

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

Допущено до захисту
“ _____ ” 2025р.
Зав. кафедри д.т.н., професор _____
(науковий ступінь, вчене звання)

_____ Володимир ДІДУР
(підпис) (ініціали, прізвище)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (дипломний проект)
магістр
(назва освітнього ступеня)

тема роботи «Розробка автоматизованого методу вимірювання паливоподачі дизельних двигунів під час технічного обслуговування для підвищення паливної ефективності та зниження експлуатаційних витрат..»

Виконав: студент 2 курсу, групи 21 м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7 «Агроінженерія»
Шаманський В. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник канд. с-г наук, доцент Головатюк А.А.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Рецензент:
(прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 рік

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

Освітня програма магістр
Спеціальність Н7 «Агроінженерія»

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Володимир ДІДУР
“___” _____ 2025р

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

студенту Шаманський Вячеслав Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка автоматизованого методу вимірювання паливоподачі дизельних двигунів під час технічного обслуговування для підвищення паливної ефективності та зниження експлуатаційних витрат.»
керівник роботи Головатюк Анатолій Анатолійович, канд. с-г наук, доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від
“___” листопада 2025 р.

2. Строк подання студентом роботи 20.10.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: обґрунтування конструктивно-технологічної схеми агрегатів і параметрів робочих органів для вимірювання паливоподачі та підвищення паливоефективності..

4. Перелік питань, які потрібно розробити: вступ; Обґрунтування і розробка конструктивно-технологічної схеми досліджуваної машини; програма і методика експериментальних досліджень; охорона праці; економічна ефективність; загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивно-технологічної схеми методи вимірювання паливоподачі дизельних двигунів; результати розрахунку економічного ефекту; висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/ п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	16.10.2024 р.	
2.	Розділ 1. Сучасний стан досліджуваного питання. Мета та завдання дослідження	14.11.2024 р.	
4.	Розділ 2. Теоретичні дослідження	05.02.2025 р.	
5.	Розділ 3. Експериментальні дослідження	4.03.2025 р.	
6.	Розділ 4. Охорона праці	24.05.2025 р.	
7.	Розділ 5. Техніко-економічне обґрунтування запропонованої технології	15.09.2025р.	
8.	Виконання ілюстративної частини роботи	5.10.2025р.	
9.	Представлення роботи керівнику на перевірку	20.11.2025 р.	

Студент

Шаманський В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Головатюк А.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Реферат

Енергетичні, економічні та екологічні показники дизельних двигунів значною мірою визначаються роботою їхньої системи живлення. Сучасні дизелі повинні відповідати жорстким вимогам щодо токсичності відпрацьованих газів, мати високу паливну економічність, бути потужнішими та менш шумними. Зростання цін на нафтопродукти та збільшення викидів CO₂ підвищують актуальність економного витрачання палива, що робить зниження його споживання пріоритетним напрямком у вдосконаленні дизелів.

Якість налаштування таких параметрів, як циклічна подача палива, її зміна за частотою обертання та кут випередження впорскування, безпосередньо впливає на показники дизеля. Несправності або неякісне регулювання паливної апаратури призводять до значного збільшення витрат палива та димності відпрацьованих газів. Традиційний мензурковий метод вимірювання подачі палива є трудомістким, малопродуктивним, має значні похибки (до 3-4 мм³/цикл), шкідливий для оператора через пари палива та не дозволяє визначати характеристику впорскування за одиничний цикл. Існуючі безмензуркові методи часто мають рухомі деталі, що знижує точність, стабільність та надійність вимірювань через тертя, інерційність та зазори.

Метою роботи є розробка безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі палива з можливістю автоматизації процесу для підвищення ефективності регулювання паливної апаратури автотракторних дизелів під час їх технічного обслуговування.

Розроблений метод може бути покладений в основу безмензуркового вимірювання циклічної подачі палива та моменту початку подачі. Він також дозволяє визначати кількість палива, поданого за кожне впорскування, та виявляти доповнювальні (вторинні) впорскування палива. Отримані аналітичні залежності та математична модель дозволяють досліджувати зміну параметрів у вимірювальному пристрої залежно від його конструкції, випробувальної рідини та характеристики впорскування паливною апаратурою тракторних дизелів будь-якої потужності.

Зміст

Вступ.....	6
1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОГО ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	7
1.1. Аналіз інформаційних матеріалів з досліджуваного питання.....	7
1.2. Аналіз існуючих технологій, технічних засобів і наукових досліджень по темі роботи.....	10
1.3. Аналіз механіко-технологічних властивостей матеріалів, з якими працює машина.....	17
1.4. Мета і завдання досліджень. Висновки по розділу.....	19
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	21
2.1. Обґрунтування і розробка конструктивно-технологічної схеми досліджуваної машини.....	21
2.2. Розробка моделі функціонування машини.....	25
2.3. Теоретичне дослідження продуктивності машини.....	31
2.4. Теоретичне дослідження енергоємності технологічного процесу досліджуваної машини. Висновки по розділу.....	37
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	41
3.1. Методика експериментальних досліджень.....	41
3.2. Результати експериментальних досліджень.....	46
3.3. Обробка і аналіз результатів експериментальних досліджень.....	47
Висновки по розділу.....	51
4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	52
4.1. Загальні вимоги безпеки:	52
4.2. Вимоги безпеки під час проектування та розробки.....	52
4.3. Вимоги безпеки під час експлуатації та технічного обслуговування	53
4.4. Дії в аварійних ситуаціях.....	54
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ.....	55
5.1. Техніко-економічне обґрунтування розробки.....	55
5.2. Рекомендації з використання машини у виробництві.....	57
Загальні висновки.....	58
Список літератури.....	60

