Таблиця 1.3 – Склад транспортних машин за тривалістю їх використання

Кількість транспортних машин, од.	Кількість транспортних машин за тривалістю їх використання в роках, од.			
	До 3 років включно	Від 3,1 до 8 років включно	Від 8,1 до 10 років включно	Більше 10 років
Всього, од.:	–	–	–	46
в тому числі				
вантажних	–	–	–	46
легкових	–	–	–	–

Таблиця 1.4 – Склад парку транспортних машин за пробігом з початку їх використання

Кількість транспортних машин, од.	Кількість транспортних машин з пробігом за початком роботи в тис. км, од.						
	До 50	Від 50 до 100	Від 100 до 150	Від 150 до 200	Від 200 до 250	Від 250 до 300	Більше 300
Всього, од.:	–	–	–	–	–	–	46
в тому числі							
вантажних	–	–	–	–	–	–	46
легкових	–	–	–	–	–	–	–

Весь рухомий склад працює тільки на дизельному паливі і має середній пробіг 0,7...0,85 від нормативного до капітального ремонту. Всі автомобілі знаходяться в експлуатації 10-15 років.

Таблиця 1.5 – Вантажні напівпричепи

Конструкція кузова напівпричепи	Всього, одиниць	Загальна вантажопідйомність, тонн (з точністю до 0,1)	Нові напівпричепи, які надійшли у звітному році, одиниць
Напівпричепи	46	1012	–
За конструкцією кузова:			
бортові (тент)	30	660	–
рефрижератори	10	220	–
платформи	3	66	–
цистерни	3	66	–

Проаналізувавши результати отримані з таблиці 1.4 приходимо до висновку, що всі транспортні засоби перебувають в експлуатації тривалий час, а це вимагає додаткових заходів на підтримку їх в технічно справному стані.

1.4.4 Аналіз виробничо-господарської діяльності підприємства

Метою даного аналізу є визначення основних техніко-експлуатаційних показників роботи рухомого складу.

Результати роботи рухомого складу за останній період часу, визначені за річними формами № 2-тр «Звіт про роботу автотранспорту» державного статистичного спостереження, наведені в таблиці 1.6, при цьому розраховані темп росту та темп приросту за 2018 та 2019 роки.

Таблиця 1.6 – Основні дані про роботу автотранспорту

Показник	Період (роки)				Темп росту, %	Темп приросту, %
	2019	2017	2018	2019		
1	2	3	4	5	6	7
Середня кількість автомобілів, од	46	46	46	46	100	0
Автомобіле-дні перебування в господарстві, тис	158,9	188,3	158,9	158,9	100	0
Автомобіле-дні в роботі, тис.	101,5	104,9	108,4	115,2	106,27	6,27
Автомобіле-тонно-дні перебування в господарстві, тис.	5302,8	4638	2774,4	3077,1	110,91	10,91
Час у наряді, тис.год	1044,9	1193,3	989	924,5	93,48	-6,52
Загальний пробіг, тис.км	16995,3	18620,7	14839,3	12039,1	81,13	-18,87
Пробіг з вантажем, тис.км	14205,5	15782,7	12857	10812,8	84,1	-15,9
Перевезено вантажів, тис.тонн	315,6	233,1	165,1	183,2	110,96	10,96
Вантажооборот, тис.ткм	264312,4	296703,4	233503,8	218448,6	93,55	-6,45

Беручи за основу відомості, які містяться в таблиці 1.6, визначаються основні техніко-економічні показники роботи рухомого складу підприємства за попередній період. За період приймається календарний рік (2016, 2017, 2018, 2019).

Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію визначається за формулою:

$$\alpha_6^i = \frac{AD_{роб}^i}{AD_{госп}^i}, \quad (1.5)$$

де $AD_{роб}^i$ – автомобіледні в роботі за i -тий період, тис.;

$AD_{госп}^i$ – автомобіледні перебування в господарстві за i -тий період, тис.

Середній час перебування РС в наряді за добу визначається за формулою:

$$T_n^i = \frac{AG_{нар}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.6)$$

де $AG_{нар}^i$ – час перебування автомобілів в наряді за i -тий період, тис. год.

Середньодобовий пробіг одиниці РС визначається за формулою:

$$l_{co}^i = \frac{L_{заг}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.7)$$

де $L_{заг}^i$ – загальний пробіг рухомого складу за i -тий період, тис. км.

Використовуючи формули (1.5 – 1.7) визначаємо основні техніко-експлуатаційні показники роботи автомобільного парку підприємства за 2016 рік:

– коефіцієнт випуску автомобілів на лінію становитиме по роках відповідно:

$$\alpha_6^{16} = \frac{101,5}{158,9} = 0,64;$$

– середній час перебування автомобілів в наряді за добу становитиме по роках відповідно:

$$T_n^{16} = \frac{1044,9}{101,5} = 10,29(\text{год});$$

– середньодобовий пробіг одного АТЗ становитиме по роках відповідно:

$$l_{\text{сд}}^{16} = \frac{16995,3}{101,5} = 167,44 (\text{км}).$$

Аналогічно проводимо розрахунки техніко-експлуатаційних показників за 2017, 2018 та 2019р. Результати розрахунків показано в таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Результати розрахунків техніко-експлуатаційних показників

Показник	Роки			
	2016	2017	2018	2019
α_g	0,64	0,56	0,68	0,72
T_n	10,29	11,38	9,12	8,03
$l_{\text{сд}}$	167,44	177,51	136,89	110,48

Для розгляду динаміки зміни обсягів транспортних послуг можна скористатися формулами структурних змін за рекомендацією [8].

Індекси зміни основних параметрів визначаються за формулою:

$$I_{A_i} = \frac{A_i'}{A_i}, \quad (1.8)$$

де A_i , A_i' – відповідно базисне і звітне значення параметрів.

Для обсягів перевезень:

$$I_{A_i}^{17-16} = \frac{233,1}{315,6} = 0,74;$$

$$I_{A_i}^{18-17} = \frac{165,1}{233,1} = 0,71;$$

$$I_{A_i}^{19-18} = \frac{183,2}{165,1} = 1,11.$$

Для обсягів транспортної роботи:

$$I_{A_i}^{17-16} = \frac{296703,4}{264312,4} = 1,12;$$

$$I_{A_i}^{18-17} = \frac{233503,8}{296703,4} = 0,79;$$

$$I_{A_i}^{19-18} = \frac{218008,6}{233503,8} = 0,94.$$

Виконавши відповідні розрахунки техніко-експлуатаційних показників, приходимо до наступних висновків:

- коефіцієнт випуску автомобілів на лінію збільшився в 2019 році порівняно з 2018 роком на 6,25 %;
- середній час перебування автомобілів в наряді за добу найбільшим був у 2017 році, у всі інші роки зменшувався відносно 2016 року, а в 2019 році порівняно з 2018 роком зменшився на 13,7 %;
- середньодобовий пробіг одного автомобіля також був найбільшим у 2017 році, але в порівнянні з 2016 роком зменшувався на протязі всього розрахункового періоду, а в 2019 році порівняно з 2017 роком зменшився на 31,1%.

У вище зазначеному спостерігаються негативні тенденції в роботі даного автотранспортного підприємства.

1.5 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази ПАТ «Транс-Легіон»

1.5.1 Огляд існуючої структури виробничо-технічної бази

ПАТ «Транс-Легіон» – це компанія, на території якої розміщено:

- адміністративний будинок;
- асфальтована площадка для стоянки автомобілів;
- виробничий корпус;
- контрольно-пропускний пункт;
- складське приміщення;
- естакада;

- будівля з зварювальним та фарбувальним постами.

Основне покриття земельної ділянки – асфальт. Рельєф місцевості – рівнинний. Підприємство добре забезпечене ресурсами (водою з міської мережі водопостачання, газом для котельні з мережі газопостачання, електричною енергією з електромережі). Постачання необхідних матеріалів для роботи підприємства (ПММ, запасні частини, електроенергія тощо) здійснюють різні підприємства м. Вінниці.

Територія дозволяє розширити виробничу базу для запровадження нових видів діяльності. Обладнання, що є в наявності знаходиться в справному стані, що забезпечує утримання власного автотранспорту в належному стані та проведення ремонту вузлів, агрегатів та автомашин замовників.

Адміністративний корпус являє собою двоповерхову будівлю в приміщенні якої розташована диспетчерська, служба управління, їдальня тощо.

Складське приміщення являє собою одноповерхову будівлю, що призначена для зберігання певних запасних частин та товарів.

Виробничий корпус являє собою одноповерхову будівлю 71,2 × 24м, яка побудована з бетонних плит, з вікнами та дверима. Стіни колони й балки виготовлені зі спеціального бетону, який використовують для несучих елементів будівель, просоченого малов'язкими полімерними матеріалами (метилметакрилатом).

В виробничому корпусі розташовані:

1. Агрегатна дільниця
2. Слюсарно-механічна дільниця.
3. Кімната відпочинку.
4. Душова кімната.
5. Туалетна кімната.
6. Електротехнічна дільниця.
7. Дільниця з ремонту паливної апаратури.
8. Склад запасних частин.
9. Зона ТО і ПР.

Отже характеристика виробничого корпусу: відстань між колонами – 24м; розмір прогону – 12 м; висота приміщення – 6 м; застосовувані будівельні конструкції: цегляні та залізобетонні; приміщення побудовано в каркасному залізобетонному виконанні з залізобетонними балками покриття та азбоцементною кривлею по металічним прогонам; фундаменти приміщення залізобетонні, збірно-монолітні.

Для зберігання автомобілів використовують відкриті стоянки без підігріву, автомобілі розташовуються під кутом 90° .

1.5.2 Варіантний аналіз і оцінка стану виробничо-технічної бази і ступеня використання виробничої потужності

Аналіз відповідності стану ВТБ існуючим вимогам проводимо використовуючи метод експрес-діагностування, застосувавши за методом техніко-економічні показники (ТЕПи).

ТЕПи використовуються для проектних розрахунків при виборі шляхів розвитку і вдосконалення виробничо-технічної бази, необхідності нового будівництва і реконструкції функціонуючих підприємств, а також для оцінювання, порівняння і вибору проектних рішень.

Для оцінювання рівня прогресивності технологічного розроблення ВТБ встановлені такі нормативні питомі показники:

- чисельність виробничих робітників, на один автомобіль;
- кількість робочих постів для ТО і ПР рухомого складу, на один автомобіль;
- площа виробничо-складських приміщень, m^2 , на один автомобіль;
- площа допоміжних (адміністративно-побутових) приміщень, m^2 , на один автомобіль;
- площа стоянки, m^2 , на один автомобіль;
- площа території підприємства, m^2 , на один автомобіль.

Ці показники встановлені для еталонних умов і для підприємств, які експлуатують вантажні автомобілі, наведені в таблиці 1.8.

Таблиця 1.8 – Питомі показники для еталонних умов

Показники	Вид	Значення
1. Чисельність виробничих робітників	$P_{\text{нпм}}$	0,32
2. Кількість робочих постів	$X_{\text{нпм}}$	0,10
3. Площа виробничо-складських приміщень, м ²	$F_{\text{нпм. вир. ск}}$	19,0
4. Площа допоміжних приміщень, м ²	$F_{\text{нпм. доп}}$	8,7
5. Площа стоянки, м ²	$F_{\text{нпм. см}}$	37,2
6. Площа території підприємства, м ²	$F_{\text{нпм. тер}}$	120

Умови роботи рухомого складу ПАТ “Транс-Легіон”:
 облікова кількість рухомого складу – 46 одиниць автомобілів-тягачів і стільки ж напівпричепів;
 середньодобовий пробіг – 110 км;
 умови зберігання рухомого складу – відкрите, без підігріву, розміщення при 100 % незалежному виїзді під кутом 90° до осі проїзду;
 категорія умов експлуатації – II;
 природнокліматичний район – помірно-теплий;
 умови тепло збереження, водопостачання, електропостачання – від міської мережі.

Оскільки умови роботи рухомого складу підприємства відрізняються від еталонних, необхідно визначити техніко-економічні показники для наших умов.

Розрахункові нормативні питомі техніко-економічні показники обчислюються за формулою:

$$P_{\text{розрах. нпм}}^i = P_{\text{ем}}^i \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7, \quad (1.9)$$

де $P_{\text{ем}}^i$ – значення i -го нормативного показника для еталонних умов;

K_1 – коефіцієнт корегування, який враховує спискову кількість технологічного сумісного рухомого складу;

K_2 – коефіцієнт корегування, який враховує тип рухомого складу;

K_3 – коефіцієнт корегування, який враховує наявність причіпного складу до вантажних автомобілів;

K_4 – коефіцієнт корегування, який враховує середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу;

K_5 – коефіцієнт корегування, який враховує умови зберігання рухомого складу;

K_6 – коефіцієнт корегування, який враховує категорію умов експлуатації рухомого складу;

K_7 – коефіцієнт корегування, який враховує природнокліматичний район експлуатації рухомого складу;

Значення коефіцієнтів $K_1 \dots K_7$ вибираються з [8]

ТЕПи враховують такі фактори:

- підвищення надійності і довговічності РС;
- використання більш досконалої технології виробництва процесів ТО і Р;
- підвищення продуктивності праці і рівня механізації;
- розвиток централізації ТО і ПР РС;
- підвищення ефективності капітальних вкладень в будівництво підприємств.

За рекомендаціями [8] обираємо коефіцієнти $K_1 \dots K_7$, еталонні значення параметрів та зводимо їх до таблиці 1.9

Використовуючи дані таблиць 1.8 та 1.9, визначаємо питомі показники для умов АТП за формулою 1.9, які відрізняються від еталонних для даної технологічно сумісної групи автомобілів:

чисельність виробничих робітників:

Таблиця 1.9 – Коефіцієнти корегування для автомобілів-тягачів

ТЕП	Коефіцієнти						
	К1	К2	К3	К4	К5	К6	К7
Чисельність виробничих робітників	1,66	1,35	1,4	0,55	–	1,08	0,95
Кількість робочих постів	2,3	1,3	1,45	0,78	–	1,07	0,97
Площа виробничо-складських приміщень	2,05	1,3	1,44	0,64	–	1,07	0,82
Площа допоміжних приміщень	1,85	1,15	1,12	0,82	–	1,04	0,98
Площа стоянки	–	1,5	1,64	–	1,32	–	–
Площа території	1,9	1,5	1,6	0,88	1,16	1,03	0,93

Використовуючи дані таблиць 1.8 та 1.9, визначаємо питомі показники для умов АТП за формулою 1.9, які відрізняються від еталонних для даної технологічно сумісної групи автомобілів:

чисельність виробничих робітників:

$$P_{роз} = 0,32 \cdot 1,66 \cdot 1,35 \cdot 1,4 \cdot 0,55 \cdot 1,08 \cdot 0,95 = 0,57 (\text{чол.});$$

– кількість робочих постів:

$$X_{роз} = 0,1 \cdot 2,3 \cdot 1,3 \cdot 1,45 \cdot 0,78 \cdot 1,07 \cdot 0,97 = 0,35 (\text{поста});$$

– площа виробничо-складських приміщень:

$$F_{роз. вир. ск} = 19 \cdot 2,05 \cdot 1,3 \cdot 1,44 \cdot 0,64 \cdot 1,07 \cdot 0,82 = 40,94 (\text{м}^2);$$

– площа допоміжних приміщень:

$$F_{роз. доп} = 8,7 \cdot 1,85 \cdot 1,15 \cdot 1,12 \cdot 0,82 \cdot 1,04 \cdot 0,98 = 17,33 (\text{м}^2);$$

– площа стоянки рухомого складу:

$$F_{роз. ст} = 37,2 \cdot 1,5 \cdot 1,64 \cdot 1,32 = 120,8 (\text{м}^2);$$

– площа території підприємства:

$$F_{\text{роз.тер}} = 120 \cdot 1,9 \cdot 1,5 \cdot 1,6 \cdot 0,88 \cdot 1,16 \cdot 1,03 \cdot 0,93 = 535,07 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Для порівняння нормативних і розрахункових значень зводимо в таблицю 1.10.

Таблиця 1.10 – Порівняльна характеристика техніко-економічних показників

Назва показників	ТЕП норматив	ТЕП розрахунок	Різниця, %
Чисельність виробничих робітників	0,32	0,57	77,04
Кількість робочих постів	0,10	0,35	250,99
Площа виробничо-складських приміщень	19,00	40,94	115,50
Площа допоміжних приміщень	8,70	17,33	99,14
Площа стоянки	37,20	120,80	224,72
Площа території	120,00	535,07	345,89

Результати аналізу:

– чисельність виробничих робітників більша нормативного значення, що пов'язано з плинністю кадрів;

– число постів в зоні ТО і ПР більше нормативних показників. Це пов'язано з тим, що у виробничий корпус розраховано на обслуговування більшої кількості автомобілів;

– площі виробничо-складських і допоміжних приміщень перевищують нормативні значення;

– площі стоянки автомобілів і площі території АТП дозволяють розмістити і в перспективі експлуатувати більше автомобілів.

В зв'язку з цим планується технічне переозброєння виробничо-технічної бази АТП.

1.6 Висновки до першого розділу

1. Короткий огляд і аналіз стану проблеми показав, що до теперішнього часу створені певні наукова і технічна основи забезпечення надійності і оцінки якості роботи паливної апаратури в процесі експлуатації. Разом з тим, існуючі технології і методи діагностування, контролю і оцінки технічного стану електрокерованих елементів сучасних ППС не враховують повною мірою особливостей їх функціонування.

2. Застосування електронного керування та необхідність роботи з високими тисками впорскування ускладнює обслуговування і ремонт насос-форсунок. На даний момент в нашій країні відсутні будь-які стандарти, що регламентують методи перевірки насос-форсунок з електронним управлінням. Тому розробка технології діагностування та ремонту систем паливоподаючі з насос-форсунками є актуальним завданням.

3. Аналіз діяльності публічного акціонерного товариства "Транс – Легіон Україна" показав:

- рухомий склад даного підприємства повністю складається з автомобілів-тягачів;

- весь рухомий склад працює тільки на дизельному палеві і має середній пробіг 0,7...0,85 від нормативного до капітального ремонту. Всі автомобілі знаходяться в експлуатації 10-15 років;

- спостерігаються негативні тенденції в роботі даного автотранспортного підприємства, які пов'язані з зменшенням попиту на транспортні послуги підприємства, у зв'язку з збільшенням приватних підприємств;

- територія підприємства дозволяє розширити виробничу базу для запровадження нових видів діяльності.

З урахуванням вивчення стану питання сформульована мета досліджень: підвищення ефективності діагностування та ремонту насос-форсунок шляхом розробки методу та засобів поелементного їх діагностування з обґрунтуванням

допустимих відхилень структурних параметрів від номінальних значень в процесі напрацювання.

Завдання дослідження:

- провести комплексний аналіз показників якості роботи насос-форсунок з електронним управлінням, існуючих методів і засобів їх діагностування;
- уточнити математичну модель гідродинамічного розрахунку робочого процесу насос-форсунки з урахуванням природного зношення її структурних елементів в процесі експлуатації;
- обґрунтувати допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки від значень, рекомендованих виробниками з урахуванням її напрацювання;
- розробити методику поелементного діагностування технічного стану насос-форсунок і діагностичні засоби для оцінки параметрів їх роботи;
- провести економічну оцінку запропонованих заходів.

РОЗДІЛ 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ І РЕМОНТУ НАСОС-ФОРСУНОК

2.1 Обґрунтування об'єкта дослідження

Паливоподаючі системи з насос-форсунками випускають різні фірми: Bosch, Delphi, Detroit Diesel Allison, Lucas, Cummins та ін., і переважна більшість з них містять електронно-керовані пристрої для регулювання моменту початку і кількості палива, що впорскується. Аналіз основних конструкцій насос-форсунок показав, що принцип роботи більшості з них практично однаковий, в зв'язку з чим для досліджень була обрана насос-форсунка виробництва фірми Bosch 0414701019, найбільш поширена в автомобільних дизельних двигунах об'ємом від 10,6 до 16 л.

Оцінка параметрів роботи даної насос-форсунки, виконувана шляхом діагностування ППС, повинна містити кількісні характеристики, що дозволяють оцінити параметри її функціоналу в межах допускових значень, встановлених заводом виробником. В якості оціночних характеристик насос-форсунки будемо розглядати її діагностичні показники, тобто ті, які можливо визначити і зафіксувати без розбирання насос-форсунок, наприклад, якість розпилу (оцінюється при перевірці на стенді), циклова подача (оцінюється витратоміром стенду) та ін.

В якості структурних параметрів необхідно прийняти ті параметри, які в процесі експлуатації насос-форсунки мимовільно змінюються або коректуються при її технічному обслуговуванні або ремонті шляхом регулювання або заміни деталей. Наприклад, в процесі експлуатації, через порушення теплового зазору між коромислом і штовхачем відбувається знос штовхача і змінюється зусилля натягу пружини плунжера; через забруднення палива змінюється ефективний прохідний переріз сітчастого фільтра, відбувається знос прецизійних елементів, таких як плунжерна пара, клапанний вузол і розпилувач, має місце заклинювання плунжерної пари, втрата

герметичності запірного конуса клапана, направляючої частини клапана, запірного конуса голки розпилювача; порушується герметичність направляючої частини голки розпилювача; змінюється ефективний прохідний перетин отворів розпилювача. Також в процесі експлуатації відбувається зміна зазору між якорем і електромагнітом і змінюється зусилля натягу пружини клапана, змінюється хід клапана, порушується щільність посадки заглушок технологічних отворів і інші.

Поелементний аналіз конструкції насос-форсунки 0414701019 фірми Bosch дозволив описати для неї 5 діагностичних і 24 структурних параметри.

З метою виявлення всіх експлуатаційних і конструктивних факторів, що впливають на процес роботи насос-форсунки, було проведене її повне розбирання і проаналізовано функціонал кожної її деталі - призначення, принцип роботи та роль в робочому процесі. Наприклад, керуючий електромагнітний клапан управляє безпосередньо процесом закриття і відкриття голки розпилювача. В процесі роботи насос-форсунки, коли запірний клапан закритий, тиск палива в підголковій порожнині розпилювача зростає, внаслідок чого відбувається підйом голки розпилювача і, відповідно, впорскування палива.

Встановлено [6], що можна виділити 4 основних робочих елемента насос-форсунки: нагнітаючий (плунжерна пара), керуючий (електромагнітний клапан), розпилюючий (розпилювач) і несучий (корпус).