Вступ

Ефективність дизельних двигунів безпосередньо залежить від роботи їхньої паливної системи. Саме вона визначає ключові показники: потужність, економічність, надійність та екологічність. В умовах зростання цін на паливо та посилення вимог до викидів CO₂, оптимізація споживання палива та зниження шкідливих викидів стають пріоритетними завданнями у вдосконаленні дизелів.

Налаштування таких параметрів, як циклічна подача палива, її зміна залежно від частоти обертання, а також кут випередження впорскування, є критично важливим як на етапі виробництва, так і під час експлуатації. Несправності або неякісне регулювання паливної апаратури можуть призвести до значного збільшення витрат палива та підвищення димності відпрацьованих газів. Тому розробка сучасних, точних та автоматизованих методів контролю цих показників є надзвичайно актуальною.

.

1. СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.

1.1. Аналіз інформаційних матеріалів з досліджуваного питання

Сучасні дизелі повинні відповідати високим стандартам щодо екологічності відпрацьованих газів (ОГ), демонструвати високу паливну економічність, а також бути більш потужними та менш шумними. У контексті виснаження світових запасів нафти та зростання викидів CO₂, що спричиняються збільшенням кількості транспортних засобів із двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), особливу увагу приділяють зниженню витрати палива[8, 14, 25, 33, 40].

Робочі характеристики дизелів — енергетичні, економічні та екологічні — значною мірою залежать від ефективності системи живлення. Паливна система відіграє ключову роль у забезпеченні стабільної роботи двигуна, його надійності та ефективності. Розвиток дизелебудування останніх десятиліть значною мірою зумовлений інноваціями в конструкції паливних систем, серед яких особливе місце займають системи UIS та UPS. Вони дозволяють точно дозувати паливо для кожного циліндра при високому тиску і чітко визначеному моменті впорскування, що сприяє покращенню згоряння, зниженню шуму, витрати палива та викидів [2, 7, 12, 36].

Паливні системи дизелів повинні виконувати низку ключових функцій, зокрема: дозувати паливо відповідно до режиму роботи дизеля; подавати паливо в камеру згоряння під високим тиском на всіх режимах; забезпечувати заданий початок подачі палива; гарантувати найвигіднішу тривалість подачі для повного згоряння; подавати паливо з оптимальною характеристикою впорскування; забезпечувати чітке відсікання подачі палива для запобігання підтіканню; гарантувати якісне розпилення та рівномірний розподіл палива; усувати небажані додаткові впорскування та забезпечувати ідентичність впорскування по окремих циліндрах[14, 18, 31].

Паливні системи повинні виконувати низку функцій: дозування палива відповідно до режиму роботи двигуна, подача під високим тиском, точний

початок і тривалість впорскування, ефективне розпилення, рівномірний розподіл і виключення підтікання чи додаткових порцій. Вимоги до таких систем включають стабільність параметрів подачі, адаптацію до навантажень та обертів, легкість в обслуговуванні, відповідність екологічним нормам та забезпечення довговічності.

Параметри паливоподачі та їх вплив на робочий процес дизеля. Загальні технічні умови щодо паливних насосів дизелів представлені у ДСУ 10578-95. Цей стандарт встановлює основні параметри, такі як: початок нагнітання/впорскування за кутом повороту валу насоса; частоту обертання, що відповідає початку дії регулятора та автоматичному вимкненню подачі палива; годинну або середню циклічну подачу на різних режимах роботи. ДСУ також встановлює технічні вимоги до точності регулювання цих параметрів, наприклад, відхилення середньої циклічної подачі палива не повинно перевищувати $\pm 1,5\%$ на номінальному режимі (додатково $\pm 1\%$ на контрольному стенді), а відхилення геометричного початку подачі палива між секціями насоса – не більше $\pm 0,5^\circ$. Нерівномірність подачі палива по секціях ПНВТ також регламентується: для рядних насосів – 3% на номінальному режимі та режимі максимального крутного моменту, 30% на холостому ході; для розподільчих – 6% та 30% відповідно [7, 19, 22, 24, 32, 38].

Значне погіршення потужності та паливно-економічних показників дизелів зумовлене насамперед зміною параметрів паливоподачі і меншою мірою – зносом двигуна. Наприклад, при сильному зносі циліндропоршневої групи, але при нормально відрегульованій паливній апаратурі, погіршення показників становило не більше 5%. Циклічна подача палива безпосередньо впливає на повноту згоряння, оскільки показники робочого процесу дизеля сильно залежать від коефіцієнта надлишку повітря. Ефективним методом досягнення високих екологічних показників є управління паливоподачею дизелів, що оптимізує значення надлишку повітря, впливаючи як на економічні, так і на екологічні показники.