Вплив на робочий процес нагнітаючої частини надають такі параметри, як: знос штовхача, зусилля пружини плунжера, рухливість плунжера, герметичність плунжерної пари; керуючої частини - герметичність електромагнітного клапана, опір обмотки електромагніту, зазор між якорем і електромагнітом, зусилля пружини електромагніта, герметичність направляючої частини клапана, герметичність запірного конуса клапана, хід клапана; розпилюючої частини - зусилля пружини розпилювача, хід голки розпилювача, рухливість голки, герметичність направляючої частини голки, герметичність запірного конуса голки, ефективний прохідний перетин

розпилюючих отворів розпилювача; несучої частини - технічний стан торцевого ущільнення між корпусом і проставкою і між проставкою і розпилювачем, герметичність кілець ущільнювачів і заглушок технологічних отворів, ефективний прохідний перетин сітчастого фільтра. В якості основних діагностичних параметрів визначені: циклова подача, якість розпилення, тривалість впорскування, сила струму керуючого клапана, затримка впорскування.

Робочий процес насос-форсунки можна представити у вигляді інформаційної моделі [3], де вона функціонує як багатопараметрична система (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 - Інформаційна модель функціонування насос-форсунки

Робочий процес S насос-форсунки визначається сукупністю її структурних параметрів X . Складові вектора X є кориговані та в процесі роботи змінюються. Сюди входить: герметичність прецизійних деталей, хід голки розпилювача, зусилля пружини і хід якоря, герметичність запірнього конуса клапана, ефективний прохідний перетин розпилюючих отворів розпилювача і т. п. У даній системі некерованим є вхід Y , складовими якого є: якість палива, природно-кліматичні умови, добові та сезонні коливання температур і ін.

Складові вектора Z виступають управляючими факторами в цій моделі. До них можна віднести частоту і тривалість керуючих електромагнітом імпульсів, силу струму керуючого імпульсу, тиск підкачки в ЛНТ, форма кулачка і ін. Значення вихідного діагностичного параметра вектора W безпосередньо залежить від стану вхідних параметрів:

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

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

Для оцінки роботи насос-форсунок шляхом діагностування її параметрів, повинні містити кількісні характеристики, це дозволяє оцінити їх в межах допустимих значень. Критерії функціонування системи визначаються як:

$$w_i^\phi \leq [w_{i\text{дон}}], W^\phi \leq [W_{\text{дон}}], \quad (2.2)$$

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

Якщо фактичне значення W^ϕ і w_i^ϕ менше або дорівнюють її значенням допустимим $W_{\text{дон}}$ і $w_{i\text{дон}}$, то насос-форсунка в справному стані. При виході будь-якого діагностичного параметра з допустимої межі, необхідно впливати на систему шляхом зміни будь-якого керованого параметра насос-форсунки для приведення показників роботи її в штатний стан. Якщо цього не відбувається, то потрібно змінити конкретний структурний параметр шляхом його регулювання, відновлення або заміни деталі.

Далі були встановлені види впливу на кожен із структурних параметрів - вони можуть бути зроблені безпосередньо на двигуні (D), на безмоторних стендах (C) або вимагають повного розбирання вузла (R). Відповідно

вказується, чи потрібно при цьому виконання демонтажно-монтажних робіт (М) або можна обійтися без демонтажно-монтажних операцій (О). Вплинути на показники структурних параметрів можна: (З) - шляхом заміни деталей, наприклад, при порушенні рухливості плунжера або голки розпилювача, герметичності кілець ущільнювачів, заглушок, електромагніту, опору обмотки електромагніту, герметичності розпилювача, ефективного прохідного перетину розпилювача, при зносі направляючої частини клапана або штовхача; (В) - шляхом відновлення, наприклад, рухливості плунжера, герметичності запірнього конуса клапана, запірнього конуса голки розпилювача, шліфування торцевих ущільнень, очищення щілинних фільтрів; (Р) - шляхом регулювання, наприклад, зміни натягу пружини плунжера клапана, пружини голки розпилювача, ходу якоря, повітряного зазору, ходу клапана і регулювання тиску палива на вході в насос-форсунку. Для оцінки значущості структурних параметрів по їх впливу на діагностичні параметри конкретної насос-форсунки були проаналізовані всі виявлені зв'язки структурних параметрів.

Аналіз отриманої схеми показав, що впливати на діагностичні параметри насос-форсунки найлегше через зміну структурних параметрів електромагнітного запірнього клапана, так як, параметри роботи електромагнітного запірнього клапана в значній мірі визначають циклову подачу, тривалість впорскування, затримку впорскування (VIP- сигнал) і силу струму керуючого Сигналу, які перевіряються при дефектації насос-форсунки за заводською технологією. Важливо відзначити, що рекомендований процес регулювання запірнього клапана найбільш трудомісткий, вимагає складного обладнання та висококваліфікованих фахівців.

З метою підтвердження теоретичних висновків впливу зміни структурних параметрів на діагностичні параметри, нами був проведений статистичний аналіз відмов і несправностей ППС з насос-форсунками в спеціалізованому підприємстві по сервісу паливоподаючої системи за період з 2015 по 2019 р. Аналізу піддавалися вузли та деталі насос-форсунок з електронним управлінням виробництва Bosch. Слід зазначити, що розглядалися насос-

форсунки з порушенням працездатності, які при цьому забезпечували хоча б яку-небудь подачу палива. Повністю відмовили насос-форсунки з дослідження виключалися.

Аналіз несправностей насос-форсунок дозволив сформулювати такі статистичні дані по найбільш поширених причинах виходу з ладу насос-форсунок фірми Bosch (табл. 2.1). Те, що сумарне відсоткове співвідношення по всьому відмов перевищує 100%, пояснюється тим, що на деяких насос-форсунках зустрічаються відмови відразу декількох елементів. Як і слід було очікувати, працездатність насос-форсунки в значній мірі (до 95% можливих відмов) визначається станом її прецизійних вузлів. Також, якщо подивитися на сукупність відмов, то найбільший відсоток відмов припадає на розпилювач - до 95%, при цьому сам процес заміни розпилювача не вимагає трудомістких операцій і складних технологій. На другій позиції, до 75% відмов, знаходиться запірний клапан. Серед окремих позицій ремонту найбільш частою відмовою є порушення герметичності запірного конуса клапана.

Таблиця 2.1 - Статистика відмов насос-форсунок фірми Bosch

№ п/п	Найменування	Характеристика	Процентне співвідношення
1	Клапан	Порушення герметичності запірного конуса	40%
2		Збільшення зазору між клапаном і електромагнітом	15%
3		Знос направляючої частини (втрата герметичності)	20%
4	Плунжер	Механічний знос (втрата герметичності)	5%
5		Заклинювання	1%
6	Електромагніт	Порушення герметичності ущільнюючих кілець	0,5%
7		Дефект обмотки (замикання, розрив)	1,5%
8	Розпилювач	Механічна поломка пружини голки	9%
9		Порушення герметичності запірного конуса	30%
10		Механічне пошкодження торцевих ущільнень	2%
11		Знос направляючої частини голки (втрата герметичності)	30%
12		Закоксування отворів розпилювача	4%
13	Зниження тиску вприскування	20%	
14	Штовхач	Механічний знос	1%
15	Сітчастий фільтр	Забруднення	1,6%
16	Корпус	Механічний знос	7%
17		Ржавчина	3%

В цілому, основні дефекти по насос-форсунках зводяться до зносу золотникової частини клапана і корпусу, заклинювання і задирам прецизійних поверхонь, кавітаційним і ерозійним руйнуванням розподільних крайок клапана і корпусу, корозійних руйнувань напрямних поверхонь і дефектів плунжерних пар. Знос прецизійних елементів і посилений витік палива через нещільність знижують корисну продуктивність насос-форсуки. Для оцінки останньої можна використати напрацювання насос-форсуки (годинну подачу або середню циклову подачу палива).

Так як процес заміни клапанного вузла або його ремонту вимагає трудомістких операцій і складних технологій, то становить інтерес більш докладне вивчення процесів, що відбуваються з запірним клапаном. Зокрема, необхідно дослідити та обґрунтувати величину допустимих відхилень технічного стану запірного клапана від номінального значення, при яких не відбувається помітного порушення діагностичних показників.

2.2 Удосконалення математичної моделі робочого процесу насос-форсуки

Наведений в першому розділі аналіз програмного забезпечення, призначеного для моделювання процесів в паливоподаючій системі дизельного двигуна, показав, що в даний час розрахункові методи мають високу точність і достовірність підсумкових розрахунків, що дозволяє застосовувати їх, в тому числі, і для моделювання процесів, що відбуваються в гідромеханічних системах паливної апаратури дизелів. Перевірка адекватності математичної моделі може здійснюватися порівнянням характеристик впорскування отриманих розрахунковим шляхом і в ході експериментального дослідження.

У той же час необхідно відзначити, що всі розглянуті математичні моделі розроблені для розрахунку і оптимізації ППС не враховують зміни технічного стану насос-форсуки які неминуче виникають в процесі їх експлуатації. Оскільки метою даної роботи є вдосконалення діагностування ППС, то для

розрахунково-чисельного дослідження необхідно внести деякі доповнення в існуючі методики, що враховують виток в прецизійних з'єднаннях і зміни ходу рухомих елементів.

Для розрахунку процесів в паливоподаючих системах в даній роботі використані моделі запропоновані Л. Н. Голубковим, І. В. Астаховим, і розвинені далі Л. В. Греховим з використанням рівнянь руху і нерозривності потоку стискаючої рідини в трубопроводі [7, 11, 15, 16, 26, 29].

При математичному моделюванні процесів, що відбуваються в лінії високого тиску ППС ми розглядали як сукупність характерних елементів: акустично довгих гідравлічних зв'язків, порожнин, клапанів, регулюючих елементів типу жиклера, золотників, і т. д. Це дозволяє в значній мірі спрощувати розрахунки: поліпшити стійкість розрахунку, знизити час розрахунку, спростити підготовку та алгоритм вихідних даних.

У математичній моделі насос-форсунки були деякі припущення, що є загальноприйнятими. Так при розгляді процесів в трубопроводах нехтували тривимірністю течії, зниженням швидкості звуку під дією гідродинамічного тертя при використанні рішення Д'Аламбера - непостійністю швидкості звуку при зміні тиску.

При моделюванні процесів, що відбуваються в насос-форсунці нехтували динамічним напором, і кілька порожнин об'єднували. Золотники, клапани, і т. п. розглядали як місцеві опори. Тертя в напрямних клапанах не враховували, а емпіричними залежностями описували властивості палив.

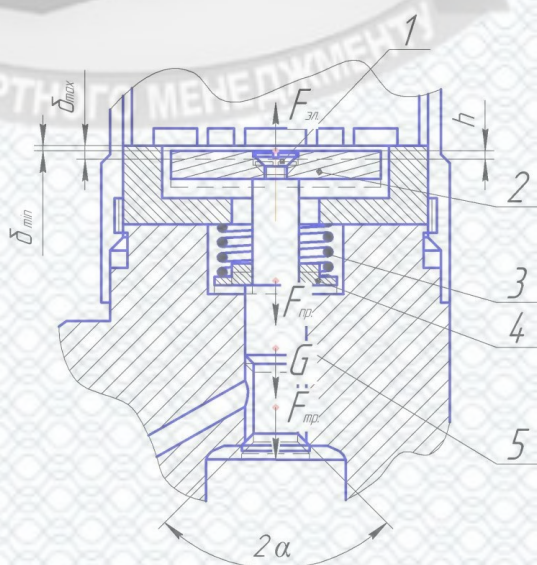
Конструктивно ППС з насос-форсункою містить акустичні елементи, наприклад, канал підведення палива до розпилюючого апарату, тому нехтування збурень хвиль і кінцевою швидкістю поширення інтерференції в них і призвело б до спотворення швидкого процесу подачі палива.

Дослідження зміни цих параметрів у відомих методиках не передбачене, внаслідок цього вони були введені як константи. Розробку математичної моделі насос-форсунки краще починати з запірною електромагнітного клапана в силу

того, що характеристика впорскування палива в значній мірі визначається саме характером його роботи, що було доведено в розділі 2.1 даної роботи.

Для теоретичного дослідження робочого процесу клапана необхідно розглянути конструкцію гідравлічно-розвантаженого запірною клапана насос-форсунки фірми Bosch з оцінкою ряду його параметрів, таких як: діаметри каналів, кут запірною конуса сідла і клапана, зусилля пружини якоря, хід якоря і ін.

Складемо робочу схему функціонування клапана (рисунок 2.2) для двох робочих положень клапана: відкрите і закрите. Одним з важливих і необхідних умов роботи електромагнітного клапана є максимально швидке його закриття з забезпеченням повної герметичності, а також відсутність протитиску від палива, що проходить через нього на злив при його переміщенні. З огляду на те, що в багатьох програмах розрахунку паливоподаючої апаратури широко використовують рівняння балансів і витрат в граничних умовах, запишемо рівняння об'ємного балансу для кожної порожнини насос-форсунки.



1 – гвинт, 2 – якор, 3 – пружина електромагнітного клапана, 4 – підпружинений штовхач, 5 – голка клапана, δ і δ_1 – повітряний зазор між якорем і електромагнітом у відкритому і закритому положеннях, h – хід якоря, α – півкут конуса сідла клапана, $F_{пруж}$ – зусилля пружини якоря, $F_{тертя}$ – сила тертя, G – вага клапана, $F_{ел}$ – зусилля електромагніта.

Рисунок 2.2 - Схема роботи запірною клапана насос-форсунки (відкрите положення показане пунктиром)

Для надплунжерної порожнини насос-форсунки з електронним управлінням впрыску палива рівняння об'ємного балансу з врахуванням руху плунжера $\frac{dh_{nl}}{dt}$, руху клапана $\frac{dh_{кл}}{dt}$, витрат через плунжер Q_{nl}^{6m} , через клапан $Q_{вих}$, через направляючу клапана $Q_{напкл}^{6m}$ має наступний вигляд[28]:

$$\frac{dP_{nl}}{dt} = \frac{1}{V_{nl} \cdot \beta_{nl}^{ef}} \left[S_{nl} \cdot \frac{dh_{nl}}{dt} - S_{кл} \cdot \frac{dh_{кл}}{dt} - Q_{вих} - Q_{nl}^{6m} - Q_{напкл}^{6m} - Q_{роз}^{6m} \right], \quad (2.3)$$

З рівняння Бернуллі, неперервність потоку рідини через різні перерізи слідує, що в відкритому положенні клапана витрата палива Q_{nl} , що витікає з надплунжерної порожнини в підклапанну рівній витраті палива $Q_{вих}$, витікаючому з підклапанної порожнини на злив[26]:

$$Q_{вих} = \mu \cdot S_{кл} \sqrt{\frac{2 \cdot P_{nl} - P_{нід}}{\rho}}, \quad (2.4)$$

де: $S_{кл}$ – площа перерізу клапанної щілини запірного клапана, м²;

$P_{nl}, P_{нід}$ – тиск палива в надплунжерній порожнині і підкачки, МПа;

ρ – густина палива, кг/м³.

Площа перерізу клапанної щілини запірного клапана:

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

де: r_2 - радіус конуса, м.

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

Таким чином, підставивши вираз 2.3 в 2.2 отримаємо:

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

Цей вираз дозволяє описати витрати палива в різних перетинах паливних порожнин. При цьому в даному виразі не враховується ряд показників, таких як витікання палива через радіальні зазори в напрямних частинах плунжера, клапана і розпилювача.

Як було вказано раніше для випадків, коли проводиться гідродинамічний розрахунок нових насос-форсунок, даними витоками можна знехтувати внаслідок їх незначної кількості. Однак, коли ми розраховуємо робочі процеси в насос-форсунках які вже були в експлуатації, мають певний знос деталей і знижену щільність прецизійних з'єднань, або насос-форсунки після поточного ремонту без заміни прецизійних деталей, то нехтувати існуючими витоками можна. У зв'язку з цим представлена математична модель гідродинамічного розрахунку була доповнена відповідними виразами.

Перш за все, досліджуємо вплив витоків через радіальний зазор в прецизійних з'єднаннях. В насос-форсунці є три прецизійних елементи: плунжерна пара, розпилювач, запірний клапан. Враховуючи зміну в'язкості палива від тиску за допомогою формулою Д.Н. Вирубова, втрати через радіальний зазор в плунжерній парі знайдемо за формулою [11]:

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

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

P_0 – атмосферний тиск, МПа.

$d_{пл}$ – діаметр направляючої плунжера, м.

$L_{пл}$ – довжина направляючої частини плунжера, м.

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

Витрати через направляючу голку розпилювача знайдемо по формулі[11]:

$$Q_{роз}^{вт} = \frac{\pi \cdot \delta_2^3 \cdot P_0 \cdot d_2}{12 \cdot \eta_0 \cdot L_2 \cdot \ln c} \cdot \left(\frac{1}{c^{P_{нід}/P_0}} - \frac{1}{c^{P_{ніл}/P_0}} \right) + 0,5 \cdot \pi \cdot U_2 \cdot \delta_2 \cdot d_2, \quad (2.8)$$

де: δ_2 – радіальний зазор в направляючій частині голки, м.

d_2 – діаметр направляючої голки, м.

L_2 – довжина направляючої частини голки, м.

U_2 – швидкість циліндричного тіла голки, м/с.

Втрати через радіальний зазор в направляючій частині клапана знайдемо по формулі:

$$Q_{нап.кл}^{вт} = \frac{\pi \cdot \delta_{кл}^3 \cdot P_{зл} \cdot d_{кл}}{12 \cdot \eta_0 \cdot L_{кл} \cdot \ln c} \cdot \left(\frac{1}{c^{P_{ніл}/P_{нід}}} \right); \quad (2.9)$$

де: $\delta_{кл}$ – радіальний зазор в направляючій частині клапана, мкм.

$d_{кл}$ – діаметр направляючої клапана, мм.

$L_{кл}$ – довжина направляючої частини клапана, мм.

Незважаючи на те, що ці рівняння досить відомі, їх вплив на показники насос-форсунки вельми значні при збільшенні радіальних зазорів з напрацюванням насос-форсунки.

На тиск в надплунжерній порожнині насос-форсунки в значній мірі впливає хід клапана, тривалість імпульсу, внаслідок цього необхідно визначити переміщення клапана, для цього скористуємося виразом [26]:

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

де: m – маса рухомого елемента, кг

$\sum F$ – сума сил, діючих на рухомий елемент, Н.

Підставивши всі сили, діючі на запірний клапан, отримаємо вираз для визначення переміщення клапана:

$$\frac{d^2 h_i}{dt^2} = \frac{1}{m_{\text{клап}}} \left[\sigma_{\text{пр}} \cdot F_{\text{елек.маг}} - P_{\text{пл}} - P_{\text{від}} \cdot F_{\text{кл}} + F_{\text{пр.якор}} + c_{\text{пр.якор}} \cdot h_{\text{кл}} - F_{\text{тре}} - G_{\text{кл}} \right] \quad (2.11)$$

де: $m_{\text{клап}}$ - сумарна маса клапана, якоря, гвинта, шайби і пружини, кг;

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

$\sigma_{\text{пр}}$ - ступінчата функція ($\sigma_{\text{пр}} = 1$ при $h = h$, $\sigma_{\text{пр}} = 0$ при $h = 0$, $h = h_{\text{max}}$);

$F_{\text{елек.маг}}$ - зусилля електромагніта, Н;

$F_{\text{пр.якор}}$ - попередня зтяжка пружини якоря, Н;

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

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

Змінюючою силою в даному виразі являється сила електромагніта $F_{\text{елек.маг}}$, яка змінюється в процесі переміщення якоря. Для її визначення запишемо диференціальний вираз [19]:

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

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

L - індуктивність контура, Гн;

δ - зазор між електромагнітом і клапаном, м;

Індуктивність катушки електромагніта знаходиться по формуле:

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

де: w - число витків в обмотці електромагніта;

μ - магнітна проникність палива в зазорі між якорем і електромагнітом;

S – площа якоря електромагніта, м;

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

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

Ми отримали систему рівнянь, що описують процеси, що відбуваються в насос-форсунці з урахуванням витоків в радіальних зазорах в направляючій частині клапана, через направляючу голки розпилювача, через радіальні зазори в направляючих частинах плунжера:

$$\begin{aligned} \frac{dP_{\text{пл}}}{dt} &= \frac{1}{V_{\text{пл}} \cdot \beta_{\text{пл}}^{\text{эф}}} \left[S_{\text{пл}} \cdot \frac{dh_{\text{пл}}}{dt} - S_{\text{кл}} \cdot \frac{dh_{\text{кл}}}{dt} - Q_{\text{вих}} - Q_{\text{пл}}^{\text{вт}} - Q_{\text{нап.кл}}^{\text{вт}} - Q_{\text{роз}}^{\text{вт}} \right] \\ \frac{d^2 h_{\text{кл}}}{dt^2} &= \frac{1}{m_{\text{клап}}} \left[\sigma_{\text{пр}} \cdot \frac{i^2 \cdot w^2 \cdot \mu \cdot S}{2 \cdot \delta_{\text{max}} - 2 \cdot h_{\text{кл}}} - F_{\text{пр.якор}} + c_{\text{пр.якор}} \cdot h_{\text{кл}} - P_{\text{пл}} - P_{\text{від}} \cdot S_{\text{кл}} - F_{\text{тре}} - G_{\text{кл}} \right] \end{aligned} \quad (2.15)$$

Таким чином, отримані рівняння дозволяють стверджувати, що на зміну характеристик насос-форсунки в процесі експлуатації буде впливати зміна радіальних зазорів в прецизійних з'єднаннях і повітряний зазор між якорем і електромагнітом. Залежності зміни радіальних зазорів в прецизійних з'єднаннях в процесі напрацювання насос-форсунки відомі і мають лінійний характер без урахування періодів обкатки і граничних зносів. Для насос-форсунок з електронним управлінням основними дефектами, що лімітують їх ресурс, є знос прецизійних поверхонь золотникової частини запірної клапана. Зношування пов'язане з динамічною дією абразивних частинок, які рухаються з відносно високою швидкістю і механічною дією абразивних частинок, затискаються в зазорі при пружноциклічній деформації прецизійних поверхонь. Ресурс клапанного вузла лімітується, в більшості випадків, заклинюванням і

задираками клапана, втратами щільності через знос напрямних поверхонь. В середньому близько 80% клапанних вузлів бракуються через знос вказаних поверхонь і втрати гідравлічної щільності нижче допустимих меж.

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

З метою визначення залежності зміни повітряного зазору між електромагнітом і якорем, нами був проведений статистичний аналіз зазорів між електромагнітом і якорем більш ніж 240 насос-форсунок які мали різне напрацювання. Слід зазначити, що розглядалися насос-форсунки як без, так і з порушенням працездатності, і повністю непрацюючі. Результати даних досліджень представлені у вигляді графіка рисунок 2.3.

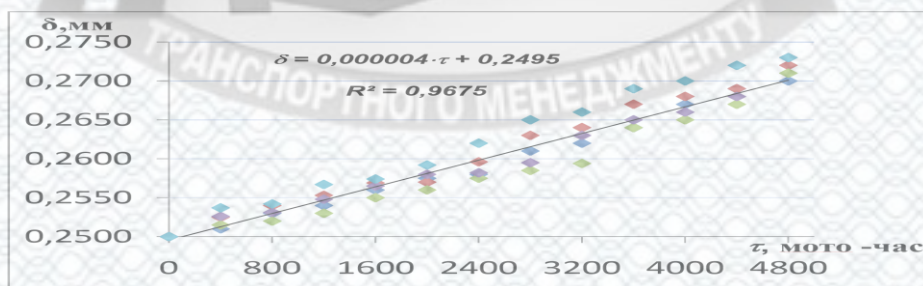


Рисунок 2.3 - Графік залежності повітряного зазору δ від напрацювання τ насос-форсунки

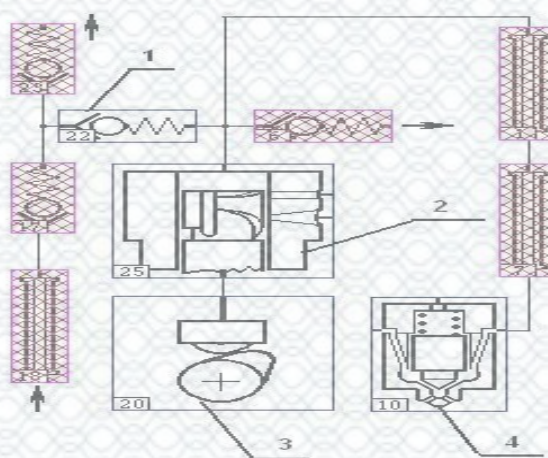
У підсумку, знаючи фактичне напрацювання насос-форсунки, ми з великою ймовірністю можемо говорити про величину зазору між електромагнітом і якорем. Встановлений зв'язок між напрацюванням насос-форсунки і її радіальними зазорами в прецизійних елементах в залежності від повітряного зазору між електромагнітом і якорем дозволяє реалізувати отримані зв'язки в ПК «Уприскування» і надалі вдосконалити обчислювальний процес, так як замість фіксованих раніше радіальних і повітряних зазорів в

систему розрахункових рівнянь додається значення напрацювання насос-форсунки. У нашому випадку отриманими нами виразами була доповнена математична модель, реалізована в програмному комплексі «Уприскування», і на цій основі проведено розрахунково-чисельні дослідження насос-форсунки.

2.3 Ідентифікація розробленої математичної моделі стосовно насос-форсунки з напрацюванням

Розрахунок робочого процесу насос-форсунки 0414701019 фірми Bosch проводився з використанням спеціального програмного комплексу «Уприскування», доповненого запропонованими залежностями з обліку змін витоків в прецизійних з'єднаннях і повітряного зазору. Будь-яка математична модель робочого процесу в паливоподаючій системі містить у своєму складі емпіричні коефіцієнти, від вибору яких залежить точність отриманих результатів. Тому етапові проведення розрахункових досліджень повинен передувати етап перевірки адекватності математичної моделі шляхом порівняння розрахункових даних з результатами експериментів.

Для початку розрахунків гідродинамічних процесів в програмному середовищі ПК «Уприскування» була побудована розрахункова схема насос-форсунки, яка показана на рисунку 2.4



1 – електромагнітний клапан; 2 – плунжерна пара; 3 – кулачковий вал; 3 – форсунка.

Рисунок 2.4 Розрахункова схема насос-форсунки

В табл.2.2 наведено вихідні базові дані для розрахунків насос-форсунки дизеля DC11.03 з насос-форсункою фірми Bosch 0414701019, прийняті для проведення факторних численних експериментів. Дані отримані з технічної характеристики представлені заводом виробником.

Таблиця 2.2. 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 РЕЖИМУ ОБРАХУНКУ	
Частота обертання кулачкового валу, хв^{-1}	950
Середній протитиск при вприскуванні, МПа	0.5
Початковий тиск в ЛВТ, МПа	0.75
Активний хід плунжера	7.00
ПАРАМЕТРИ ФОРСУНКИ	
Тип: нормальна закрита форсунка	
Сумарна маса голки, г	5.6
Жорсткість пружини форсунки, Н/мм	20.0
Діаметр голки, мм	4.000
Півкут посадочного конуса голки, град	30.10
Коефіцієнт витрати клапанної щілини (0, - емпір. форм)	1.0
Максимальний хід голки, мм	0.35
Тиск початку вприскування, МПа	28
Максимальний діаметр конуса сідла, мм	28,0
Півкут запірного конуса розподільника, град	29.5
Радіальний зазор в розподільнику, мкм	1.00
Діаметр лінії контакту в запірному конусі, мм	3.19
Діаметр передсоплового каналу, мм	0.900
Довжина уплотноючої частини голки, мм	10.10
Коефіцієнт витрати сопел при вприску 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 в надголковому просторі, МПа	0.75
ПАРАМЕТРИ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ПЛУНЖЕРА	
Використовується зовнішній кулачковий профіль	
Сумарна маса рухомих з плунжером деталей, 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 КОРОМИСЛЮ	

Радіус ричага із сторони ролика, мм	60.00
Перевищення вісі ричага над віссю кулачка, мм	55.00
Вихідний кут ричага біля штовхача, град	20.00
Передаточне відношення ричага	1.04
Напрямок обертання кулачка: вершина кулачка рухається до ролика	
ПАРАМЕТРИ КУЛАЧКА	
Максимальний радіус на висоті кулачка, мм	42.63
Радіус випуклого профілю при вершині, мм	4.00
Інтервал виводу радіуса кривизни кулачка, мм	500.0
Застосований найпростіший тангенціальний кулачок	
ПАРАМЕТРИ ПЛУНЖЕРНОЇ ПАРИ	
Діаметр плунжера, мм	10.20
Радіальний зазор в плунжерній парі, мкм	1.00
Довжина ущільнюючої частини плунжера, мм	32.00
Тиск підкачки 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 карману розпилювача, мм ³	167
Коефіцієнт деформації цієї порожнини, 1/Тпа	41
ПАРАМЕТРИ ЕЛЕКТРОКЕРОВАНОВОГО КЛАПАНА	
Тип клапана: грибоквий, клапан гідравлічний розвантажений	
Діаметр клапана, мм	7.60
Маса рухомих деталей клапана, г	17.70
Жорсткість пружини клапана, Н/мм	6.31
Півкут посадочного конуса клапана, град	44.25
Коефіцієнт витрати 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 розвантаженого плунжера, мм	7.00
Радіальний зазор в цьому плунжері, мкм	1.00
Довжина ущільнення по плунжеру, мм	17.00
Попередня затяжка зворотної пружини, Н	125
ЛІНІЯ ЗЛИВАННЯ ЕЛЕКТРОКЕРОВАНОВОГО КЛАПАНА	
Об'єм порожнини електромагнітного клапана, мм ³	1000
Ефективний переріз балансіровочного каналу, мм ²	2.00
ЕЛЕКТРОПРИВІД КЕРУЮЧОГО КЛАПАНА	
Спосіб розрахунку приводу: Задається сила ел. прив., як функція часу	
Кут першого включення електроприводу, град	3
Тривалість дії електроприводу в 1-ой фазі, мс	0.94
Максимальне значення сили електроприводу, Н	250
Час перехідного процесу по передньому фронту, мс	0.1
Час перехідного процесу по задньому фронту, мс	0.1
Діаметр тарілки якоря торцевого електромагніта, мм	17,2
Гарантований мінімальний зазор між якорем і електромагнітом, мм	0,2

Результати розрахунку процесу паливоподачі з насос-форсункою Bosch 0414701019 приведені на рисунку.2.5.

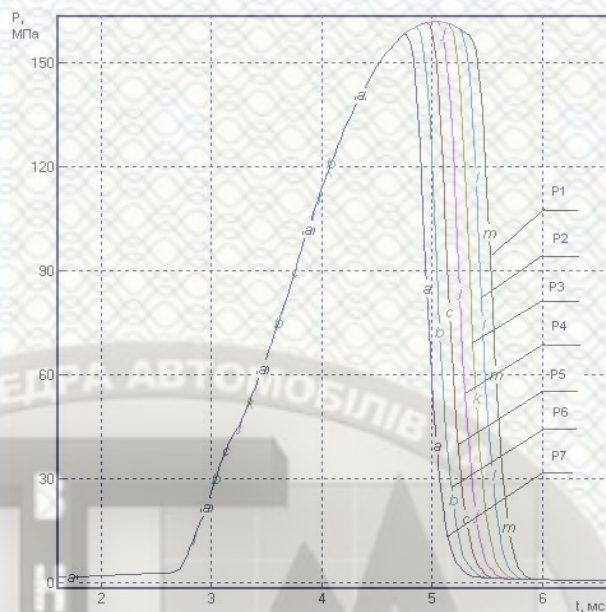


Рисунок.2.5 - Характеристика тиску палива в надплунжерній порожнині при вимірюванні тривалості вприскування при номінальній частоті обертання кулачкового валу

З отриманих розрахунковим шляхом характеристик тиску палива (рисунок 2.5) видно, що доповнений нашими виразами, які враховують знос та напрацювання насос-форсунки, ПК «Уприскування» працездатний і в подальшому можна працювати з цією моделлю. Аналіз зміни характеристик тиску в надплунжерній порожнині показує, що максимальний тиск в надплунжерній порожнині адекватно відображає залежність від тривалості керуючого імпульсу.

Після розрахунку діагностичних параметрів, зокрема, характеристики вприскування були проведені експериментальні дослідження для ідентифікації математичної моделі стосовно досліджуваної ППС. Для ідентифікації отримані експериментальні криві усереднювалися. Математична модель є детермінованою, тому не враховує реальні відхилення параметрів паливної системи, від прийнятих а також особливості використовуваного палива. Разом з тим математична модель була уточнена з урахуванням експлуатаційних

факторів, таких як зростання витоків палива в зазорах прецизійних елементів, в процесі експлуатації зміна швидкості переміщення керуючого клапана, зміни затримки початку упорскування після подачі сигналу.

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

$$F_p = S_{ad}^2 / S_{від}^2 \quad (2.16)$$

Дисперсія адекватності визначається із співвідношення:

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

Дисперсія відтворюваності визначається із співвідношення:

$$S_{від}^2 = \left[\sum (Y_t - Y_{cp})^2 \right] / (m - 1), \quad (2.18)$$

Розрахункове значення критерію Фішера порівнюють з табличним значенням при вибраному рівні значимості і числі ступенів вільності:

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

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

В нашому випадку в якості Y_t – поточного, Y_{cp} – середнього і Y_e – експериментального значення функції відгуку являються значення поточної, середньої і експериментальної циклової подачі (g_u).

$N=5$ так як число дослідів при кожному повітряному зазорі рівне п'яти;

$n=1$ так як значущою величиною в моделі являється повітряний зазор δ ;

$m=25$ так як загальне число дослідів рівне 25.

Таблиця 2.3 - Дані розрахунку дисперсії адекватності $S^2_{ад}$

δ , повітряний зазор, мм	$(Y_p - Y_e)^2$	$\Sigma(Y_t - Y_{cp})^2$
0,29	125,44	285,84
0,27	33,64	
0,25	12,96	
0,23	29,16	
0,21	84,64	

$$S^2_{ад} = 285,84 / (5-1) = 71,46$$

Таблиця 2.4 - 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	14,44	0,27	27,04	0,25	31,36	0,23	5,76	0,21	27,04
0,29	77,44	0,27	38,44	0,25	5,76	0,23	92,16	0,21	23,04
0,29	3,24	0,27	51,84	0,25	73,96	0,23	31,36	0,21	3,24
0,29	38,44	0,27	46,24	0,25	40,96	0,23	54,76	0,21	14,44
0,29	67,24	0,27	139,24	0,25	29,16	0,23	29,16	0,21	27,04

$$S^2_{від} = 992,8 / (25-1) = 41,36$$

$$F_p = 71,46 / 41,36 = 1,72$$

$$\text{Для } f_1 = N - n = 4 \text{ і } f_2 = m - 1 = 24 \text{ } F_{табл} = 2,78$$

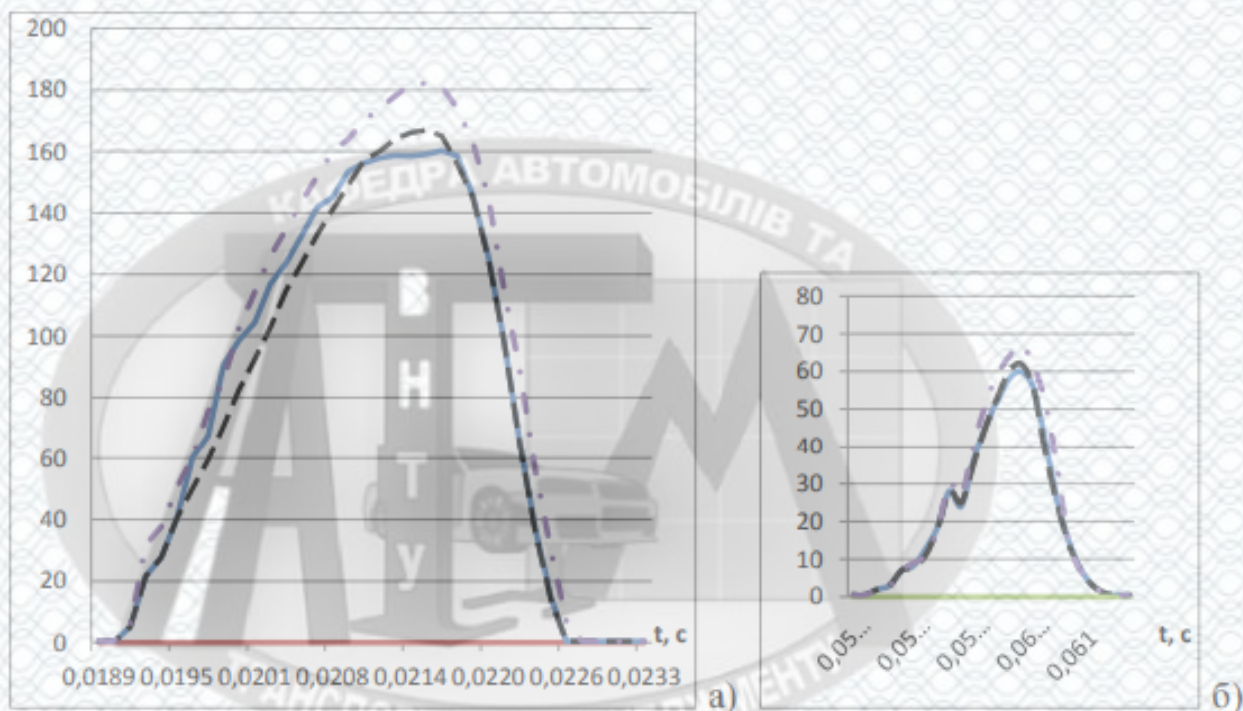
Так як $F_p < F_{табл}$, то модель адекватна з рівнем значимості 0,95. При аналогічному порівнянні адекватність експериментальних даних з базовим розрахунком, без урахування напрацювання, рівень значущості був менше 0,95.

Експериментально отриману характеристику насос-форсунки з напрацюванням 4000 мото-годин порівнювали з розрахунковими даними, отриманими розрахунками в ПК «Уприскування» в базовому варіанті і з урахуванням отриманих виразів.

Перевірка адекватності моделі по Критерію Фішера показала, що теоретичні і експериментальні дані дають позитивну збіжність при рівні значущості 95%. Таким чином, виявлені теоретичні залежності для розрахунку характеристики впорскування з урахуванням витоків палива через прецизійне

з'єднання насос-форсунки і зміна повітряного зазору дозволяють розрахувати ймовірні показники її роботи довірчою ймовірністю 95%.

На рисунку 2.6 видно результати порівняння розрахункових характеристик впорскування з експериментальними, отримані в номінальному режимі і в режимі холостого ходу.



— — — базовий розрахунок (без врахування напрацювання);

— — — скоректований розрахунок (з врахуванням напрацювання).

Рисунок 2.6. - Характеристики тиску палива в надплунжерній порожнині в номінальному режимі роботи (а) і в режимі холостого ходу (б) - експериментальні дані

2.4 Результати розрахункових досліджень

В якості критерію роботоздатності ППС були встановлені допустимі значення діагностичних параметрів насос-форсунки, закладені заводом виготівником.

Таблиця 2.5 - 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 розпилювання	2 група «дребезга»
D3	Тривалість впорскування на номінальному режимі	2,6 мкс
D32	Тривалість впорскування в режимі холостого ходу	3,2 мкс
D4	Сила струму керуючого імпульсу	125 А
D5	Затримка впорскування точка V&D	± 0,2 мкс

Мета численних досліджень полягає у визначенні взаємозв'язків між структурними і діагностичними параметрами і визначенні їх допустимих значень. Результати розрахункових досліджень в роботі представлені у вигляді тривимірних і двомірних графіків (рисунок 2.7), однак зручно аналізувати їх у вигляді ізоліній (рис. 2.8-2.10), за рахунок чого трапляється нагода визначити допустимі відхилення всіх структурних параметрів за тієї умови, що всі діагностичні параметри при цьому знаходяться в межі допустимих значень.

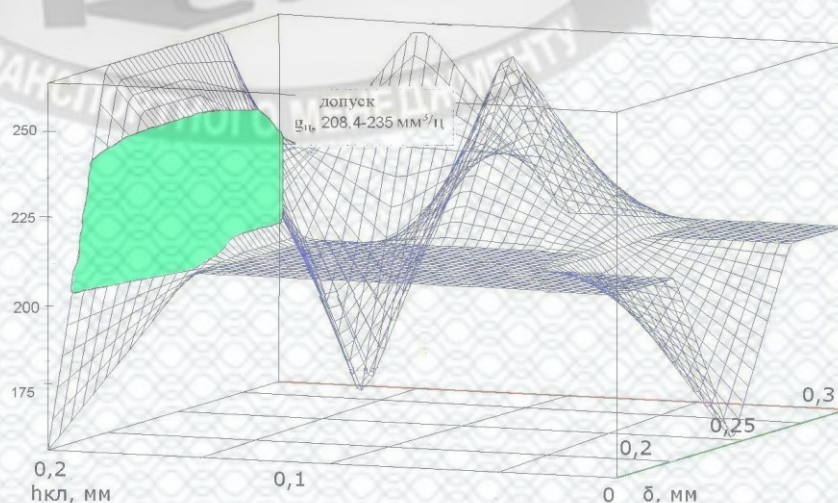
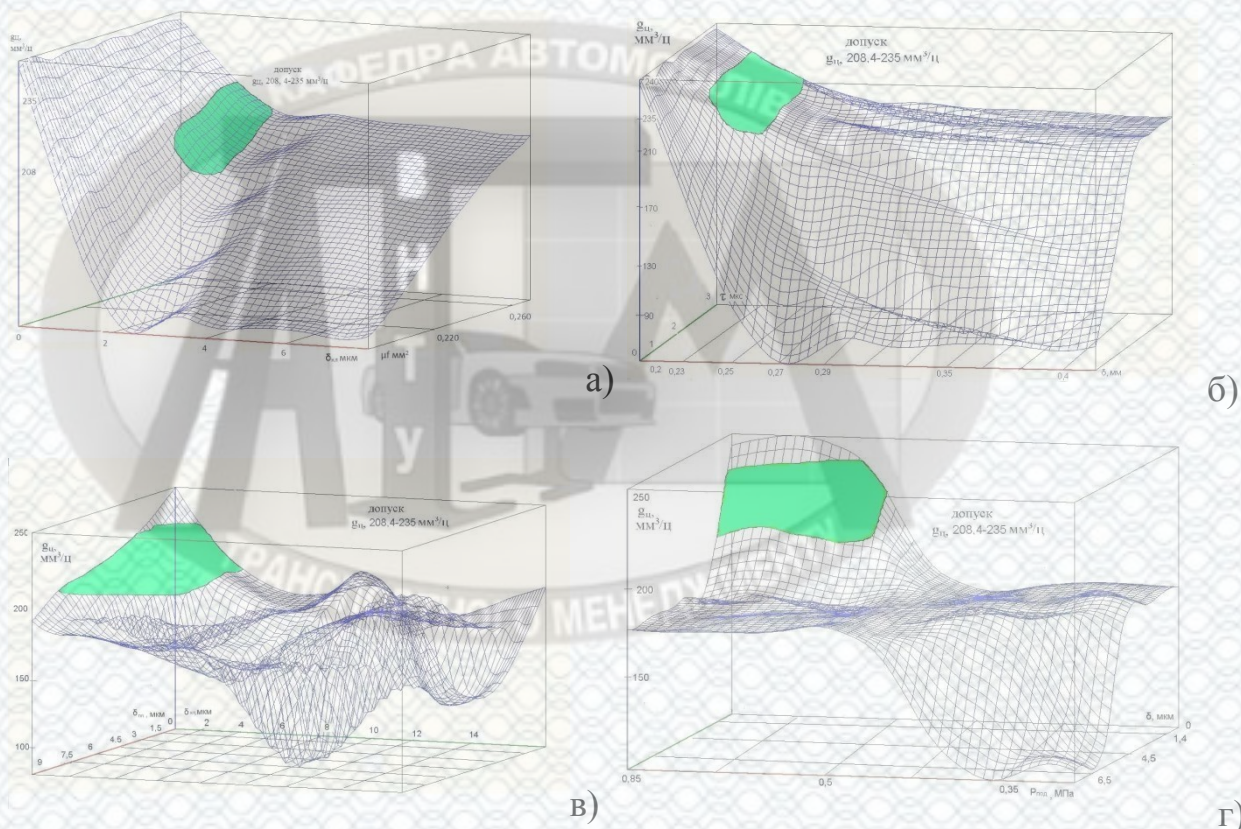


Рисунок 2.7 - Тримірний графік залежності циклової подачі g_u від ходу якоря $h_{кл}$ і тривалості управляючого імпульсу електромагніту τ .

Аналіз рисунка 2.7 дозволяє говорити, що циклова подача G_u , знаходиться в допустимій зоні при ході клапана від 0,13 до 0,17мм. При зміні тривалості керуючого імпульсу електромагніту τ від 2 до 3 мкс циклова подача також знаходиться в допустимій зоні. Аналіз залежностей основного показника

роботи насос-форсунки - циклової подачі, при двохфакторних чисельних експериментах, показує, що тривалість керуючого сигналу і хід електромагнітного клапана впливає на циклову подачу в широкому діапазоні їх зміни.