Виникнення несправностей у роботі паливної апаратури першочергово впливає на витрату палива та димність відпрацьованих газів. Неврегульована або неякісно відрегульована апаратура призводить до значного збільшення витрати палива. Своєчасне технічне обслуговування паливної апаратури зменшує токсичність дизеля на 30% та забезпечує його роботу при допустимому рівні димності. Таблиця 1.1 ілюструє вплив несправностей паливної апаратури на викиди шкідливих речовин та збільшення витрат палива, наприклад, регулювання ПНВТ може призвести до збільшення витрати палива на 5-25%, а несправність форсунок – на 10-20%.

Кут випередження впорскування впливає на початок займання, тривалість згоряння, паливну економічність, шумність роботи, динамічні показники, а також на ресурс та надійність дизеля. Зменшення кута випередження впорскування палива з 28 до 22 градусів може знизити вміст оксидів азоту на 50-60%, тоді як кількість СО майже не змінюється. Запізнення закінчення подачі палива суттєво впливає на утворення сажі. Від кута випередження впорскування залежить рівень викидів токсичних компонентів, таких як оксиди азоту, продукти неповного згоряння (CO , CH_x , C), що пов'язано зі зміною максимальної температури згоряння [15, 19, 22, 27, 35, 41].

Допустима величина міжсекційної нерівномірності регламентується ДСУ 10578-95 та регулюється під час технічного обслуговування паливної апаратури. Однак, міжциклова нерівномірність ДСУ не регламентується і її величина ніяк не оцінюється під час виробництва та налаштування апаратури, хоча дослідження виявили її суттєвий вплив на техніко-економічні показники роботи дизеля. Особливо відчутним є негативний вплив нестабільності параметрів паливоподачі на режимах малих циклічних подач та частот обертання колінчастого валу, що може призводити до нестійкої роботи дизеля на холостому ходу[7-8].

Отже, потужність, надійність, економічність та екологічні показники дизеля залежать від параметрів паливоподачі. Відхилення цих параметрів від нормального стану призводить до падіння потужності, збільшення витрати

палива, погіршення екологічних показників та скорочення ресурсу дизеля. Методи контролю цих параметрів не обумовлюються стандартом ДСУ 10578-95, що дозволяє застосовувати різні способи вимірювання. При цьому важливо звертати увагу на трудомісткість, продуктивність, можливість автоматизації, обробки та зберігання результатів, а також виключення суб'єктивної оцінки.

1.2. Аналіз існуючих технологій, технічних засобів і наукових досліджень по темі роботи.

Основні методи випробувань паливної апаратури дизелів регламентуються стандартами ДСУ, які дозволяють використовувати як традиційні, так і альтернативні підходи, що гарантують дотримання технічних вимог.

Вимірювання моменту початку нагнітання палива секціями ПНВТ може здійснюватися статичними або динамічними методами. Статичні методи визначають так званий геометричний початок подачі, що застосовується переважно для ПНВТ з механічним керуванням. Найбільш поширеним серед статичних методів є метод за допомогою моментоскопа, що використовує прозору трубку для спостереження за рухом палива. Цей метод простий, але вимагає високої кваліфікації регулювальника, має велику похибку за відсутності навичок та є малопродуктивним. Метод контролю висоти підйому плунжера має меншу похибку, але є трудомістким та малопродуктивним через необхідність доступу до плунжера [4,6, 10, 17, 24].

Динамічні методи контролю моменту початку подачі палива знайшли застосування як при контролі регулювань ПНВТ, так і при управлінні процесом паливоподачі на двигуні з електронним керуванням. Використовується стробоскопічний ефект, де спалах лампи стробоскопа запускається від датчика, встановленого біля штуцера ПНВТ або біля форсунки. В якості датчиків можуть використовуватися датчики тиску (вбудовані або накладні) або датчики переміщення голки форсунки. Точність вимірювання залежить від якості датчиків, їх монтажу та кваліфікації працівника.

Традиційним методом для вимірювання подачі палива та нерівномірності подачі є застосування мірних ємностей (мензурок). Цей принцип реалізований у більшості вітчизняних та зарубіжних стендів для випробування та регулювання паливної апаратури завдяки його відносній простоті. Однак, цей метод має ряд недоліків: значні витрати часу на отримання результату (до 2 хв), шкідливий вплив парів палива на оператора, а також похибка вимірювання циклічної подачі до 3-4 м/цикл. Сучасні паливні системи вимагають подачі палива, що змінюється за певним законом протягом одного циклу. Традиційним мензурковим методом неможливо визначити невідповідність отриманої характеристики впорскування заданій, що потребує використання інших методів вимірювань, здатних реєструвати характер подачі палива в процесі одиничного циклу за часом або кутом повороту валу [9, 13].