Аналогічним чином були проаналізовані графіки і отримані ізолінії циклової подачі g_u для других структурних параметрів (рисунки представлені нижче).



а) радіального зазору в направляючій частині клапана і ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів, б) тривалості управляючого імпульсу електромагніту і повітряного зазору між якорем і електромагнітом, в) радіального зазору в направляючій частині клапана і плунжерної пари, г) радіального зазору в направляючій частині плунжерної пари і тиску підкачки

Рисунок 2.8 - Тримірний графік залежності циклової подачі g_u

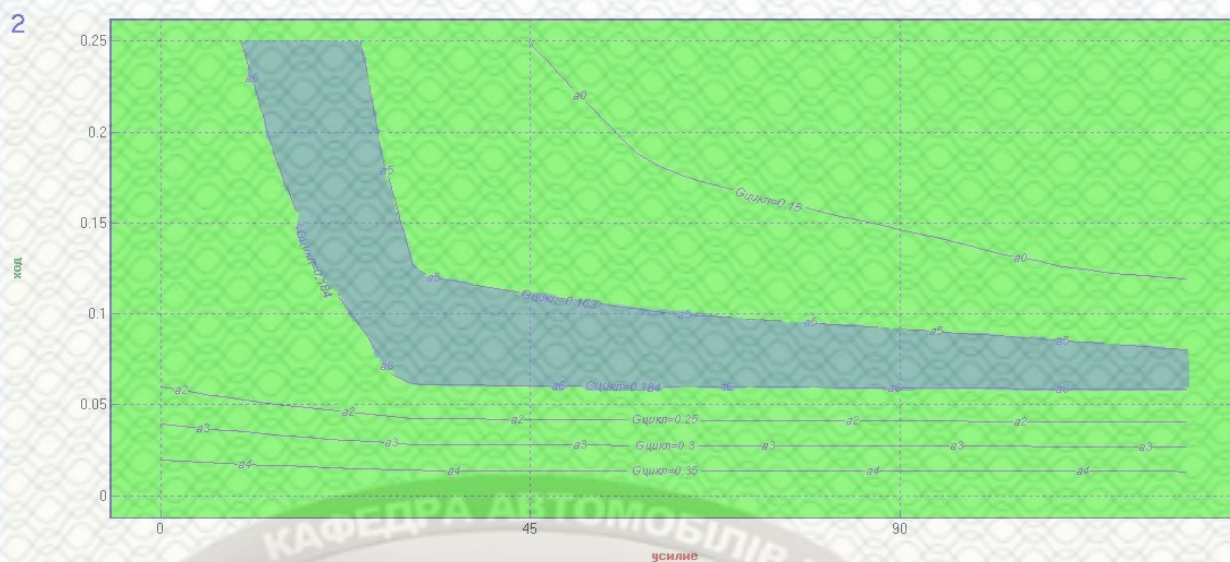


Рисунок 2.9 - Ізолінії залежності циклової подачі g_u , мм³/ц від ходу клапана і зусилля електромагніту в номінальному режимі (на темній ділянці показники роботи насос-форсунки знаходяться в допуску).



Рисунок 2.10 - Ізолінії залежності циклової подачі g_u , мм³/ц від ходу клапана і зусилля електромагніту в режимі холостого ходу (на темній ділянці показники роботи насос-форсунки знаходяться в допуску).

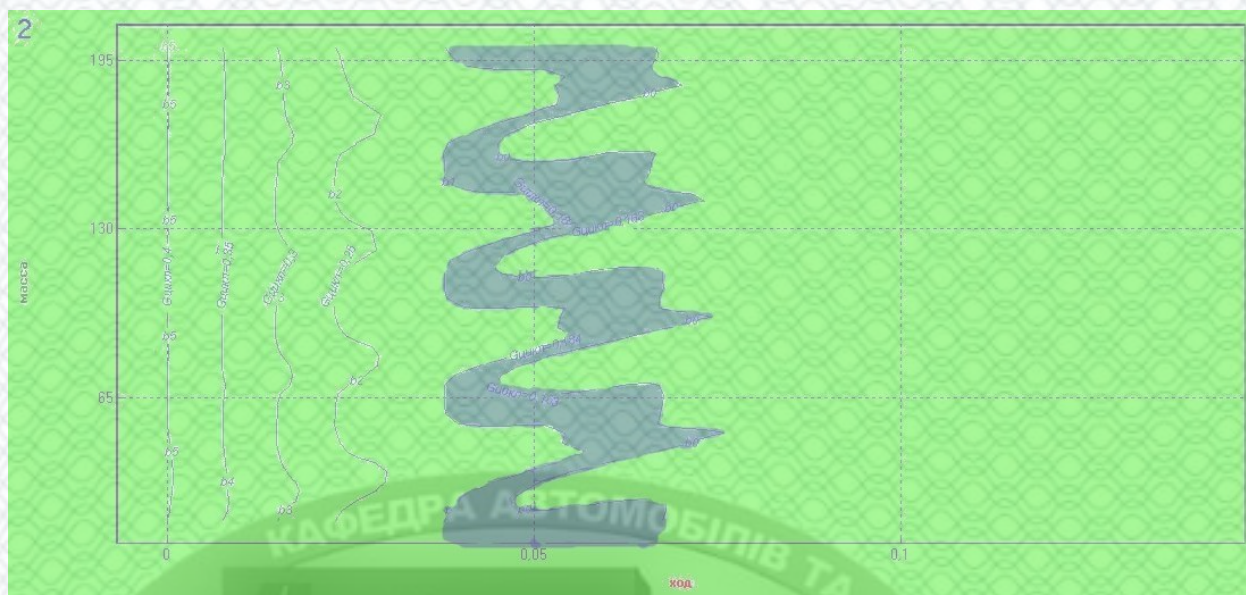


Рисунок 2.11 - Ізолінії залежності циклової подачі g_c , $\text{мм}^3/\text{ц}$ від ходу клапана і маси рухомих деталей в режимі холостого ходу (на темній ділянці показники роботи насос-форсунки які знаходяться в допуску).

Подібним чином виявлено значний вплив на процес подачі палива таких структурних параметрів, як: хід і кут запірного конуса клапана, тиск зливу і зусилля пружини якоря, і визначені вирази для математичного опису процесу роботи запірного клапана насос-форсунки. Визначено та обґрунтовано чисельні значення допустимих меж зміни структурних параметрів.

2.5 Обґрунтування допустимих відхилень структурних параметрів насос-форсунки в різних режимах роботи

Аналіз отриманих залежностей дозволив вперше отримати таблицю допустимих відхилень структурних параметрів (табл.2.6) насос-форсунки фірми Bosch 0414701019. В даній таблиці простежуються всі допустимі значення структурних параметрів насос-форсунки. Для кожного структурного параметра визначено режим випробування, на якому найбільш простежується його вплив.

Таблиця 2.6 - Допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки фірми Bosch 0414701019

Шифр	Структурний параметр	Допуск	Режими
1	2	3	4
	<u>Плунжерна пара</u>		
S1	Щільність плунжерної пари (радіальний зазор)	1,4...4,5 мкм	XX
S2	Заклинювання плунжера	не допускається	-
S3	Зусилля пружини плунжера	250 Н	-
S4	Знос штовхача	до 9 мкм	-
	<u>Електромагнітний клапан</u>		
S5	Повітряний зазор	0,2...0,27 мм	- -
S6	Герметичність запірною конуса клапана	0,1...0,2 мм ³ /с	Н
S7	Хід якоря	0,13...0,17мм	-
S8	Щільність направляючої 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	витікання	-
S12	Герметичність корпусу електромагніту	не допускаються витікання	-
S13	Опір обмотки електромагніта	не допускаються	Н
	<u>Розпилювач</u>		
S14	Тиск початку вприскування	28...30 МПа	XX
S15	Негерметичність по запираючому конусу	не допускається	-
S16	Ефективний прохідний переріз сопел розпилювача (f)	0,222...0,262мм ²	Н
S17	Щільність направляючої частини (радіальний зазор)	1,3...3,7 мкм	XX
S18	Хід голки розпилювача	0,2...0,45 мм	Н
S19	Рух голки (поломка пружини)	не допускається	-
	<u>Корпус</u>		
S20	Герметичність ущільнюючих з'єднань	втрати	-
S21	Ефективне проходження перерізу сітчатого фільтру	не допускаються	-
S22	Герметичність торцевих ущільнень м/у корпусом і проставкою	0,35...0,45 мм ²	Н
S23	Герметичність торцевих ущільнень м/у проставкою і розпилювачем	втрати	-
S24	Тиск підкачки	не допускаються	-
		0,4...0,75 МПа	Н

В якості прикладу в табл. 2.6 приведені допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки дизеля DC11.03 з насос-форсункою. Із 24 структурних параметрів були вибрані 12, так як деякі визначаються візуально і не можуть мати конкретних допусків.

2.6 Висновки до другого розділу

1. В результаті поелементного аналізу конструкції і робочого процесу насос-форсунки дизеля DC11.03 для нього виявлено 24 структурних і 5 діагностичних параметрів. Шляхом аналізу науково-технічної літератури, конструкторської документації, розрахункових і експериментальних досліджень визначені найбільш значущі структурні параметри і їх допустимі відхилення, що забезпечують належний рівень якості роботи насос-форсунки.

2. В ході дослідження розглянуто і теоретично описано робочий процес запірного клапана насос-форсунки з урахуванням витоків в прецизійних з'єднаннях і зміна повітряного зазору між якорем і електромагнітом які виникають, в результаті зносів деталей в експлуатації, на основі чого уточнено класичний гідродинамічний розрахунок процесу подачі палива. Отримана математична модель робочого процесу насос-форсунки дозволила розрахувати допустимі відхилення конкретних структурних параметрів насос-форсунки і визначити режими її випробування, при яких цей вплив найбільш виражений.

3. На основі аналізу отриманих залежностей вперше складена таблиця допустимих відхилень структурних параметрів для насос-форсунки фірми Bosch 0414701019, де простежуються всі допустимі відхилення показників структурних параметрів насос-форсунки і для кожного з них визначені режими роботи, на яких залежності виражені найбільш явно.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАСОС-ФОРСУНКИ

Метою проведення експериментальних досліджень є перевірка результатів теоретичних досліджень, практичне вивчення закономірностей процесів, що відбуваються в насос-форсунках, встановлення факторів, які найбільш істотно впливають на його роботу.

3.1 Експериментальне дослідження насос-форсунок по визначенню характеристики впорскування

Для безмоторних випробувань експериментальної паливоподаючої системи з насос-форсункою була прийнята установка (рис.3.1), зібрана на базі одноканального стенду для регулювання дизельної паливної апаратури КІ-354.



1 – комп'ютер, 2 – стенд для випробування паливної апаратури КІ-354, 3 – блок приймання, 4 – насос-форсунка, 5 – блок живлення з гальванічною розв'язкою, 6 – аналогово-цифровий перетворювач, 7 – пристрій для визначення характеристики впорскування, 8 – Сам-Вох, 9 – блок управління насос-форсункою.

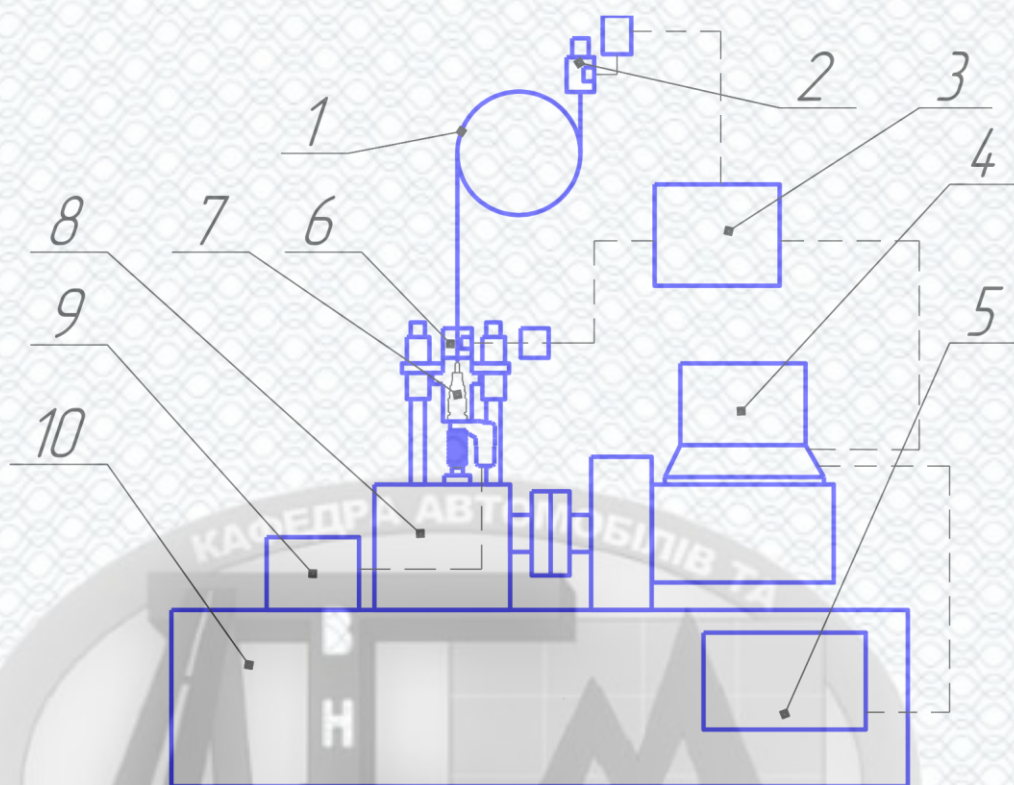
Рисунок 3.1 - Загальний вигляд експериментальної установки

Стенд оснащений програмним забезпеченням «TNVD», який дозволяє проводити електронні вимірювання, що показують числові значення частоти обертання валу приводу насос-форсунки і числа циклів подачі палива випробуваної насос-форсунки.

Для підтримки робочої температури палива в заданих межах 20 ... 40°C в стенді передбачена система термостабілізації. Температура палива, що надходить до насос-форсунки, фіксувалася стендовим термометром ТПЖ-4 ГОСТ 8.305-78.

В процесі тарування використовувався аналого-цифровий перетворювач на основі ZET Lab [33], підключений в інтерфейс персонального комп'ютера типу IBM 386 PC з тактовою частотою 62 МГц і оперативною пам'яттю 1 Мбайт.

Схема експериментальної системи з вимірювальним комплексом представлена на рисунку 3.2. Вимірювальний комплекс працює наступним чином. Випробовувана насос-форсунка 7 встановлена в Sam-box 8, на розпилювач герметично закріплений приймальний штуцер 6. Електричний паливо-підкачуючий насос з бака стенду 10 подає тестову рідину через фільтр в насос-форсунку 7. При випробуванні насос-форсунок з електронним управлінням використовується універсальний імітатор сигналів. Впорснуте насос-форсункою 7 в трубопровід 1 паливо викликає появу хвиль тиску, які перетворюються датчиками тиску і подаються на вхід аналого-цифрового перетворювача 3, де сигнал оцифровується і відправляється в пам'ять електронного блоку управління для подальшої обробки. Для загасання виниклих під час уприскування хвиль тиску на кінці трубопроводу 1 встановлений електромагнітний клапан з ефективним проходним перетином, що змінюється згідно з фактичним режиму роботи. Для створення протитиску вприскуванню в регулюючий блок 2 вмонтований редуктор тиску, тиск відкриття якого приблизно дорівнює тиску в кінці стиснення в циліндрі двигуна.



1 – трубопровід; 2– блок регулювання; 3– АЦП ZET Lab; 4 – персональний комп'ютер; 5 – панель управління стендом; 6 – приєднувальний штуцер; 7– насос-форсунка; 8 – Сам-Box; 9 – універсальний імітатор сигналів; 10– стенд KI354.

Рисунок 3.2 - Схема експериментальної установки

Далі програма робить обробку отриманих даних і виводить результати процесу вимірювання на монітор. Застосування даної методики дозволяє істотно скоротити час на оцінку діагностичних параметрів при випробуванні насос-форсунки.

Управління електромагнітом насос-форсунки здійснюється універсальним імітатором сигналів, сила струму керуючих імпульсів вимірюється індуктивним датчиком, встановленим на проводі. Вимірювання тиску в лінії високого тиску насос-форсунки проводиться за допомогою датчика тиску, встановленого в каналі корпусу насос-форсунки між плунжером і запірним клапаном, а результат вимірювання передається через АЦП на ПК.

Для проведення експериментальних досліджень використовувалася насос-форсунка (позначення 0 414 701 019) виробництва фірми BOSCH.

Сигнал управління на насос-форсунок подавався від багатофункціонального імітатора сигналів. Цей імітатор повністю повторює форму керуючих електромагнітом сигналів провідних виробників насос-форсунок, а також форсунок паливоподаючі систем типу Common Rail і може генерувати ШІМ сигнал для управління регулятором тиску. Основні технічні характеристики імітатора представлені в таблиці 3.1.

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 задання тривалості імпульсу, мс	0,01
Частота проходження імпульсів, хв ⁻¹	100...1000
Частота ШІМ, Гц	1000
Крок задання скважності ШІМ, %	0,1

Випробування проводилися на калібрувальній рідині Shell Calibration Fluid S.9365 DIN ISO 4113 (таблиця 3.2), призначеній для калібрування дизельної паливної апаратури. Калібрувальна рідина являє собою суміш маловязких мінеральних масел і спеціальних присадок, що забезпечують поліпшення окислювальної стабільності, захисту від корозії і провідності, що сприяє зниженню зносу випробовуваних агрегатів.

Таблиця 3.2 - Основні параметри рідини Shell Calibration Fluid S.9365 DIN ISO 4113

Параметр	Значення
Кінематична в'язкість, при 40°C, мм ² /с	2,6
Густина, при 15°C, кг/м ³	820
Температура спалахування 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 TU 4212-16300227459-98 (рисунок 3.3). Порожнини датчиків, що сприймають тиск палива, виготовлені зі сплаву з вмістом титану 87%.

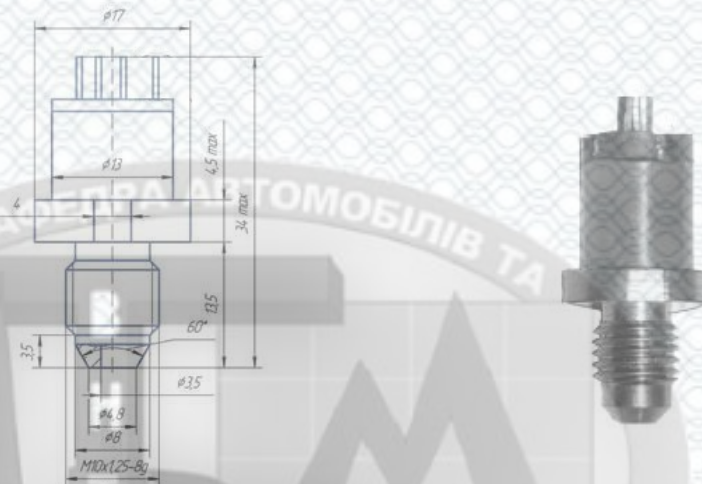


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд тензометричного датчика серії МД

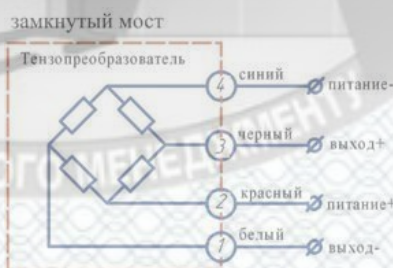


Рисунок 3.4 - Схема підключення тензоперетворювача МД-200 V

Тензоперетворювач працює наступним чином. Під дією тиску вимірюваного середовища сапфірово-титанова мембрана прогинається, тензорезистори змінюють свій опір, що призводить до розбалансу моста Уїтстона, який пропорційний вимірюваному тиску.

Тарувальні значення використовуваних тензоперетворювачів наведені нижче:

- початкове значення вихідного сигналу, яке відповідає нульовому значенню вимірюваного параметра при температурі $20 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ - 10,25 мВ;
- кінцеве значення вихідного сигналу, відповідне номінальному значенню вимірюваного параметра при температурі $20 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ - 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, $^\circ\text{C}$	$-50 \dots +125$
Діапазон вимірюваних тисків, МПа	10...200
Номинальне значення тиску, МПа	200
Граничне значення тиску, МПа	235
Опір моста при температурі $+20^\circ\text{C}$, кОм	$4,0 \pm 0,6$
Напряга живлення, В	5

Дані тензоперетворювачі відповідають ТУ 25-7301.061-89.

Параметри подачі палива при дослідженні оцінювалися з використанням комп'ютера, аналого-цифрових перетворювачів і програмних засобів реєстрації.

Для посилення сигналу з тензодатчика використовувався інструментальний підсилювач AD623 фірми Analog Devices. Devices. Схема підключення підсилювача зображена на рисунку 3.5.

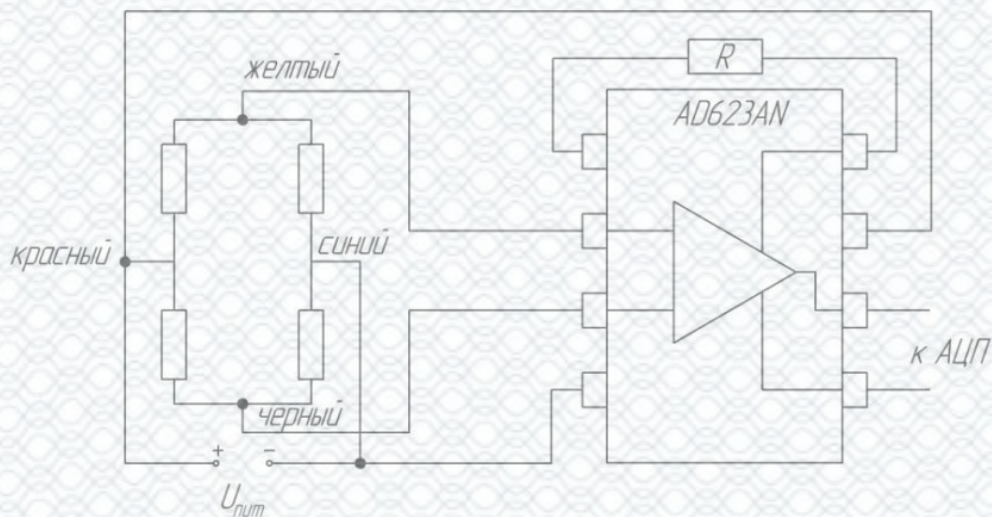


Рисунок 3.5 - Схема підключення підсилювача AD623AN до тензодатчика



Рисунок 3.6 - Трасування плати і загальний вигляд підсилювача

Коефіцієнт посилення підсилювача задається 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 підсилення.