Серед методів безпосереднього визначення характеристики впорскування відомий метод за допомогою щілинного стробоскопа, що полягає в послідовному зміщенні щілини диска відносно валу насоса та визначенні кількості палива на цій ділянці у мірну ємність. Похибка цього методу становить 6-8%, що пов'язано з втратою палива через розпилення та віднесення потоком повітря. Інший метод використовує комірковий диск, що обертається синхронно з кулачковим валом ПНВТ, де паливо послідовно потрапляє в комірки диска, а потім вимірюється його кількість. Недоліками цих прямих методів є висока трудомісткість, низька точність, неможливість вимірювань для одиночного впорскування, необхідність використання розпилювача з одним отвором та відсутність можливості автоматизації [15, 19, 28, 30, 34].

У УНІМЕСХ запропоновано установку для визначення характеристик впорскування, що ґрунтується на реєстрації переміщення поршня при впорскуванні палива у замкнутий об'єм. Переміщення поршня реєструється фотодатчиком, а сигнал записується осцилографом, форсунка подає паливо у замкнуту порожнину з рухомим поршнем, а його переміщення реєструється індуктивним датчиком, Рисунок 1.1 [6, 15, 16].

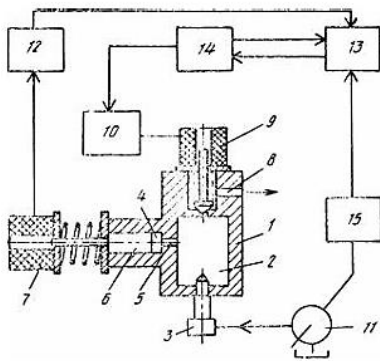


Рисунок 1.1 Пристрій визначення циклової подачі палива [5, 6]. 1 – корпус, 2 – камера упорскування, 3 – форсунка, 4 – вимірювальна камера, 5 – канал, 6 – пружний плунжер, 7 - вимірювальний датчик, 8 - зливальний канал, 9-електромагнітний клапан, 10 – система управління, 11 – паливний насос, 12 – підсилювач, 13 – аналогово-цифровий перетворювач, 14 – електронно-обчислювальна машина, 15 – датчик імпульсів.

Інші пристрої пропонують створення протитиску впорскуванню, змінюючи об'єм камери впорскування за рахунок переміщення поршня Рисунок 1.2 [6, 7, 18] або за допомогою гідроприводу Рисунок 1.3 [68, 69,].

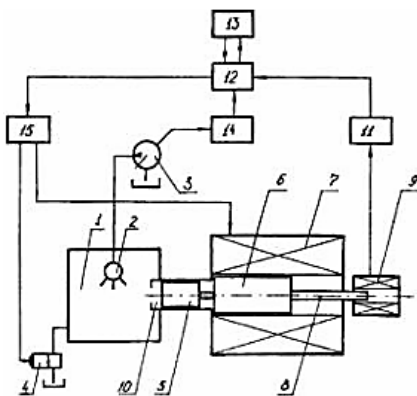


Рисунок 1.2 Пристрій визначення циклової подачі палива [5, 14] 1 – камера впорскування, 2 – форсунка, 3 – паливний насос, 4 – зливальний клапан, 5 – плунжер, 6 - якір, 7 - соленоїд, 8 – шток, 9 – вимірювальний датчик, 10 - вимірювальна камера, 11 - підсилювач, 12 - аналогово-цифровий перетворювач, 13 – комп'ютер, 14 – датчик імпульсів, 15 – блок управління.

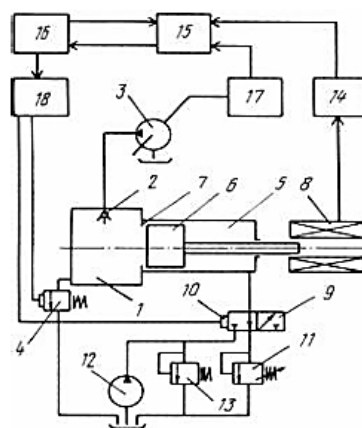


Рисунок 1.3. Пристрій для визначення циклічної подачі палива [5, 17] 1 – камера упорскування, 2 – форсунка, 3 – паливний насос, 4 – зливний клапан, 5 – плунжерна порожнина, 6 – плунжер, 7 – упор, 8 – перетворювач, 9 – гідророзподільник, 10 – індуктивний електромагнітний штовхач, 11 – клапан регулювання тиску, 12 – підкачувальний насос, 13 – перепускний клапан, 14 – підсилювач, 15 – аналогово-цифровий перетворювач, 16 – електронно-обчислювальна машина, 17 – датчик імпульсів, 18 – блок керування.

Фірма Bosch GmbH розробила пристрій з демпфуванням вимірювального поршня за рахунок тертя рухомого штока, що контролюється пакетом п'єзоелектричних кристалів, та контролем температури палива для підвищення точності, Рисунок 1.4 [7, 11, 22].