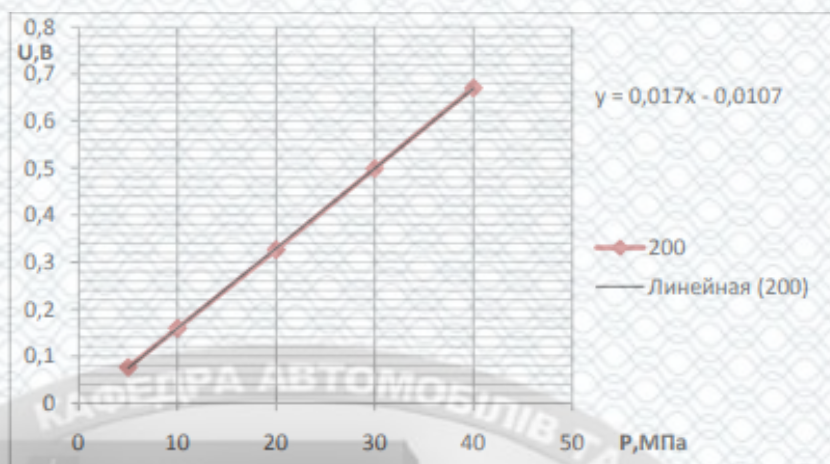
Основні технічні характеристики підсилювача представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 - Основні технічні характеристики підсилювача AD623ARZ

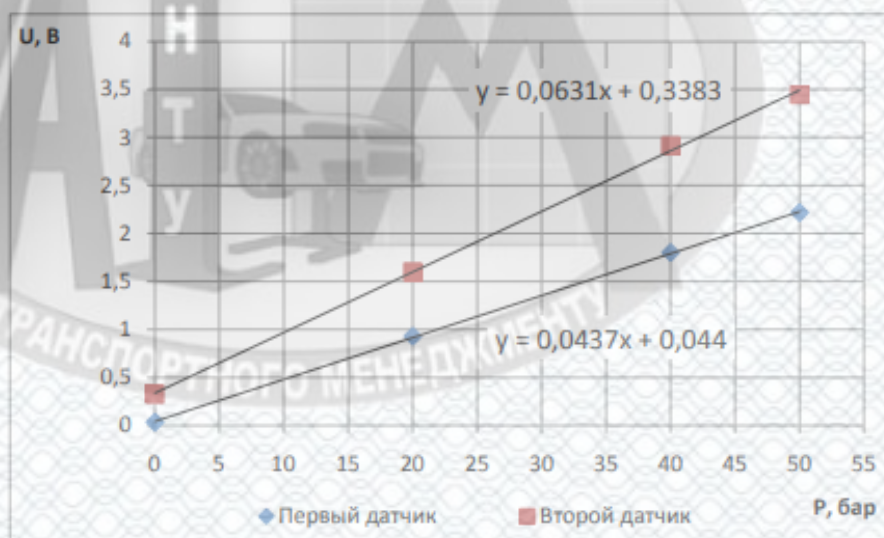
Параметр	Значення
Напруга живлення, В	5
Максимальний споживчий струм, мА	575
Діапазон вибору G	1...1000
Смуга пропускання при $G > 10$, кГц	100
Точність при $G > 1$, %	0,35

Для зменшення впливу фонового шуму на знімаємі криві тиску підсилювач сигналу встановлено в безпосередній близькості від датчиків тиску. Сигнальні дроти датчиків і кабель управління роботою форсунки екрановані, екран заземлений.

На рисунку 3.7 наведені графіки калібрування тензодатчиків з підсилювачами.



а)



б)

а) датчик тиску встановленого на насос-форсунці, б) датчика тиску встановленого на пристрої визначення характеристики впрыскування.

Рисунок 3.7 - Калібрувальні дані

Вимірювання сили струму проводилось датчиком струму (позначення 1 687 224 969) виробництва фірми BOSCH, який дозволяє виміряти силу струму до 30 ампер.

Для дослідження систем паливоподачі був зібраний інформаційно-вимірювальний комплекс. Комплекс складається із ПК Hewlett-Packard, аналогово-цифрового перетворювача ZET 210 і ряду перетворювачів.

Модуль АЦП ZET 210 [33] призначений для вимірювань параметрів сигналів в широкому частотному діапазоні (з частотою дискретизації до 500 кГц), що надходять з різних первинних перетворювачів. Підключення до ПЕОМ та живлення модуля здійснюється по шині USB 2.0. Управління та збір інформації проводиться безпосередньо по командам з комп'ютера. Основні технічні характеристики АЦП ZET 210 представлені в таблиці 3.5.

Функціональна блок-схема модуля представлена на рисунку 3.8 і працює наступним чином. Шістнадцятиканальний мультиплексор комутує послідовно всі вибрані канали до одного операційного підсилювача через рівні проміжки часу.

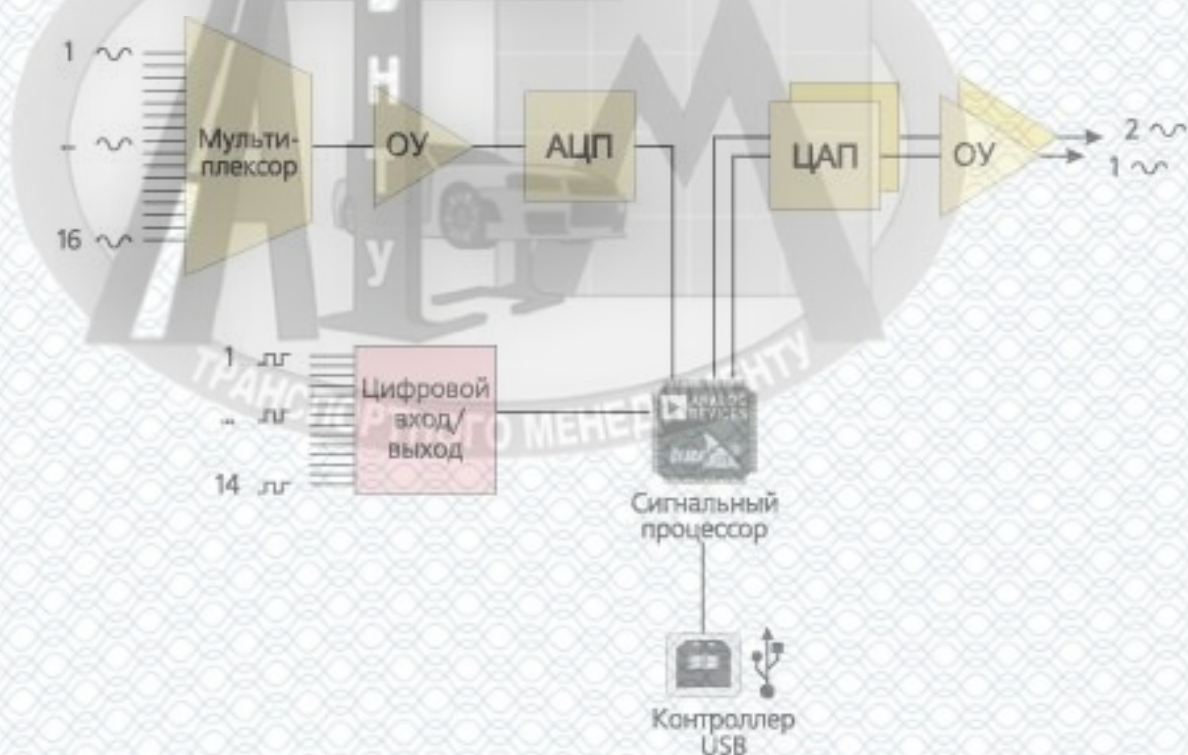


Рисунок 3.8 - Функціональна блок-схема модуля ZET 210

У момент перемикання каналів від сигнального процесора надходить команда на початок перетворення для АЦП, після закінчення перетворення АЦП піднімає прапор готовності даних перетворення і відбувається переривання в сигнальному процесорі. Сигнальний процесор зберігає дані у внутрішній пам'яті для подальшої передачі контролеру USB.

Таблиця 3.5 - Основні технічні характеристики АЦП ZET 210

Параметр	Значення
Аналоговий вхід (АЦП)	
Кількість входів	16 синфазних / 8 диференційних
Сумарна частота перетворення по всім включеним каналам, кГц	до 500
Кількість розрядів АЦП	16
Максимальна вхідна напруга, В	± 7
Вхідний опір, кОм	2
Динамічний діапазон, дБ	84
Максимальна нерівномірність АЧХ в частотному діапазоні 10 Гц...200 кГц, дБ	1
Захист входів при включеному живленні, В	± 30
Захист входів при виключеному живленні, В	± 30
Міжканальне проникнення, дБ	- 72
Вхідна ємність, пФ	20
Цифровий вхід	
Кількість каналів	14
FIFO-буфер	16 слів
Тип логіки	TTL
Логічний "0"	от 0 до 0,8 В (I _{вх} = 400 мкА)
Логічна "1"	от 2,4 до 5 В (I _{вх} = 20 мкА)
Захист від короткого замикання	
Цифровий вихід	
Кількість каналів	14
FIFO-буфер	16 слів
Тип логіки	TTL
Логічний "0"	от 0 до 0,4 В (I _{вих} = 25 мА)
Логічна "1"	от 2,4 до 3,3 В (I _{вих} = 25 мА)
Захист від короткого замикання	
Додаткові характеристики	
Габаритні розміри	90 x 110 x 35 мм
Вага	0,2 кг
Тип роз'єму аналогового входу/виходу	DSUB DB-25
Тип роз'єму цифрового входу/виходу	DSUB DB-15

Вся інформація із модуля ZET 210 потрапляє в комп'ютер. Спеціальна програма обробки сигналів «Zetlab» науково-виробничого підприємства «ЗЕТ» дозволяє записувати і проводити статичну обробку отриманих даних.

3.2 Обробка експериментальних даних, оцінка похибок вимірювань

Статистична обробка експериментальних даних проводилась на персональному комп'ютері за допомогою стандартних програм спеціалізованого програмного пакета обробки сигналів ResultViewer науково-виробничого підприємства «ZetLab».

Відносна похибка вимірювання циклової подачі палива розраховувалася за формулою:

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

де $\Delta T / T$ – відносна похибка, зв'язана з таруванням вимірювальної апаратури;

$\Delta R / R$ – відносна похибка, викликана самою апаратурою;

$\Delta M / M$ – відносна похибка, зв'язана з обробкою отриманих результатів.

Похибки обробки результатів обумовлені особливостями цього процесу:

$$\Delta M / M = (0,01 / 2 \cdot 0,05) \cdot 100\% = 1\%, \quad (3.3)$$

Загальна максимальна похибка складе:

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

Середньоквадратична похибка приймається рівною 1/3 максимальної:

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

Аналогічним чином були визначені величини абсолютних і відносних помилок визначення інших величин. Результати розрахунків приведені в табл.

3.6.

Таблиця 3.6 – Ймовірнісна, абсолютна і відносна похибки вимірювань

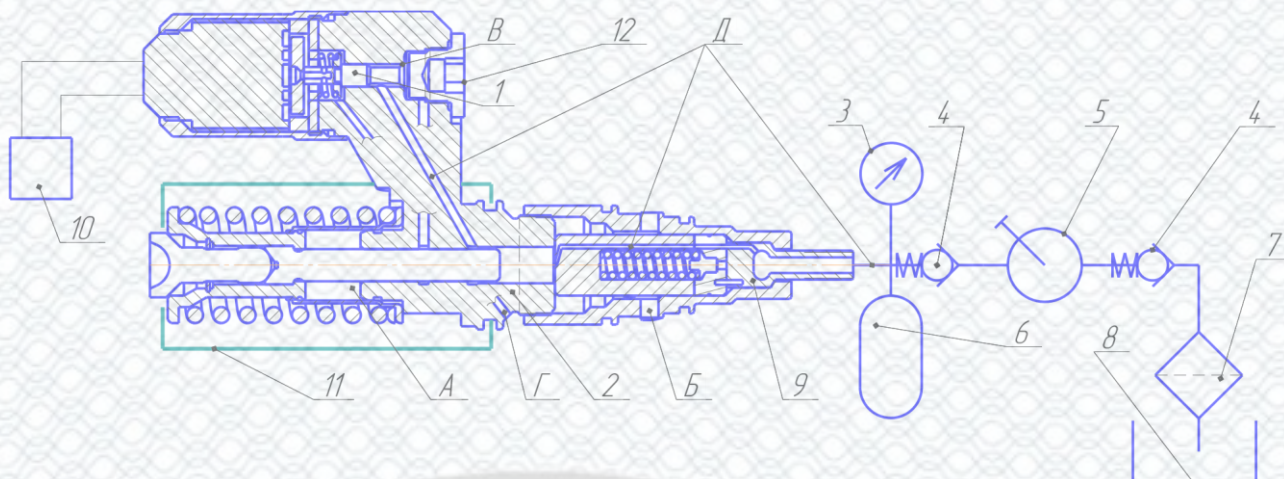
Найменування величини	визначаємої	Розмірність	Абсолютна похибка (max)	Відносна похибка, %
Циклова подача палива		грам	3,48	±2,8
Тривалість вприскування		мілісекунд	0,29	±1,1
Тиск: палива (до 200 МПа)		МПа	0,01	±0,5
палива (до 5 МПа)		МПа	0,001	±1,5
Струм керування		А	0,05	±0,5

3.3 Метод експериментального дослідження технічного стану прецизійних елементів насос-форсунок

У зв'язку з тим, що основною причиною виходу з ладу насос-форсунок є знос прецизійних елементів насос-форсунок, нами запропоновано і апробовано спосіб поелементної перевірки насос-форсунок з електронним управлінням, який не вимагає спеціального устаткування і відрізняється простотою, малою трудомісткістю і точністю діагнозу [4].

Перед перевіркою насос-форсунок її плунжер жорстко фіксується, опорна пробка клапана насос-форсунок демонтується. Замість розпилювача вставляється перехідник, що сполучається зі стендом для перевірки форсунок. Випробувальний клапан насос-форсунок підключається до модулятора, який шляхом зміни скважності сигналу дозволяє управляти положенням запірного елемента.

Спосіб перевірки полягає в наступному: від широтноімпульсного модулятора 10 (рисунок 3.9) на електромагніт клапана 1 подається сигнал, при цьому клапан 1 закривається, роз'єднуючи порожнину високого тиску Д і зливний канал В. Паливо від стенду під високим тиском (до 35 МПа) через перехідник 9 надходить до випробувального електромагнітного клапану 1.



1 - запірний клапан; 2 - насос-форсунка; 3 - манометр; 4 - клапан; 5 - ручний нагнітаючий насос; 6 - компенсаційний об'єм; 7 - паливний фільтр; 8 - паливний бак; 9 - перехідник; 10 - блок управління; 11 - фіксатор плунжера; 12 - опорна пробка. А – контроль плунжерної пари; Б – контроль розпилувача і торцевих ущільнень проставки; В – контроль герметичності запірної конуса клапана; Г – контроль направляючої запірної конуса клапана; Д – лінія високого тиску.

Рисунок 3.9 - Схема підключення насос-форсунки до стенду

Якщо технічний стан клапана, плунжера і торцевих поверхонь в нормі, то тиск залишається постійним, в іншому випадку тиск знижується. Якщо паливо просочується через порожнину А плунжера, значить зношений плунжер, якщо витік палива йде через входні отвори Б, то негерметичні торцеві поверхні розпилувача і корпусу. Якщо через порожнину запірної конуса клапана В - то порушена герметичність запірної конуса клапана. Щільність направляючої частини клапана визначається за швидкістю падіння тиску в манометрі при просочуванні палива через канал зворотного зливу Г. Таким чином, на підставі швидкості падіння тиску і місця просочування палива можна зробити висновок про технічний стан прецизійних сполучень елементів випробуваної насос-форсунки і прийняти рішення про їх заміну або відновлення. Дана методика використовувалася для визначення впливу напрацювання насос-форсунки на технічний стан прецизійних елементів насос-форсунки.

При уявній простоті даний метод дозволяє знизити трудомісткість перевірки, не вимагає спеціального устаткування, але вельми ефективний.

3.4 Вплив змін структурних параметрів насос-форсунки на їх діагностичні параметри

Експериментальні дослідження робочого процесу насос-форсунки дизеля DC11.03 були проведені з метою уточнення і перевірки результатів розрахунково-чисельних досліджень і оцінки його отриманих математичних виразів, що описують процес роботи електромагнітного запірною клапана насос-форсунки. Для виключення впливу перешкод і випадкових відхилень експериментальні криві усереднювалися по п'яти послідовних упорскувань.

Стендові випробування насос-форсунки проводилися з метою перевірки і уточнення меж допустимих відхилень, отриманих розрахунково-чисельним моделюванням. В ході експериментів досліджувалися процеси, що відбуваються у всіх діагностичних параметрах насос-форсунки при послідовній зміні кожного структурного параметра і проводилося їх порівняння з даними, отриманими розрахунковим шляхом. Для розкриття взаємозв'язків між діагностичними і структурними параметрами, як приклад нижче представлені деякі з численних файлограм, отриманих експериментально в різних режимах роботи.

Розглянемо експериментальні осцилограми, отримані в номінальному режимі. На рисунку 3.10 представлені криві тиску в надплунжерній порожнині при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем.

З рисунка 3.10 видно, що збільшення повітряного зазору між якорем і електромагнітом коливається від 0,21 до 0,29 мм, призводить до запізнювання закриття клапана, внаслідок чого тиск в надплунжерній порожнині теж знижується, так як через відкритий клапан відводиться додаткова кількість палива.

Аналогічним способом були проаналізовані графіки тиску в надплунжерній порожнині для інших режимів роботи насос-форсунки (рисунки представлені нижче).

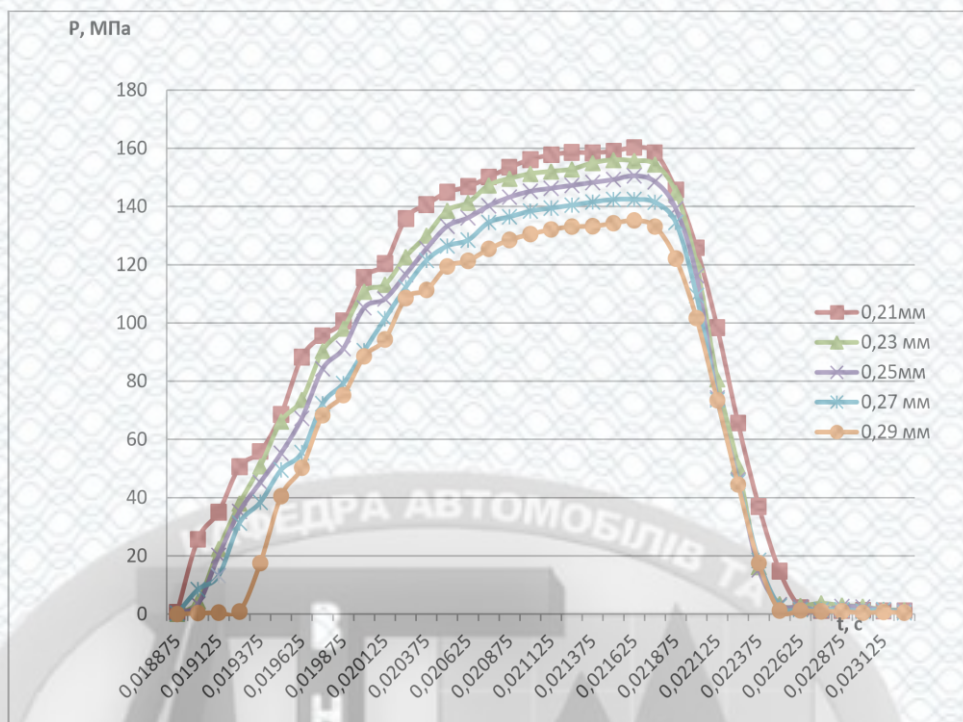


Рисунок 3.10 - Зміна тиску в надплунжерній порожнині в процесі впорскування палива при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем в номінальному режимі роботи

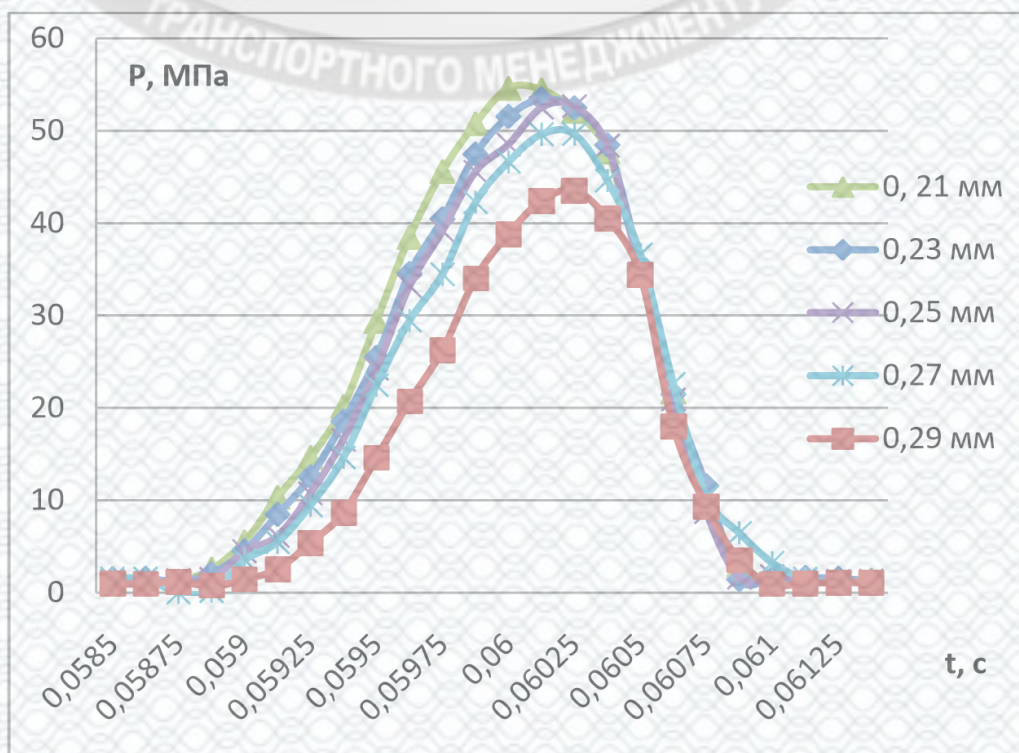


Рисунок 3.11 - Зміна тиску в надплунжерній порожнині в процесі впорскування палива при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем в режимі холостого ходу

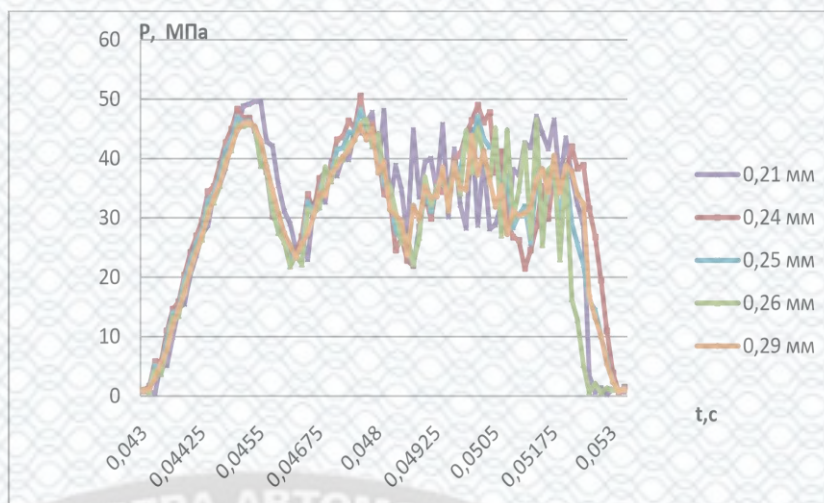


Рисунок 3.12 – Зміна тиску в надплунжерній порожнині в процесі впрыску палива при зміні повітряного зазору між електромагнітом і якорем в режимі пуску

Для визначення впливу повітряного зазору між електромагнітом і якорем насос-форсунки на циклову подачу були проведені експерименти в двох режимах керуючого сигналу електромагніту при різній частоті обертання приводу насос-форсунки. Отримані результати представлені в таблиці 3.7

Таблиця 3.7 - Дані отримані при перевірці насос-форсунки зі зміною повітряного зазору

№ п/п	Повітряний зазор δ , мм	n, хв^{-1}	Тривалість управляючого сигналу t, мкс	Циклова подача $g_{ц}$, $\text{мм}^3/\text{ц}$ (по тест-плану)
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

а побудовані на їх основі залежності між величиною повітряного зазору і цикловою подачею приведені на рисунку 3.13.