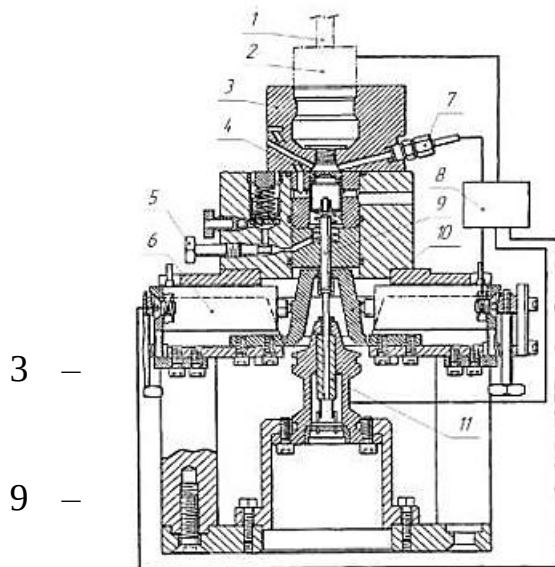


Рисунок 1.4 Пристрій визначення циклової подачі. 1 – інжектор, 2 – адаптер, головка, 4 – поршень, 5 – регулювальний гвинт стабілізатора, 6 – п'єзоелемент, 7 – датчик температури, 8 – блок управління, шток, 10 – важелі, 11 – датчик переміщення.

Daimler-Benz запропонувала пристрій, що дозволяє вимірювати подачу одночасно з декількох форсунок в одну спільну камеру, оцінюючи циклічну подачу, характеристику впорскування, міжциклову та міжсекційну нерівномірності, Рисунок 1.5 [7, 11, 12,].

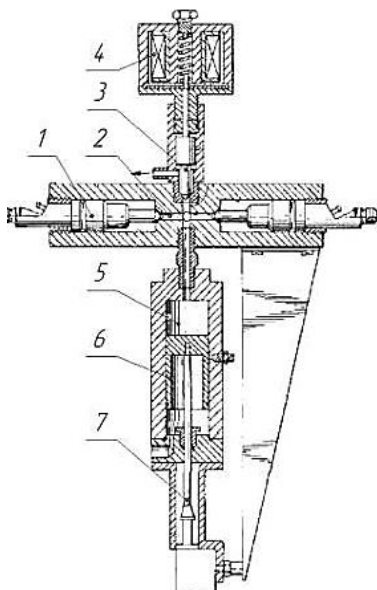


Рисунок 1.5 Пристрій визначення циклової подачі палива, 1 – форсунка, 2 – камера впорскування, 3 – клапан зливу, 4 – електромагніт, 5 – плунжерна порожнина, 6 – плунжер, 7 - шток вимірювача.

Hartridge та Bosch також розробили пристрої з рухомими поршнями, де точність підвищується за рахунок корекції щільності/об'єму палива за температурою та стабілізації тиску рисунок 1.6, 1.7 [7, 12, 13, 14,].

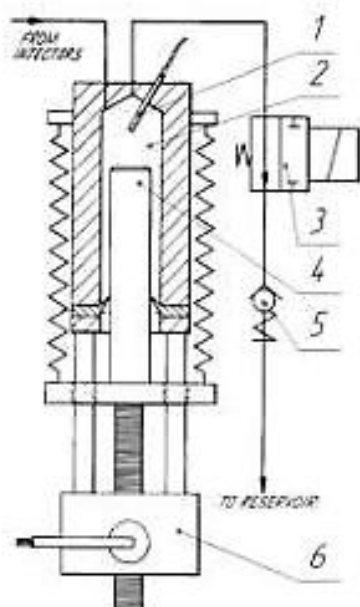


Рисунок 1.6 Пристрій визначення циклової подачі 1 – датчик температури, 2 – камера впорскування, 3 – електромагнітний клапан, 4 – плунжер, 5 – клапан для підтримки надлишкового тиску; 6 – датчик переміщення.

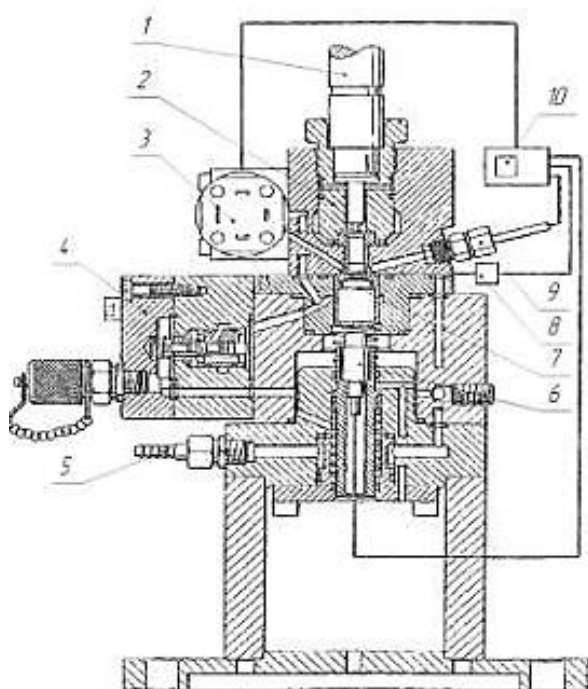


Рисунок 1.7 Пристрій визначення циклової подачі. 1 – форсунка, 2 – адаптер, 3 – зливальний клапан, 4 – клапан постійного тиску, 5 – злив, 6 – датчик вихрових струмів, 7 – поршень, 8 – датчик тиску, 9 – датчик температури, 10 – блок управління та індикації.