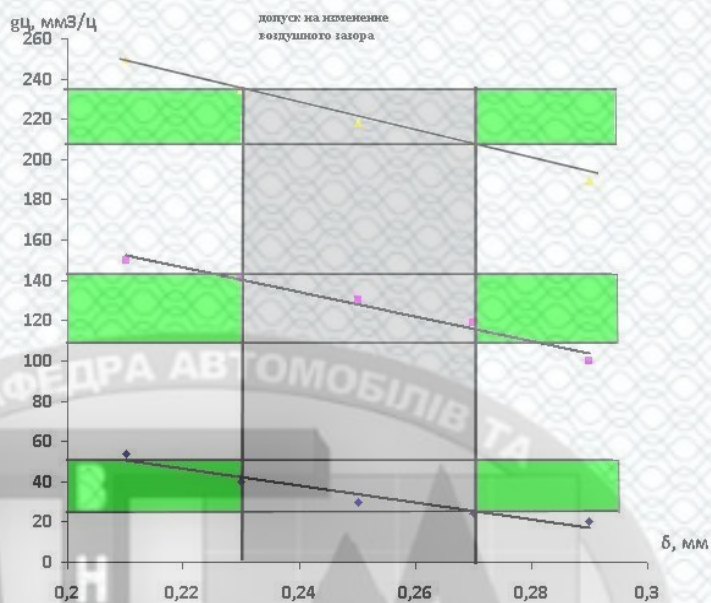


Рисунок 3.13 - Графік залежності між повітряним зазором і цикловою подачею в різних режимах роботи

Характер встановленого взаємозв'язку величини циклової подачі з величиною ходу якоря запірнього клапана показані на рисунку 3.14.

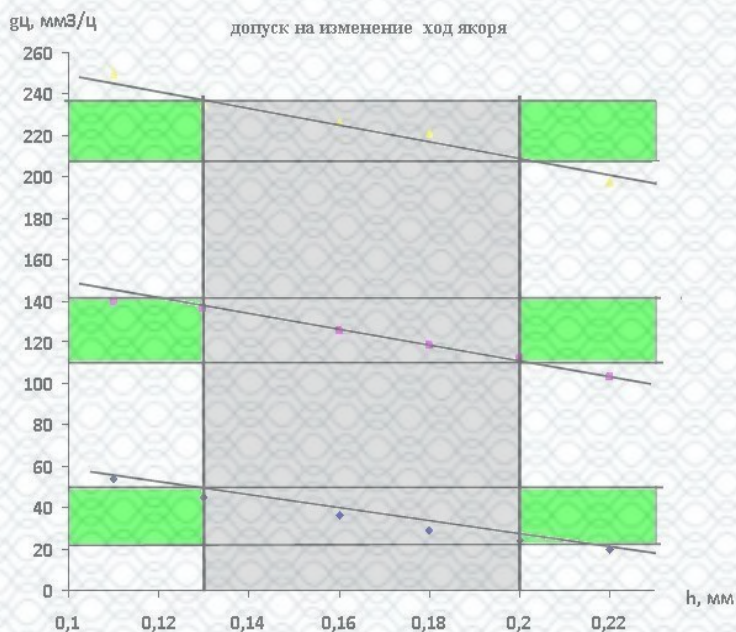
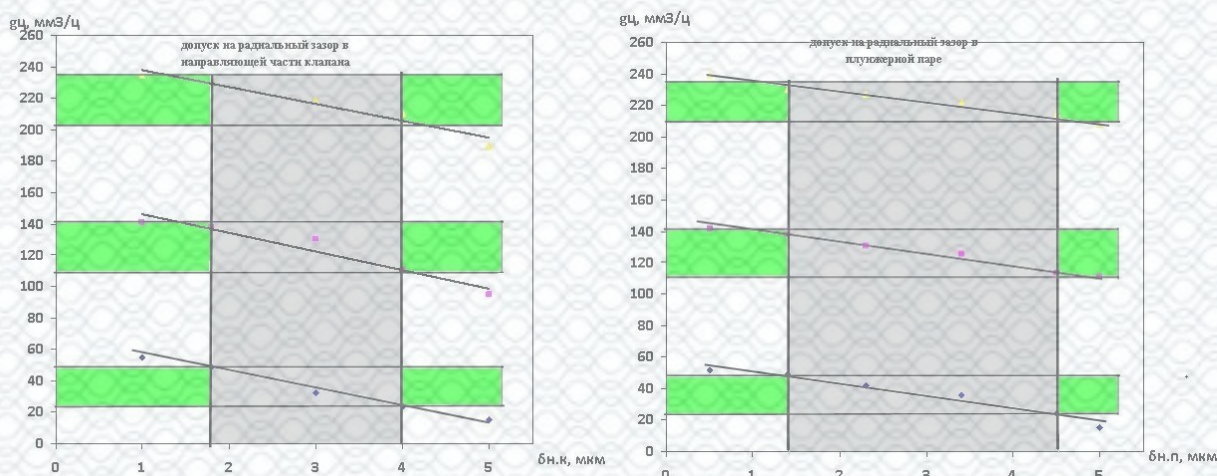


Рисунок 3.14 - Графік залежності циклової подачі палива g_c від ходу якоря h в різних режимах роботи

За графіком видно, що зменшення ходу якоря викликає збільшення циклової подачі палива, що обумовлено збільшенням тривалості впорскування при високому тиску палива в паливоподаючій системі. Допустиме відхилення циклової подачі, наприклад, в номінальному режимі роботи, нормоване заводом виробником, становить від 208,4 до 235 мм³ на рисунку показано зеленим кольором. Даній межі на графіку відповідає зміна ходу якоря в межах 0,14 (+ 0,006- 0,004 мм) на рисунку показаний сірим кольором. Видно, що найбільш інформативними режимами роботи для циклової подачі палива по структурному параметру «хід якоря» є номінальний. Аналіз даного графіка експериментально підтверджує отримані розрахунковим шляхом значення допустимих відхилень ходу якоря (рисунок 2.12).

Так як в технологічному описі процесу ремонту насос-форсунок не наводиться обґрунтованих даних по допустимих відхиленнях повітряного зазору при складанні насос-форсунки, то дані залежності дозволяють з достатньою точністю визначити і аргументовано стверджувати, що при зазначених в тест-плані допустимих циклових подачах (табл. 3.7) можливі відхилення величини повітряного зазору лежать в межах $0,25 \pm 0,02$ мм.

Аналогічним способом були проаналізовані файлограми характеристик впорскування (рисунок 3.15) і складені графіки для інших 12-ти найбільш значущих структурних параметрів насос-форсунки.



а)

б)

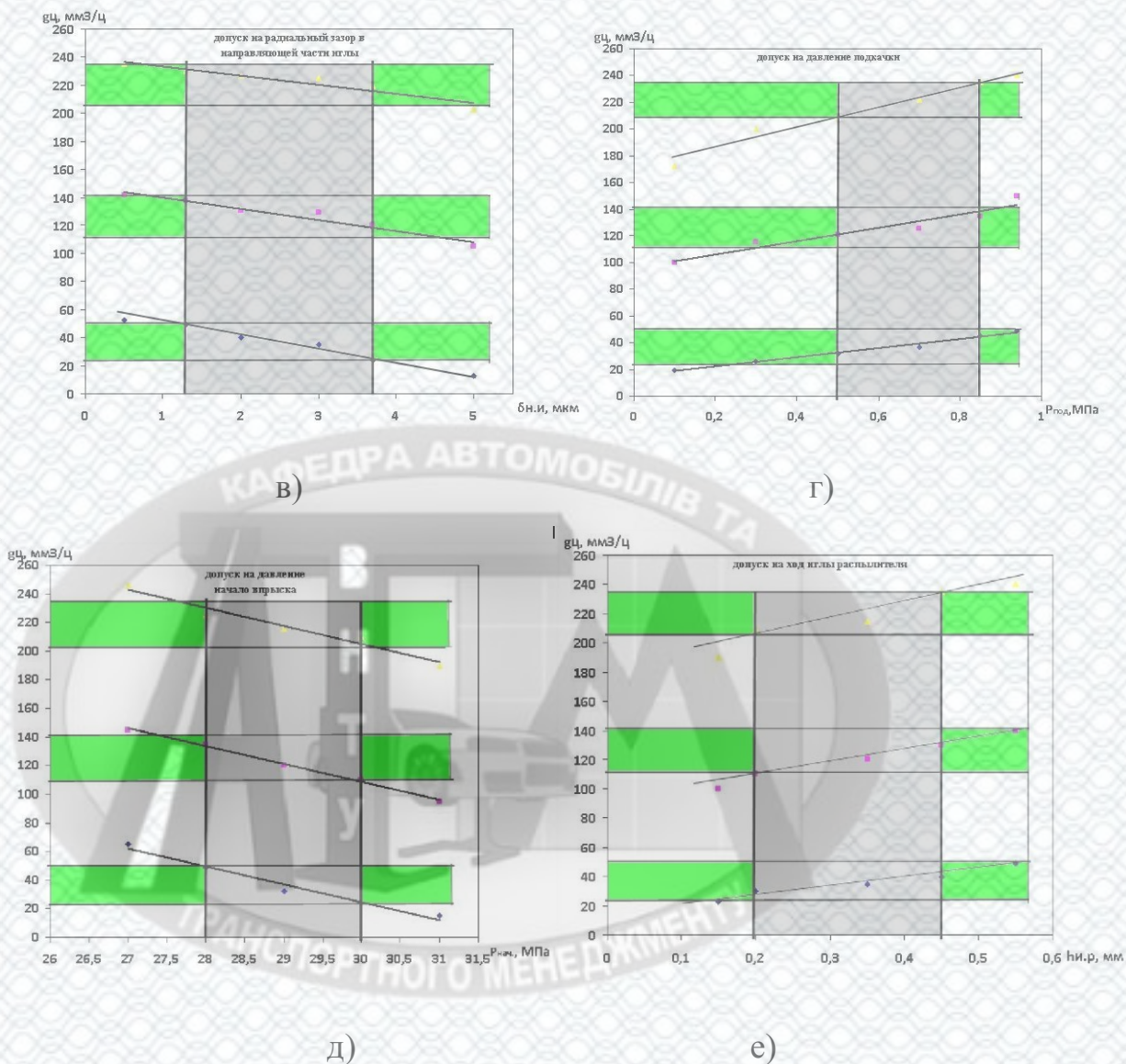


Рисунок 3.15 - Графік залежності циклової подачі палива g_{ci} в різних режимах роботи від: а) радіального зазору в направляючій частині клапана; б) радіального зазору в плунжерній парі; в) радіального зазору в направляючій частині голки розпилювача; г) тиску підкачки; д) початку вприскування; е) ходу голки розпилювача

Таким чином, в ході проведених експериментальних досліджень підтверджено достовірність отриманої розрахунковим шляхом таблиці обґрунтованих допусків структурних параметрів, що забезпечують задані показники роботи насос-форсунки і визначені режими для їх діагностування (таблиця 3.8). Доведено, що вимоги до контролю даних показників при складанні і регулюванні насос-форсунки можуть бути істотно розширені в

порівнянні із заводськими вимогами, наприклад, хід якоря може досягати 0,17 мм, замість встановленого значення 0,14, тобто збільшуватися на 21,5% без помітного впливу на показники роботи насос-форсунки в цілому.

Таблиця 3.8 - Допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунки

Шифр	Структурний параметр	Режими	Заводські значення	Рекомендуемий допуск
S1	<u>Плунжерна пара</u> Щільність плунжерної пари (радіальний зазор)	XX	3 мкм	1,4...4,5 мкм
S4	Спрацювання штовхача	-	відсутнє	0,2...9 мкм
S5	<u>Електромагнітний клапан</u> Повітряний зазор	-	0,25 мм	0,2...0,27 мм до 0,2 мм ³ /с
S6	Герметичність запірною конуса клапана	H	повна	
S7	Хід якоря	-	0,14 мм	0,13...0,17 мм
S8	Щільність направляючої частини клапана (радіальний зазор)	XX	2,5 мкм	1,8...4,0 мкм
S14	<u>Розпилювач</u> Тиск початку впорскування	XX	28,0 МПа	28...30 МПа
S16	Закоксування або знос сопел розпилювача (f всіх груп)	XX	0,222мм ²	0,215...0,262мм ²
S17	Щільність направляючої частини (радіальний зазор)	H	2,5 мкм	1,3...3,7 мкм
S18	Хід голки розпилювача	H	0,3 мм	0,2...0,45 мм
S21	<u>Корпус</u> Ефективний прохідний переріз сітчастого фільтра	H	відсутні	0,35...0,45 мм ²
S24	Тиск підкачки	H	0,75 МПа	0,5...0,85 МПа

Аналітична робота, виконана в ході дослідження, дозволила виявити закономірності зміни діагностичних параметрів при порушенні роботи будь-якого структурного параметра насос-форсунки. На цій основі була розроблена методика її поелементного діагностування з можливістю визначення конкретної несправної деталі насос-форсунки за даними безрозбірного діагнозу.

Маючи отримані розрахунковим шляхом дані можна легко скласти таблиці, що показують вплив несправності кожного зі структурних параметрів на діагностичні, і за допомогою експрес-діагностики визначити який конкретно елемент підлягає ремонту або заміні.

3.5 Розробка методики поелементного діагностування насос-форсунок

Наступним етапом роботи є розробка методики поелементного діагностування, шляхом аналізу стану кожного діагностичного параметра при виході з допуску структурного параметра на різних режимах роботи дизеля (номінальний та холостий хід). Якщо при зміні конкретного структурного параметра, відхилення будь-якого з діагностичних параметрів не виходить за межі допустимих значень, то даний діагностичний параметр по відношенню до даного структурного параметру на даному режимі не інформативний «-». Якщо відхилення виходить за допустимі межі, причому так, що збільшення значення структурного параметра призводить до збільшення значення діагностичного параметра, то в таблиці записується - "↑", якщо залежність зворотна, то - "↓".

В результаті вперше була складена таблиця несправностей з відкоригованими в ході проведених експериментальних досліджень структурними параметрами. Результати відображені в таблицях 3.9, 3.10.

Таблиця 3.9 - Вплив виходу з допуску структурних параметрів насос-форсунки на її діагностичні показники (номінальний режим роботи)

Діагностичний параметр	Структурний параметр											
	Щільність направляючої плунжера	Зношення штовхача плунжера	Повітряний зазор	Герметичність запірнього конуса	Хід якоря	Щільність направляючої клапана	Тиск початку впорскування	Ефективний прохідний переріз розпилювача	Щільність голки розпилювача	Хід голки розпилювача	Ефективний прохідний переріз щілинного фільтра	Тиск підкачки
$g_{ц}$	↓	↓	↓	↓	↑	↓	↑	↑	↓	↑	↑	↑
$I_{ем}$	-	-	↑	-	↓	-	-	-	-	-	-	-
Δt	↑	-	↑	↑	↓	↑	↓	-	↑	-	-	-
$\tau_{впр}$	↓	↓	↓	↓	↑	↓	↓	-	↓	↑	↑	↑

Таблиця 3.10 - Вплив виходу з допуску структурних параметрів насос-форсунки на її діагностичні показники (режим холостого ходу)

Діагностичний параметр	Структурний параметр													
	Зусилля пружини клапана	Щільність клапана	Ефективний прохідний переріз розпилювача	Герметичність запірною конуса	Хід якоря	Повітряний зазор	Ефективний прохідний переріз щільного фільтра	Щільність по торцевій поверхні розпилювача	Хід голки розпилювача	Тиск зливання	Стан електронних елементів	Зусилля пружини якоря	Втрати по ущільнюючій шайбі	Об'єм наплунжерного простору
$g_{ц}$	↓	↓	↑	↓	↑	↑	↑	↓	↑	↓	↓	↓	↓	↑
$I_{ем}$	-	-	-	-	-	↑	-	-	-	-	-	-	-	-
Δt	↑	↓	↓	-	-	↑	-	↓	-	-	-	↑	↑	-
$\tau_{впр}$	↓	↑	↑	↑	↑	-	↑	↓	↑	↓	-	↓	↓	↓

Діагностування насос-форсунки проводиться в двох основних режимах роботи, при яких визначаються значення всіх діагностичних показників насос-форсунки. Визначення значення всіх діагностичних показників може бути реалізовано в безмоторних і моторних умовах. В ході проведених експериментальних досліджень видно, що використання повного обсягу експериментів для діагностики деяких дефектів є надлишковим, тому в ході обробки експериментальних значень після отримання гарантованого висновку про стан насос-форсунки, діагностування може бути достроково припинено.

Наприклад (таблиця 3.9), при випробуванні насос-форсунки встановлено, що циклова подача вище нормативної, сила електромагніту і тривалість впорскування збільшилися, при цьому затримка початку впорскування зменшилася, інші показники в нормі. По тому, де більшість ознак збігаються, видно, що з достатньою часткою ймовірності причиною є порушення ходу клапана. Використання даної методики дозволяє істотно знизити трудомісткість дефектації деталей насос-форсунки, уникнути необґрунтованої заміни працездатних деталей і суттєво зменшити вартість її ремонту.

Аналогічним способом було проаналізовано вплив виходу з допуску структурних параметрів насос-форсунки на її діагностичні показники в режимі холостого ходу. Результати представлені в таблиці 3.10

За результатами таблиць можна простежити конкретну несправність насос-форсунки, тобто при виході з допуску діагностичного параметра в ту чи іншу сторону можна виявити, який структурний параметр вийшов з допустимої межі відхилення від заданого значення і вимагає коректування шляхом регулювання або заміни.

3.6 Висновки до третього розділу

1. Експериментальними дослідженнями були підтверджені отримані розрахунковим шляхом значення допустимих відхилень структурних параметрів і їх взаємозв'язок з діагностичними параметрами.

2. Вперше отримана таблиця несправностей для різних режимів роботи дизеля (номінального і холостого ходу). Використання отриманої таблиці несправностей дозволяє на основі даних, отриманих в ході безрозбірного діагностування насос-форсунки виявити її конкретний несправний елемент.

3. Підтверджено достовірність отриманої таблиці з науково-обґрунтованими допусками структурних параметрів, що забезпечують задані показники роботи насос-форсунки і визначені режими для їх діагностування. Доведено, що вимоги до контролю даних показників при складанні та регулювання насос-форсунки можуть бути істотно розширені в порівнянні із заводськими вимогами, наприклад, хід якоря може досягати 0,17 мм, замість встановленого значення 0,14, тобто збільшуватися на 21, 5% без помітного впливу на показники роботи насос-форсунки в цілому. Необхідно відзначити, що згідно з офіційною технології фірми Bosch при будь-якому відхиленні даного параметра від 0,14 форсунка не підлягає ремонту і утилізується.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз умов праці

У приміщенні, де виконувалась робота по покращенню паливної економічності вантажних автомобілів відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 виникають наступні шкідливі та небезпечні фактори:

- фізичні, підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може пройти через тіло людини, недостатня освітленість, недостатня природня освітленість;
- хімічні, загально токсичні;
- психологічні, фізичні перевантаження (статичні), нервово-психічні перевантаження (викликаються монотонністю праці);
- біологічні, хвороботворні мікроорганізми та бактерії.

4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Для усунення шкідливої дії небезпечних факторів при проведенні технологічного процесу і створення в робочій зоні здорового повітряного середовища необхідно:

- зону розміщувати на першому поверсі;
- площа не зайнята обладнанням, повинна бути не менше 10 м², висота приміщення від рівня підлоги до стелі не менше 3,5м;
- підлога повинна бути незгораєма з малою теплопровідністю, стійкою до механічних та хімічних дій, не слизькою;

Площа виробничого приміщення на одного робітника повинна бути не менше 4,5м².