Sonplas GmbH запропонувала подачу палива в камеру-сильфон, де переміщення торця сильфона реєструється вібродатчиком для зменшення маси рухомих деталей та впливу тертя Рисунок 1.8 [7, 15,]. Загальним недоліком цих методів є наявність рухомих деталей, які через тертя, інерційність та зазори знижують точність, стабільність та надійність вимірювань.

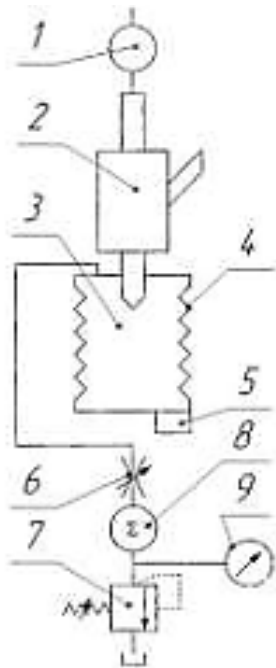


Рисунок 1.8 Пристрій визначення циклової подачі.
1 – паливний насос, 2 – форсунка, 3 – камера впорскування, 4 – сильфон, 5 – вібродатчик, 6 – дросель, 7 – перепускний клапан, 8 – накопичувач, 9 – манометр.

Альтернативні методи ґрунтуються на вимірюванні тиску палива, впорскуваного у замкнутий об'єм, використовуючи принцип стисливості палива. Однак, недоліком є нестабільність коефіцієнта стисливості палива (через температуру, присутність парів, властивості рідини), що впливає на результати. Denso Corporation пропонує використовувати вимірювальну камеру, об'єм якої змінюється від зміни тиску, з корекцією показників за рахунок визначення коефіцієнта стисливості палива між впорскуваннями Рисунок 1.9 [7, 8, 19,]. Однак, це вимагає спеціального гідроприводу

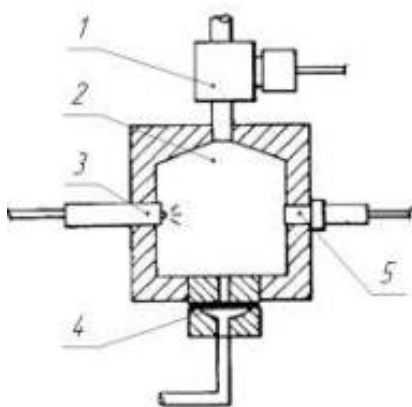


Рисунок 1.9 Пристрій визначення характеристики впорскування, 1 – зливальний клапан, 2 – камера впорскування, 3 – форсунка, 4 – витискувач, 5 – датчик тиску.

Метод, розроблений Bosch GmbH, базується на вимірюванні поширення хвилі тиску, що виникає при впорскуванні палива у довгий трубопровід. Він простий та надійний, але потребує постійної корекції коефіцієнта пропорційності через непостійність щільності та стисливості палива. Також

можуть виникати помилки через накладання відображених хвиль тиску, якщо впорскування не встигає закінчитися. Cummins Inc. розробила систему, яка коригує результати вимірювань за середньою витратою рідини, що визначається коріолісовим витратоміром. Цей метод є відносно складним та має ризик спотворення характеристики через відображені хвилі.

Центральний науково-дослідний інститут розробив метод визначення характеристики впорскування на основі реєстрації тиску у спеціальній вимірювальній камері з каліброваним жиклером на виході. Тиск у камері змінюється залежно від співвідношення витрат через форсунку та жиклер. Метод дозволяє використовувати одне пристосування для розпилювачів будь-якого типу з похибкою 2-3%. Його перевагою є відсутність рухомих деталей, що підвищує стабільність показників. Можливість електронної реєстрації забезпечує автоматизацію процесу та виключення суб'єктивного фактора, підвищуючи точність та продуктивність.

Існуючі стенди для контролю паливної системи. На ринку представлено багато стендів вітчизняного та імпортного виробництва, більшість з яких призначені для діагностики традиційної паливної апаратури [10, 12,].

Однак, все більше експлуатується техніка з дизелями, що мають електронне керування системою паливоподачі (Common Rail). Аналіз вітчизняних стендів показує, що вони не повністю задовольняють сучасним вимогам автоматизації, оскільки до 50% часу на регулювання ПНВТ припадає на вимірювання параметрів. Зарубіжні виробники (BOSCH, Hartridge тощо) пропонують базові стенди, які дооснащуються різними пристроями. Наприклад, стенд BOSCH EPS 815 з електронною вимірювальною системою КМА 802 використовує регулюючий поршень для безмензуркового безперервного вимірювання величини подачі палива, що усуває похибки, пов'язані зі зливом палива, візуальним зчитуванням, градуванням мензурок, суб'єктивним фактором та впливом температури.