4.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат виробничих приміщень залежить від швидкості руху повітря на ділянці та його прискорення. Зона відноситься до приміщень з незначними надлишками явного тепла $20 \text{ ккал/м}^3 \text{ год.}$ і менше. Отже, категорія робіт II б. робоче місце постійне. Оптимальні та допустимі значення мікроклімату наведені в табл. 4.1

Таблиця 4.1- Оптимальні та допустимі значення мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура		Вологість		Шв. руху повітря	
		Оптимальн.	допуст.	Оптимальн.	допуст.	Оптимальн.	допуст.
Холодний	II б	15-19	15-21	60-75	75	0,2-0,4	0,4
Теплий	II б	20,25	16-27	60-75	70	0,2-0,4	0,2-0,5

Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони ТО і ПР приведена в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2- Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони ТО і ПР

Концентрація шкідливих речовин мг/м^3		
Оксид азоту	Озон	Тверда фаза
$2,74 \pm 0,18$	$0,76 \pm 0,026$	0,7

Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів та пилу в повітрі робочих зон приведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів та пилу в повітрі робочих зон

Забруднюючі речовини	Концентрація		
	Допустимі	Неблагоприятні	Недопустимі
Вуглеводні, мг/л	-	0,1-0,3	більше 0,3
Аерозолі, мг/м^3	900,3	0,2-0,3	більше 0,3
Пил, мг/м^3	905	5-10	більше 10
CO_2 , %	до 0,17	0,17-10	більше 10
CO , мг/л	0,02	0,02-0,03	0,03

При роботах виникає ряд шкідливих факторів: інтенсивний високочастотний шум, високодисперсний аерозоль металів, токсичні гази, ультрафіолетова та інфрачервона радіація.

В доповнення до місцевої вентиляції повинна бути встановлена загальнообмінна вентиляція, що забезпечує рівномірне розподілення повітря по всьому приміщенню зі швидкістю не більше 0,3м/с.

4.2.2. Освітлення

У зоні діагностики необхідно передбачити природне (бокове двохстороннє) та штучне освітлення. Приміщення дільниці за задачами зорової роботи відноситься до IV групи приміщень. При боковому освітленні коефіцієнт природного освітлення повинен бути не менше 1,5%. Штучне освітлення повинно складати 400-500 лк. Нормовані значення кількісних показників освітлення відповідно до ДСТУ EN 12464-1:2016 наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення кількісних показників освітлення.

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення	Характеристика фону	Штучне освітлення	Періодне освітлення
					Лк	КЕО,% Бічне
Тонка робота	0,5-1	IVo	Великий	Світлий	500	1,5

Штучне освітлення проводиться світильниками з лампами розжарення. Вони забезпечують усунення сліпучої дії джерела світла. Освітленість проходів в виробничому приміщенні повинна складати – 75 Лк. Світильники місцевого освітлення живляться від мережі напругою 36 В, загального 220 В. Всі світильники повинні мати заземлення і бути герметичними по ступені захисту IP65.

4.2.3 Шум

В зв'язку з значним шумом який виникає від роботи обладнання, шуму з сусідніх приміщень та шуму автотранспорту, зону необхідно розміщувати в ізольованому приміщенні. При розміщенні зони в цеху в окремій кабіні стіни необхідно облицьовувати звуопоглинаючими матеріалами з коефіцієнтом звукопоглинання не нижче 0,7. Для захисту органів слуху від шуму необхідно застосовувати антифони.

Допустимі рівні шуму нормуються у ДСТУ 2867-94. Для постійних робочих місць у приміщеннях допустимі рівні звукового тиску наведені таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Нормативні рівні звукового тиску

Робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ у октавних смугах із середньгеометричними частинами Гц									Еквівалентний рівень звуку дБ (А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
постійні	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

4.2.4. Вібрації

Джерелами вібрації являються автомобілі, які рухаються по зоні, працюючі ДВЗ та інші агрегати автомобілів, компресори, вентиляційні системи та ін. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація. Локальна передається через руки, загальна через підшви ніг. Загальна вібрація категорії “а”, критерій оцінки – границя зниження продуктивності.

Допустимі значення вібрацій вказані в таблиці 4.6.

Основні заходи щодо захисту людини від шкідливої дії вібрації у виробничих умовах можна бути поділити на технічні, організаційні і лікувально-профілактичні, а також колективні та індивідуальні. До технічних заходів належать: - зниження вібрації в джерелі її виникнення (вибір на стадії проектування кінематичних і технологічних схем, які знижують динамічні

навантаження в устаткуванні та ін.); - зниження діючої вібрації на шляху розповсюдження від джерела виникнення (вібропоглинання, віброгасіння, віброізоляція).

Таблиця 4.6 – Допустимі значення вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Значення	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні коректовані значення			
				Віброприскорення		Віброшвидкість	
				$a_n, \text{м/с}^2$	$L_{ан}, \text{дБ}$	$V_n 10^{-2} \text{м/с}$	$L_{Vn}, \text{дБ}$
Локальна	-	X_l, Y_l, Z_l	Нормативне	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип "а"	X_0, Y_0, Z_0	Нормативне	0,10	100	0,20	92

До організаційних заходів належать: - організаційно-технічні (своєчасний ремонт та обслуговування обладнання за технологічним регламентом, контроль допустимих рівнів вібрації, дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням); - організаційно-режимні (забезпечення відповідного режиму праці та відпочинку, заборону залучення до вібраційних робіт осіб молодших 18 років, тощо); До лікувально-профілактичних заходів належать: - періодичні медичні огляди; - лікувальні процедури (фізіологічні процедури, вітамінно- та фітотерапія).

4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

До робіт допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичне освідчення та спеціальне навчання і мають посвідчення на право виконання вказаних робіт та групу по електробезпеці не нижчу за другу.

Конструкція устаткування і його окремих частин повинна виключати можливість їх падіння, опускання, перекидання та довільного зміщення при всіх передбачених умовах експлуатації.

Усі контрольно-вимірювальні прилади необхідно утримувати у справному стані, періодично перевіряти. Забороняється використовувати прилади з простроченим терміном перевірки.

4.3.1. Електробезпека

Електробезпека забезпечується конструкцією електроустановок, організаційними, технічними способами та засобами захисту.

Приміщення відноситься до класу приміщення підвищеної електробезпеки, так як на ділянці є струмопровідні заземлені частини обладнання які можуть проводити струм. Для попередження ураження електричним струмом все обладнання повинно бути заземлене. Стан заземлення перевіряють не рідше одного разу в квартал.

4.4 Пожежна безпека

Зона діагностики відноситься до категорії Г-за пожежною небезпекою.

За ступенем вогнестійкості будівля відноситься до групи II.

Внаслідок не виконання електротехнічних правил, а також під впливом навколишнього середовища (вогкості, пилу, хімічних активних речовин) нормальний стан електроосвітлювальних установок порушується. В таких випадках в електричних колах виникають короткі замикання, перевантаження, перехідні опори, електрична дуга або іскріння, а також шкідливі вихрові струми. Основні шляхи зниження пожежної небезпеки під час експлуатації електроосвітлення такі: вибір електроосвітлювальних установок з такими розрахунками щоб вони не стали джерелом займання того середовища, в якому експлуатуються.

Щоб запобігти іскровим розрядом статичної електрики, вживають таких технічних заходів: технологічний процес розробляють так, щоб усунути причини виникнення зарядів статичної електрики: старанно заземлюють усі

машини, трансмісії і ті елементи на яких можуть утворюватися електричні заряди.

Для захисту від прямих ударів блискавки влаштовують блискавковідводи, що складаються з блискавкоприймача, струмовідводу та заземлюючих пристроїв. При ударі блискавки розряд атмосферної електрики проходить крізь блискавкопровід, обминаючи захищений об'єкт.

Щоб ліквідувати горіння треба :

а) припинити виділення тілом що горить, горючих газів і парів ізолювавши їх середовищем, яке не підтримує горіння;

б) охолодити це тіло нижче температури його спалаху або займання;

в) видалити горючі тіла (речовини).

Зона повинна бути обладнана системою пожежного водопостачання.

Допустимі відстані від найвіддаленіших робочих місць до виходів назовні в залежності від категорії виробництв і ступені вогнестійкості приміщення-60 м (II ступінь вогнестійкості).

Необхідна сумарна ширина дверей або проходів на шляхах евакуації повинна бути забезпечена з розрахунку не менше 125 чол. на їм ширина для одноповерхових будівель. Ширина коридорів у виробничих та допоміжних приміщеннях має бути не менше 1,4 м, а ширина дверей - не менше 0,8 м.

4.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.5.1 Розробка та розрахунок пункту спеціальної обробки (ПуСО)

Для зниження можливих доз опромінення при ліквідації наслідків у зонах забруднення проводиться дезактивація території, будинків і споруджень, устаткування, техніки й інших об'єктів, виконуються заходи щодо усунення пилу. Пункти спеціальної обробки (ПуСО) створюються на межах зон забруднення; люди і транспорт, що відбувають із зон забруднення, на них проходять дозиметричний контроль. При виявленні забруднення вище

припустимих рівнів люди проходять санітарну обробку, транспорт – дезактивацію.

Техніка і майно, що вивозяться із забрудненої території, дезактивуються на спеціальних майданчиках, які обладнуються біля ПуСО.

Для проведення дезактивації використовується вода. Разом з водою застосовуються спеціальні препарати, що підвищують ефективність змивання радіоактивних речовин. Це поверхнево-активні і комплексоутворюючі речовини, кислоти, луги. До перших відносять порошок СФ-2 і препарати ОП-7 і ОП-10; до других - фосфати натрію, трилон - Б, Лужна і лимонна кислоти, солі цих кислот.

Для одержання розчину порошок додають у воду невеликими порціями при постійному перемішуванні. Дезактивацію транспортних засобів і техніки проводять із застосуванням 0,15 %-го розчину СФ-2 у воді (улітку) чи аміачній воді, що містить 20 - 24% аміаку. Препарат ОП-7 і ОП-10 застосовують як складову частину дезактивуючих розчинів, призначених для дезактивації поверхонь будинків споряджень і устаткування.

Дезактивація транспортних засобів і техніки проводиться при їхньому зараженні 200 мР/год і більше. Дезактивація проводиться змиванням струменем води під тиском 2-3 атм. чи обробкою дезактивуючими розчинами, протиранням ганчіркою змоченою в бензині, гасі, дизельному паливі, а також обробкою газокрапельним потоком.

4.6 Способи дезактивації техніки і транспорту

До основних способів відносять:

- змивання радіоактивних речовин розчинами для дезактивації, водою і розчинниками з одночасною обробкою зараженої поверхні щітками дегазаційних машин і приборів дозволяє знизити зараженість у 50-80 разів;
- змивання радіоактивних речовин струменем води під тиском дозволяє знизити зараженість в 20 разів;

- видалення радіоактивних речовин переривистим газо-крапельним потоком з використанням спеціальної техніки з турбореактивними двигунами;
- видалення радіоактивних речовин обтиранням заражених поверхонь тампонами з ганчірок, змоченими розчинами для дезактивації, водою або розчинниками; використовується в основному для внутрішніх поверхонь техніки і транспорту;
- замітання (змивання) радіоактивного пилу віниками, щітками, мотлохом та іншими підручними засобами; використовується в основному при проведенні часткової дезактивації;
- видалення радіоактивного пилу методом відсмоктування пилу, здійснюється за допомогою спеціальних комплектів (ДК 4).

При частковій дегазації і дезінфекції з використанням дегазаційних комплектів насамперед обробляються ті частини і поверхні техніки та транспорту, з якими необхідний контакт при виконанні роботи (поставленої задачі).

Повна дегазація складається з повного знезаражування або видалення зі всієї поверхні техніки і транспорту отруйних речовин шляхом протирання заражених поверхонь розчинами для дегазації; при їх відсутності можуть бути використані розчинники і розчини для дезактивації.

Повна дезінфекція виконується тими самими способами, що і дегазація, але тільки з використанням активних розчинів для дегазації і дезінфекції.

Якщо можливо, то доцільно провадити відразу повну, а не часткову дезактивацію, дегазацію і дезінфекцію техніки та транспорту.

Засоби знезаражування техніки і транспорту:

- авторозливальна станція АРС- 12У, комплекти ДК-4, ІДК-1, ДК-3;
- комунальна, сільськогосподарська, дорожня і будівельна техніка, що придатна для використання при виконанні робіт зі знезаражування.

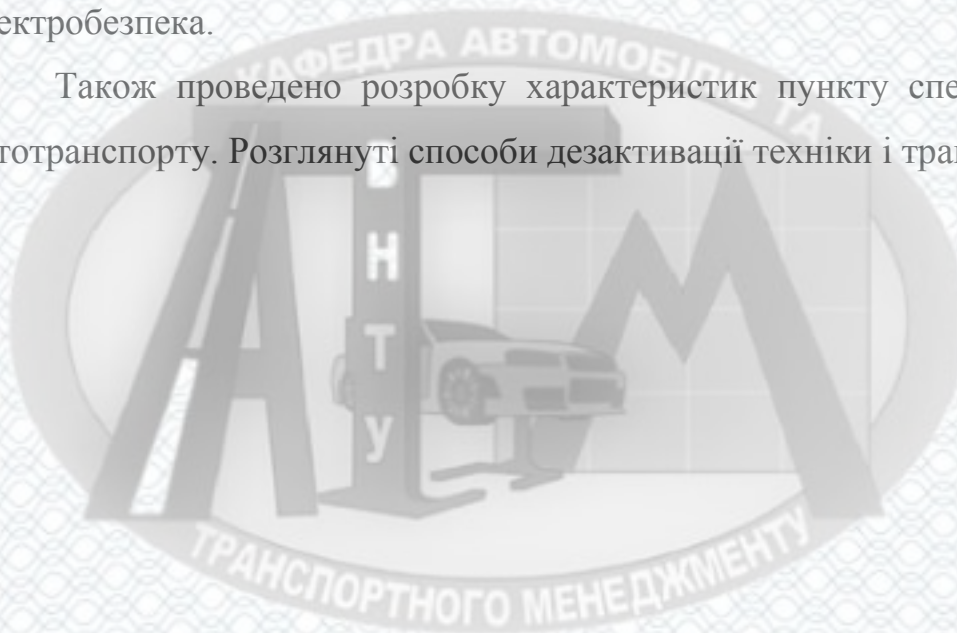
4.7 Висновки до четвертого розділу

В даному розділі розглядаються умови праці при підвищенні ефективності діагностування і ремонту насос-форсунок двигунів автомобілів публічного акціонерного товариства «Транс-Легіон» місто Вінниця.

Проведений аналіз умов праці, розроблені заходи виробничої санітарії.

Визначено основні заходи з техніки безпеки, протипожежні заходи та електробезпека.

Також проведено розробку характеристик пункту спеціальної обробки автотранспорту. Розглянуті способи дезактивації техніки і транспорту.



РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ І ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВПРОВАДЖЕННЯ В ВИРОБНИЦТВО

У даній роботі пропонується стенд для діагностування різних типів насос-форсунок. Також діагностичний модуль для діагностики електромагнітних клапанів насос-форсунок. Економічний ефект від використання розроблених пристроїв досягається за рахунок зниження трудомісткості діагностичних і ремонтних робіт при випробуванні насос-форсунок.

5.1 Розробка стенду для випробування насос-форсунок з безступінчастим регулюванням ходу плунжера

В даний час для підвищення техніко-економічних показників дизелів застосовують різні типи насос-форсунок. Для випробування насос-форсунок використовують спеціальне обладнання, яке включає в себе пристрій САМ-ВОХ. Цей пристрій являє собою окремий блок, який встановлюється на стенд при випробуванні насос-форсунок, основною функцією якого є кріплення насос-форсунок, привід в рух плунжера і подача палива до насос-форсунки [5].

Привід кулачкового вала САМ-ВОХ здійснюється від силового приводу стенду. Для вимірювання циклової подачі використовується система збору палива самого стенду. Подача і злив палива також здійснюється від базового стенду.

Існують різні конструкції САМ-ВОХ, що відрізняються в основному способом приводу плунжера насос-форсунки в рух і конструкцією установочних адаптерів. Основна складність полягає в тому, щоб забезпечити заданий (для кожної насос-форсунки індивідуальний) хід плунжера. Далеко не будь-яке обладнання може забезпечити шляхом регулювання заданий заводом-виготовлювачем хід плунжера.

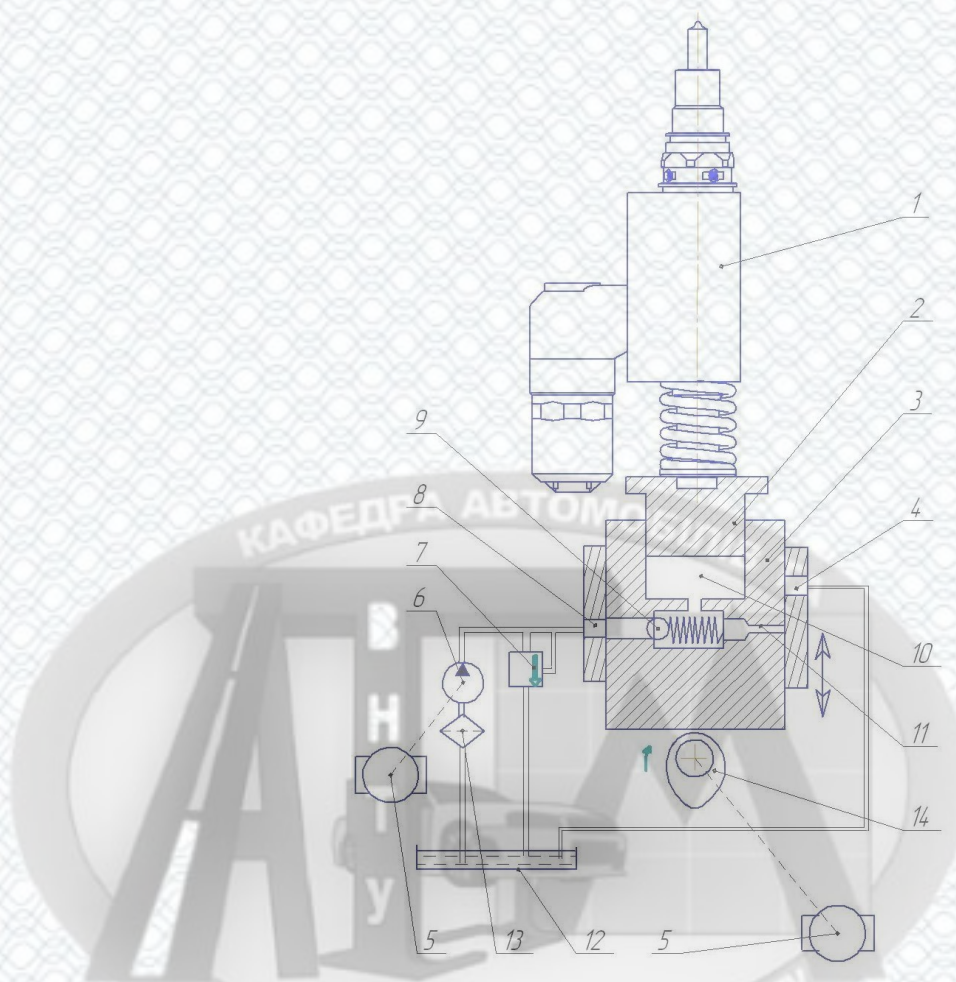
Пропонований стенд для випробування насос-форсунок забезпечує новий технічний ефект - можливість безрозбірного регулювання величини ходу рухомого штовхача плунжера насос-форсунки в залежності від моделі, яку випробовують насос-форсунки, який досягається тим, що рухомий штовхач, який діє на плунжер випробовуваної насос-форсунки за допомогою поршня і підтримуючий пружиною і тиском мастила, забезпечує можливість регулювання величини ходу плунжера, шляхом переміщення рухомої втулки, яка містить два отвори, розташованих на різних рівнях.

За рахунок реалізації безступінчастої зміни величини ходу рухомого штовхача плунжера в стенді для випробування насос-форсунок з'являється можливість випробування різних моделей насос-форсунок, які конструктивно мають різний робочий хід на одному стенді, що дозволяє скоротити трудомісткість випробування насос-форсунок, підвищити продуктивність і зменшити собівартість виконуваних робіт.

Стенд для випробувань насос-форсунок з гідромеханічним приводом включає в себе рухомий в корпусі штовхач 3 (рисунок 5.1), з жиклером 11, зворотним клапаном 9 і поршнем 2, встановленим співвісно з ним рухливий сектор 4, а також масляний насос 6, що приводиться в рух електродвигуном 5, запобіжний клапан 7, фільтр 13, масляний бак 12, привідний вал 14.

Стенд працює наступним чином. Привідний вал 15 за допомогою кулачка переміщує штовхач 3 в осьовому напрямку. У нижньому положенні канал зворотного клапана 9 поєднується з порожниною 8 дозарядки і мастило під тиском, створюваним насосом, 6 надходить в порожнину 10 високого тиску. 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 закривається зворотним клапаном 9 і за рахунок нестискання мастила, що знаходиться в порожнині 10 високого тиску, зусилля передається на поршень насос-форсунки 1.



1-насос-форсунка, 2- упорний поршень, 3- штовхач, 4- рухомий сектор, 5- електродвигун, 6- масляний насос, 7- запобіжний клапан, 8- порожнина дозарядки, 9- зворотній клапан, 10- порожнина високого тиску, 11- жиклер, 12- масляний бак, 13- фільтр, 14- привідний вал.

Рисунок 5.1 - Стенд для дослідження насос-форсунок з безступінчастим регулюванням ходу плунжера

Переміщення плунжера триває до моменту суміщення каналу жиклера 11 із зливним каналом рухомого сектора 4. В цей момент мастило зливається з порожнини 10 високого тиску, таким чином, поршень 2 припиняє свій рух, незважаючи на те, що штовхач 3 ще рухається вгору. При опусканні штовхача 3 цикл повторюється.

Таким чином, шляхом переміщення рухомого сектора 4 регулювальним гвинтом забезпечується можливість безступінчастого регулювання ходу рухомого штовхача плунжера випробовуваної насос-форсунки в залежності від

її моделі, що дозволяє випробовувати на одному стенді насос-форсунки з різною величиною ходу плунжера.

5.2 Діагностичний модуль з програмним забезпеченням

В процесі експлуатації сідло запірного клапана зношується, в результаті чого хід клапана збільшується і, відповідно, змінюється повітряний зазор, що призводить до зміни початку подачі і кількості палива, що впорскується. Внаслідок збільшення зазору циклова подача знижується і початок впорскування палива стає більш пізнім [21].

Згідно тест-плану заводу виробника насос-форсунки, зміна періоду часу з моменту подачі керуючого імпульсу до закриття клапана (ВІР сигнал) не повинна бути більшою 500 мкс. При проведенні експериментальних досліджень з оцінки взаємозв'язку між значеннями ВІР сигналу і скважністю широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) було встановлено, що для насос-форсунки допускові граничні умови ВІР сигналу відповідають 2% відхилення по скважності Шіман.

Для визначення залежності повітряного зазору від величини шпаруватості електромагніту були проведені експерименти, в ході яких змінювався повітряний зазор і оцінювалася шпаруватість відкриття і закриття клапана.

Результати експерименту представлені на рисунку 5.2.