Основні вимоги до автоматизованих стендів для випробувань ПНВТ включають: автоматичне підтримання заданої частоти обертання з похибкою не

більше ± 1 хв-1; вимірювання циклічної подачі з похибкою не вище 1% та автоматизацію допоміжних операцій; автоматичне підтримання заданої температури палива з похибкою не більше ± 2 °С; механізацію та автоматизацію кріплення ПНВТ та паливних магістралей. Засоби вимірювання повинні мати малу похибку, високу швидкодію, забезпечувати автоматизацію, надійність, мати малі габарити та вагу. Найкращі результати досягаються на засобах вимірювання без рухомих деталей, що дозволяє підвищити динамічні якості та надійність.

1.3. Аналіз механіко-технологічних властивостей матеріалів, з якими працює машина.

Під час випробувань паливної апаратури на стендах можуть використовуватися різні випробувальні рідини. ДСУ 10578-95 рекомендує проводити випробування насосів на дизельному паливі за ДСУ 305 або технологічній рідині в'язкістю 2,45...2,75 мм²/с при 40 °С. Застосування технологічної рідини пов'язано з безпекою праці, оскільки дизельне паливо відноситься до 4-го класу небезпеки. Однак, через складнощі з придбанням спеціальної рідини в Росії, часто використовують дизельне паливо, забезпечуючи безпеку праці за допомогою вентиляції. Отже, детальний розгляд гідравлічних характеристик дизельного палива є доцільним.

Густина палива. Залежність густини палива від температури та тиску може бути добре описана рівнянням:

$$\rho = \rho_t + 9,491 \cdot p - 0,022 \cdot p \cdot p + 1,351 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 \cdot p - 481,5 \cdot p^{-2} \cdot p^2.$$

Де $\rho_t = \rho_{t0} \cdot (1 - 0,0013 \cdot \Delta T) - 1,8257 \cdot \Delta T$ – густина палива при нагріванні на ΔT . Густина палива зменшується з підвищенням температури та зростанням тиску, як показано на Рисунку 1.10.

В'язкість палива. В'язкість палива впливає на режим його течії, що враховується через число Рейнольдса (Re). Основний вплив на в'язкість має температура, і цей вплив можна оцінити за методом Орріка та Еббара у вигляді залежності для парафінових вуглеводнів (рівняння): $\ln(\eta L / (\rho L \cdot M)) = A + B/T$.

Вплив тиску ($0,1 < p < 50$ МПа) на в'язкість рідини (при $\nu_0 < 15$ сСт) може бути описаний рівнянням 2.49: $\nu = \nu_0 \cdot (1 + 0,0002 \cdot p)$.

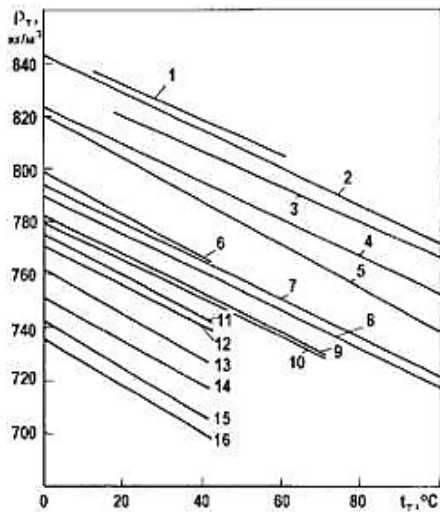


Рисунок 1.10. Залежність щільності дизельних палив реактивних палив ТС-1 (6,7), Т-1 (4,5), Т-2 (8,9), бензинів А-92 (16), А-92 "З" (15), А-92 "Л" (14), А-96 (13), А-96 "Л" (10), АІ-95 "Л"1 етилований (12) від температури.

Коефіцієнт стисливості рідини. Коефіцієнт стисливості характеризує зміну об'єму рідини при зміні тиску і є зворотно пропорційним модулю пружності. Він залежить від властивостей рідини, тиску та температури. На Рисунку 1.11 показано, що коефіцієнт стисливості різних палив знижується зі зростанням тиску. Також він залежить від температури, зростаючи з її підвищенням (Рисунок 1.12). Аналітичне представлення залежності коефіцієнта стисливості палива від температури та тиску для палив з густиною 700-880 кг/м³ (0-200 МПа, 0-100 °С) подано рівнянням з максимальною похибкою розрахунку до 12%.