В ході проведення експериментальних досліджень з перевірки повітряного зазору електромагнітного клапана насос-форсунки ми отримали графік залежності скважності керуючого сигналу від повітряного зазору (рисунок 5.2). З отриманих графіків видно, як повітряний зазор впливає на шпаруватість електромагніту. Для визначення впливу повітряного зазору на циклову подачу були проведені стендові випробування насос-форсунки. При вимірі скважності еталонної насос-форсунки ми отримали скважність моменту закриття клапана рівну 34% і скважність моменту відкриття клапана 20%.

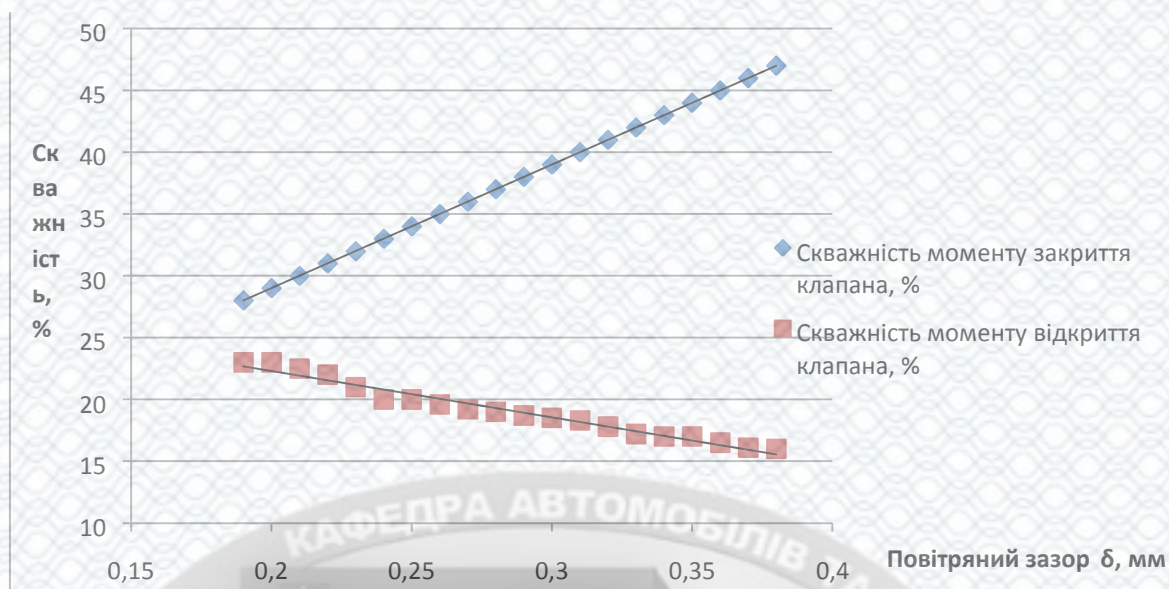


Рисунок 5.2 - Графік залежності скважності управляючого сигналу від повітряного зазору

З першого експерименту, ми знаємо, що допустимі межі відхилення сигналу по скважності становлять 2%, таким чином $34\% \pm 2\%$ і $20\% \pm 2\%$. Для виявлення залежностей експеримент проводили в двох режимах керуючого сигналу електромагніту при різних режимах частоти обертання приводу насос-форсунки. Отримані значення заносилися в журнал стендових випробувань (таблиця 5.1).

Таблиця 5.1 - Журнал стендових досліджень

№ п/п	Виміряні параметри				Вимірювальні параметри			гц, мм ³ /ц еталонний насос-форсунки
	n, хв ⁻¹	δ , мм	t, мкс	t, °C	Скважність моменту закриття клапана, %	Скважність моменту відкриття клапана, %	гц, мм ³ /ц	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	300	0,27	3400	40	36	19,2	24,3	-
2	500		2800	40			118,8	-
3	800		2800	40			169,1	-
4	1000		2800	40			193,2	-
5	1200		2800	40			208,7	-

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	300	0,25	3400	40	34	20	32,3	23,9÷49,6
7	500		2800	40			135,6	116÷147,6
8	800		2800	40			177,0	167,6÷189
9	1000		2800	40			205,3	192,4÷216,9
10	1200		2800	40			215,9	208,4÷235
11	300	0,23	3400	40	32	21,0	45,7	-
12	500		2800	40			145,7	-
13	800		2800	40			189	-
14	1000		2800	40			216,2	-
15	1200		2800	40			234,8	-

Згідно тест-плану заводу виробника відхилення циклової подачі в експлуатації не повинно виходити за допустимий діапазон, в нашому випадку він знаходиться в межах допустимих значень. Це підтверджує, що прийнятий допусковий діапазон в 2% відповідає вимозі граничного відхилення за величиною циклової подачі.

Аналіз отриманих даних дозволив розробити діагностичний модуль з програмним забезпеченням, що дозволяє діагностувати насос-форсунки на двигуні без їх демонтажу. Модуль включає в себе: персональний комп'ютер, блок управління, роз'єми для підключення до блоку управління різних автомобілів. Для роботи діагностичного модуля розроблена програма, яка дозволяє виміряти скважність сигналу.

Вікно програми представлено на рисунку 5.3.

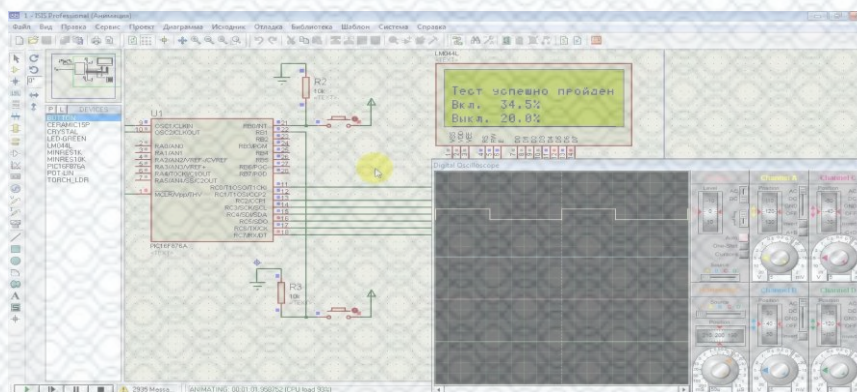


Рисунок 5.3 - Вид робочого стола програми при діагностуванні насос-форсунок



Рисунок 5.4 – Загальний вигляд діагностичного модуля

На основі проведених досліджень була розроблена методика практичного використання розробленого діагностичного модуля насос-форсунок дизелів.

Діагностичний комплекс дозволяє безрозбірним методом оцінити технічний стан електромагнітного клапана насос-форсунки.

Застосування даної методики дозволяє істотно скоротити час на пошук несправної насос-форсунки і знизити вартість ремонту шляхом демонтажу з двигуна автомобіля тільки несправної насос-форсунки. Для практичного використання розробленого діагностичного модуля для оцінки працездатності насос-форсунок дизелів на основі аналізу експериментальних досліджень, була розроблена відповідна методика.

Запропонований метод діагностування насос-форсунок реалізується безпосередньо на двигуні, це дозволяє виявляти несправні насос-форсунки швидко і точно, крім того, з використанням даної методики можна говорити про залишковий ресурс роботи клапанного вузла насос-форсунки що призводить до скорочення простою в ремонті. Скорочення тривалості і зниження собівартості ремонтно-обслуговуючих робіт є ефективними напрямками підвищення працездатності автомобільного парку.

Запропоновано алгоритм управління діагностуванням насос-форсунок. Електрична схема забезпечення роботи клапана може розроблятися з використанням серійно випускаємих елементів електроніки.

Переваги запропонованого методу:

- не вимагає застосування складного лабораторного обладнання і завдяки цьому може застосовуватися в польових умовах для оцінки доремонтного технічного стану насос-форсунки і в невеликих ремонтних підприємствах для оцінки якості ремонту насос-форсунки;

- технічний стан насос-форсунки визначається по відношенню до ВІР сигналу - це створює реальні передумови для високої точності визначення технічного стану клапанного вузла насос-форсунки на двигуні.

5.3 Визначення економічного ефекту запропонованих міроприємств

Економічна ефективність впровадження результатів складається з зниження вартості технічного сервісу за рахунок скорочення часу на діагностування насос-форсунок, поліпшення експлуатаційних і екологічних параметрів роботи дизеля, зниження витрат, дотриманні екологічних показників.

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

Таблиця 5.2 - Порівняння стендів для діагностування насос-форсунок

Параметри	Стенди		
	Bosch EPS 815	Nova Ditex	Розробка
Струм управління форсункою	+	-	+
Період затримки вприскування	+	-	+
Тривалість вприскування	+	-	+
Величина циклової подачі	+	+	+
Витрати на управління	+	+	-
Крутизна переднього і заднього фронту характеристики	-	-	+
Максимальна витрата через сопла розпилювача	-	-	+
Регістрація мультивприску	-	-	+

Як видно з таблиці 5.1 жоден з наявних стендів не дозволяє реєструвати мультивприск і визначити крутизну переднього і заднього фронту характеристики впорскування.

Таким чином, розроблений стенд за кількістю діагностованих параметрів перекидає стенди Bosch EPS 815 і Nova Ditex.

Для розрахунку економічної ефективності впровадження результатів досліджень в ПАТ "Транс – Леґіон" був проведений хронометраж процесу діагностування насос-форсунки Bosch 0 414701019 на розробленому стенді (таблиця 5.3).

Хронометраж діагностування однієї насос-форсунки за допомогою стенду за розробленою технологією діагностування показав, що весь процес визначення працездатності і виявлення конкретної несправності насос-форсунки скорочується до 15 хвилин.

Таблиця 5.3 - Технологія діагностування насос-форсунки на стенді

№	Контрольно-діагностична операція	Трудоємність, люд.-год.	Інструмент, пристрої	Вказівки і технічні вимоги
1	2	3	4	5
1	Опитування водія на предмет роботи ППС	0,015	-	Попередньо скласти уявлення про наявність несправностей і оцінити технічний стан насос-форсунки на основі отриманої інформації
2*	Перевірка комплектності	-	-	
3*	Підготовка насос-форсунки до діагностування	-	Миючий засіб, щітка, чиста ганчірка	Прибрати грубі відкладення, помити насос-форсунку і провести її зовнішній огляд на предмети корозії і механічних пошкоджень
4	Встановити насос-форсунку на стенд для досліджень насос-форсунок	0,015	Ключ гайковий 17-19	Встановити насос-форсунку в приймальний штуцер стенду і зафіксувати кронштейном
5	Приєднати паливопровід низького тиску до насос-форсунки	0,007	Ключ гайковий 17-19,	Недопустимі підтікання палива.

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5
6	Приєднати трубку вимірювання витрати палива	0,007	Плоскогубці, викрутка	Недопустимі підтікання палива.
7	Запустити програму і провести попередню перевірку	0,015	-	Огляд витікання палива і роботи системи. При необхідності ліквідувати помилки
8	Перевірка на герметичність	0,015	-	Тиск в системі 160 МПа
9	Перевірка насос-форсунки в режимі холостого ходу	0,03	-	Встановити параметри (тиск, частота і тривалість імпульсів), що відповідають режиму холостого ходу.
10	Перевірка насос-форсунки в номінальному режимі	0,03	-	Встановити параметри (тиск, частота і тривалість імпульсів), що відповідають номінальному режиму.
11	Перевірка насос-форсунки в пусковому режимі	0,03	-	Встановити параметри (тиск, частота і тривалість імпульсів), що відповідають пусковому режиму.
12	Перевірка насос-форсунки в режимі попереднього впрыску	0,03	-	Встановити параметри (тиск, частота і тривалість імпульсів), що відповідають режиму попереднього впрыскування.
13	Проаналізувати отримані дані і заповнити контрольно-діагностичну карту	0,03	-	Аналіз і діагноз стану насос - форсунки проводиться за допомогою даних таблиць несправностей. Діагноз зберігається в базі даних ПК і відправляється на друк.
14	Виключити стенд. Демонтувати насос-форсунку	0,03	-	Операції проводити в зворотному порядку пунктів 6, 5, 4.
Разом		0,254		

* Робота не являється діагностичною, а відноситься до числа операцій підготовки

У порівнянні з технологією Bosch і Nova Diteх загальна трудомісткість ремонту електрокерованих насос-форсунок скорочується до 1,5 люд.-год. (таблиця 5.4). тобто 1,9 рази на діагностичні роботи і на 24% скорочується загальна трудомісткість ремонтних робіт.

Таблиця 5.4 - Обсяг ремонту і трудомісткість діагностування

Параметр	Стенди		
	Bosch EPS 815	Nova Ditex	Разработка
Трудомісткість, люд.-год.: діагностування	0,5	0,43	0,254
ремонт	1	1	1
післяремонтне діагностування	0,5	0,43	0,254
загальна	2	1,86	1,508
Об'єм ремонту, шт. в рік	598	654	755

5.4 Висновки до п'ятого розділу

1. Завдяки зниженню трудомісткості процесу діагностування з'явилася можливість відремонтувати протягом року додатково 157 насос-форсунок, які можуть принести підприємству додаткові доходи в розмірі 120000 грн.

2. Впровадження розроблених методів і засобів діагностування насос-форсунок в ПАТ "Транс – Легіон" дозволило збільшити обсяг виконаних робіт та отримати додатковий дохід в розмірі 120 тис. грн. на рік.

ВИСНОВКИ

1. Поелементний аналіз основних конструкцій насос-форсунок з електронним управлінням дозволив описати для них 24 структурних параметри, що найбільш істотно впливають на показники роботи насос-форсунки і встановити види впливу на кожен з них для повернення насос-форсунки в справний стан. Встановлено, що коригувати показники роботи насос-форсунки найбільш ефективно шляхом впливу на запірний клапан.

2. Встановлено, що при розрахунку робочих процесів насос-форсунок з напрацюванням необхідно враховувати природній знос деталей і витік в прецизійних з'єднаннях. Отримано аналітичні вирази для визначення витоків в прецизійних сполученнях і зміни повітряного зазору електромагніту, якими доповнена класична модель гідродинамічного розрахунку паливоподаючої апаратури. Доведено, що при розрахунку процесу подачі палива насос-форсунками з урахуванням отриманих залежностей достовірність розрахунків підвищується паралельно зі збільшенням напрацювання насос-форсунки.

3. Розрахунково-чисельними дослідженнями обґрунтовані допустимі відхилення структурних параметрів насос-форсунок з напрацюванням від значень, рекомендованих виробниками, і режими, на яких вони найбільш сильно проявляються. Експериментально підтверджені результати чисельних досліджень і встановлені допустимі відхилення 12-ти найбільш значущих структурних параметрів насос-форсунок за умови, що всі діагностичні показники відповідають показникам справної насос-форсунки.

Доведено, що вимоги до контролю даних показників при складанні та регулюванні насос-форсунки можуть бути істотно розширені в порівнянні із заводськими вимогами, наприклад, хід якоря може досягати 0,17 мм, замість встановленого значення 0,14мм., тобто збільшуватися на 21,5% без помітного впливу на показники роботи насос-форсунки в цілому. Наявність таких даних робить можливим відмовитися від тест-планів виробників і виробити незалежні рекомендації по ремонту насос-форсунок.

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

- методика поелементного безрозбірного діагностування насос-форсунок з електронним управлінням з можливістю визначення конкретної несправної деталі насос-форсунки за даними безрозбірного діагнозу;

- діагностичний модуль для перевірки електромагнітних клапанів насос-форсунок, що дозволяє безрозбірним методом, прямо на двигуні, визначити повітряний зазор між електромагнітом і якорем;

- стенд для випробування насос-форсунок, що дозволяє проводити безступінчасте регулювання ходу плунжера залежно від моделі випробовуваної насос-форсунки, що істотно знижує трудомісткість налаштування обладнання при випробуванні насос-форсунок.

5. 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 0,5 люд. годин, а на розробленому стенді за методикою автора вони складають всього 0,254 люд. годин, тобто трудомісткість ремонту знижується в 1,9 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аксельрод, Д.И. Поэлементное диагностирование топливной аппаратуры высокого давления дизельных двигателей [Текст] /Д. И. Аксельрод //Тр. МАДИ. 1980. -С. 25.
2. Алиев А.М. Совершенствование метода и разработка средств диагностирования плунжерных пар при техническом сервисе топливной аппаратуры дизелей[Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.20.03/А.М. Алиев М., 2011. -167 с.
3. Ахметов А.Ф. Оценка значимости структурных параметров насосфорсунок[Текст]/Материалы всероссийской научно-практ.конф. «Агрокомплекс -2011». Часть 2.-Уфа, Изд-во Башкирский ГАУ, 2011,- с 3-6.
4. Ахметов А.Ф. Методика диагностирования насос-форсунок с электромагнитным управлением [Текст]/ Материалы Второй международной молодежной научной конференции молодых ученых России и Германии в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы Часть 1.-Уфа, Изд-во Башкирский ГАУ, 2012,- с 13-15.
5. Ахметов А.Ф. Совершенствование средств диагностики насосфорсунок автотракторных и комбайновых дизелей [Текст]/ Материалы ЛШ международной научно-практич конф. «Достижения науки – агропромышленному производству» / под ред. д.т.н П.Г.Свечникова. – Челябинск : ЧГАА, 2014. – Ч. III. – 22-27с.
6. Ахметов А.Ф. Теоретические исследования влияния изменений структурных параметров на показатели работы насос-форсунок автотракторных дизелей [Текст]/ Аграрная наука в инновационном развитии АПК: Материалы международной научно-практ.конф. Агрокомплекс– 2015». Часть II. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2015. – 229-235 с.

7. Баришов Р.М. Топливные системы автотракторных и комбайновых дизелей, конструкционные особенности и показатели работы[Текст]/Р.М. Баширов. -Уфа: БГАУ, 2000. -156 с.

8. Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник / [В.В. Біліченко, В.Л. Крещенецький, С.О. Романюк, Є.В. Смирнов]. – Вінниця, ВНТУ, 2013. – режим доступу : <http://posibnyky.vntu.edu.ua/newauto/5/index.html>.

9. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною: НАПБ Б.03.002-2007. – Київ : ДЕРЖПОЖБЕЗПЕКИ МНС УКРАЇНИ, 2007.

10. Габитов И.И. Улучшение эксплуатационных показателей топливной аппаратуры сельскохозяйственных дизелей путем научного обоснования и реализации в ремонтном производстве технологических процессов, методов и средств диагностирования[Текст]: дис. на соиск. учен. степ. д.т.н.: 05.20.03/И.И. Габитов;. -СПб.: 2001. -319 с.

11. Грехов Л.В., Конструкция, расчет, и технический сервис топливоподающих систем дизелей [Текст] / Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В.. Учебное пособие. М: Легион-автодата, 3013.-192с.

12. Грехов Л.В. Автоматизированный комплекс для исследований и диагностирования топливных систем дизельных двигателей. Рабочие процессы дизелей: учеб. пособие [Текст] /Л.В. Грехов, В.А. Светлов, А.В. Сячинов. - Барнаул: АлтГУ, 1995 -160 с.

13. Данилов С.В. Метод и цифровой прибор для автоматизированного определения цикловой подачи топлива при регулировании топливной аппаратуры дизелей[Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.20.03/С.В. Данилов. -М., 2010. -125 с.

14. Дыдыкин А.М. Повышение технико-экономических показателей быстроходного дизеля путем совершенствования процесса впуска[Текст]: дис. канд. техн. наук: 04.02/А.М. Дыдыкин. -Н. Новгород, 2010. -146 с.

15. Повышение надежности дизельных двигателей путем оптимизации регулировочных параметров топливной аппаратуры : дис. канд. техн. наук: 05.20.03/А.Н. Еремеев.-Ульяновск, 2007. -152 с.

16. Козеев А.А. Повышение эффективности диагностирования инжекторов автотракторных и комбайновых дизелей [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.20.03/А.А. Козеев. -Уфа, 2010. -128 с.

17. Коровин, А.И. Прибор для общего диагностирования топливной аппаратуры дизельных двигателей [Текст] /А.И. Коровин/ сб. науч. тр. ЧПИ. - 1979. -№ 233. -67 с.

18. Кулешов А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания[Текст]/А.С. Кулешов, Л.В. Греков. -М.: МГТУ, 2000. -64 с.

19. Курбатов П.А. Математическое моделирование электромеханических систем электрических аппаратов [Текст]/ Курбатов П.А. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 110 с.

20. Неговора А.В. Диагностирование топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения[Текст] / А.В. Неговора, Л.В. Греков, И.И. Габитов / сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. 100-лет Вибс. Челябинск: ЮУрГУ, 2003. -85 с.

21. Неговора А.В., Ахметов А.Ф., Факиев А.Ф.. Метод безразборного диагностирования насос-форсунок автотракторных двигателей[Текст]/

22. Неговора А.В., Ахметов А.Ф. Давлетов А.Ф., Факиев А.Ф..Диагностика электромагнитных клапанов насос-форсунок [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013618532/; правообладатель ФГБОУ ВПО «Башкирский ГАУ»; заявл. 23.06.2013 регистрация 11.09.2013.- 11с.

23. Огневий В.О., Бевзюк С.В. Методи діагностування насос-форсунок // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця,

27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9268.>;

24. Панферов В.И. Обеспечение работоспособности нагнетательных клапанов топливной аппаратуры дизелей при эксплуатации лесных машин [Текст] : дис. канд. техн. наук: 05.21.01/В.И. Панферов. -М., 2008. -175 с.

25. Правила охорони праці на автомобільному транспорті : ДНАОП 0.00-1.28-97. – К. : Держнагляд охорони праці, 1997.

26. Савченко О.В. Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей [Текст]/О.Ф. Савченко, И.П. Добролюбов, В.В. Альт, С.Н. Ольшевский. -Новосибирск: СО РАСХН, 2006. -272 с.

27. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др. Под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. – М.: НИЦ «Инженер», 2000. 332 с.: с ил.

28. Стабилизация параметров топливной аппаратуры как фактор экономии эксплуатационных затрат [Текст] /Д.А. Лавреньтьев//Двигателестроение, 1987. №3. -С. 24.

29. Хрулев, А. Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей [Текст]: производственно-практическое издание /А.Э. Хрулев. -М.: Изд-во «За рулем», 1999. -440 с.

30. Тарасов А. И. Анализ неисправностей топливных систем дизельных автомобилей [Текст] /С.А. Кривобок, В.В. Лянденбургский, А.А. Тарасов, А.В. Федосков / Мир транспорта и технологических машин. -2011. -№ 3. -С. 3-11.

31. 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.

32. Patent №162,664, G01M 19/00. Cam Box assembly.- Berman, Aisenberg & Platt. - Filed. 24.06.1980. Pub. 01.06.1982.

33. www.zetms.ru – испытательное и измерительное оборудование ZET-Lab.