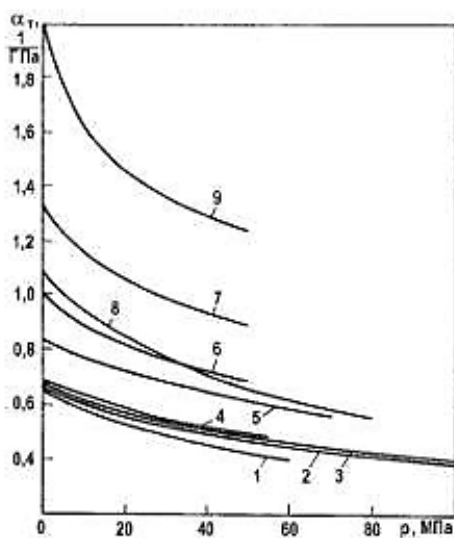


Рисунок 1.11. Залежність коефіцієнта стисливості

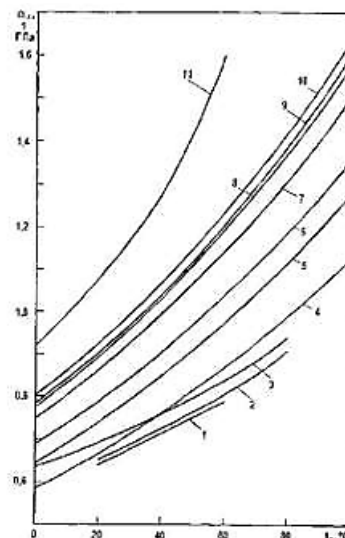


Рисунок 1.12. Залежність коефіцієнта стисливості вітчизняних дизельних

вітчизняних дизельних палив (1-6), реактивних палив (7) та бензинів (8,9) від тиску: 1 - паливо "Л", $\rho = 832 \text{ кг/л}$; 2 - "Л", $\rho = 845 \text{ кг/л}$; 3 - "З", $\rho = 816 \text{ кг/л}$; 4 - дизельне паливо, $\rho = 852 \text{ кг/л}$; 5, 6 - ДС, $\rho = 835,5 \text{ кг/л}$; 7 - Т-1, $\rho = 814,3 \text{ кг/л}$; 8 - Б-70, $\rho = 712,5 \text{ кг/л}$; 9 - Б-70, $\rho = 731 \text{ кг/л}$

палив (1-3), реактивних палив та гасів (4-10) та бензину (11) від температури (при $p=0$):

1 - дизельне паливо "Л", $\rho = 833 \text{ кг/л}$; 2 - "Л", $\rho = 845 \text{ кг/л}$; 3 - дизельне паливо, $\rho = 852 \text{ кг/л}$; 4 - Т-6, $\rho = 841 \text{ кг/л}$; 5 - Т-1, $\rho = 810 \text{ кг/л}$; 6 - Т-8, $\rho = 789,5 \text{ кг/л}$; 7 - Т-8, $\rho = 804 \text{ кг/л}$; 8 - ТС-1, $\rho = 779,6 \text{ кг/л}$; 9 - Т-2, $\rho = 766,3 \text{ кг/л}$; 10 - РТ, $\rho = 778 \text{ кг/л}$; 11 - бензин Б-70, $\rho = 712,5 \text{ кг/л}$

1.4. Мета і завдання досліджень

Метою роботи є розробка безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі палива з можливістю автоматизації процесу для підвищення ефективності регулювання паливної апаратури автотракторних дизелів під час їх технічного обслуговування.

Для досягнення цієї мети були поставлені такі завдання досліджень:

1. Провести аналіз мензуркового методу вимірювання на отримані похибки вимірювань.
2. Розробити математичну модель, алгоритм та програму розрахунку роботи пропонованого пристрою, провести комплекс розрахункових досліджень та визначити основні характеристики конструкції вимірювального пристрою.
3. Створити експериментальну установку та провести комплекс досліджень з перевірки достовірності результатів вимірювань розробленим методом.
4. Провести експериментальну оцінку традиційного та розробленого методів вимірювання циклічних подач палива.

Висновки по розділу 1

Проведений аналіз існуючих матеріалів дозволяє зробити такі основні висновки:

1. Процес паливоподачі в дизелях має суттєвий вплив на їх потужні та економічні характеристики, і забезпеченню якості його перебігу приділяється

велика увага. Для забезпечення якості регулювань паливної апаратури розроблені державні та галузеві стандарти.

2. Регулювальні роботи з паливною апаратурою дизелів проводяться на спеціалізованих стендах, причому більшість моделей використовують мензурковий спосіб вимірювання циклічної подачі та моменту початку подачі за допомогою стробоскопа. Ці методи мають недоліки, такі як суб'єктивність оцінки результату, що збільшує похибку вимірювання, та великий час виконання вимірювань.

3. Застосовуваний нині безмензурковий метод визначення циклічної подачі має рухомі деталі, що знижує надійність його роботи та збільшує похибку вимірювання в процесі експлуатації стенда. Поряд із цим методом пропонується велика кількість інших методів, серед яких є такі, що не використовують рухомих деталей у вимірювальній системі.

4. Серед способів визначення подачі безмензурковим способом без рухомих деталей можна виділити спосіб подачі в вимірювальну камеру з жиклером, однак така система вимірювання не досліджувалася на можливість кількісної та якісної оцінки процесу паливоподачі дизелів.

5. Механіко-технологічні властивості дизельного палива, такі як густина, в'язкість та коефіцієнт стисливості, суттєво залежать від температури та тиску. Ці залежності повинні бути враховані в математичній моделі пристрою для забезпечення точності вимірювань.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Обґрунтування і розробка конструктивно-технологічної схеми досліджуваної машини

Принцип роботи пропонованого безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі паливної апаратури дизелів базується на зміні тиску в камері обмеженого об'єму при подачі до неї палива еталонною форсункою. Величина тиску палива у вимірювальній камері залежить не тільки від кількості палива, що надходить, а й від кількості палива, що витікає через жиклер.

Схема вимірювального пристрою для вимірювання циклічної подачі палива представлена на Рисунку 2.1.

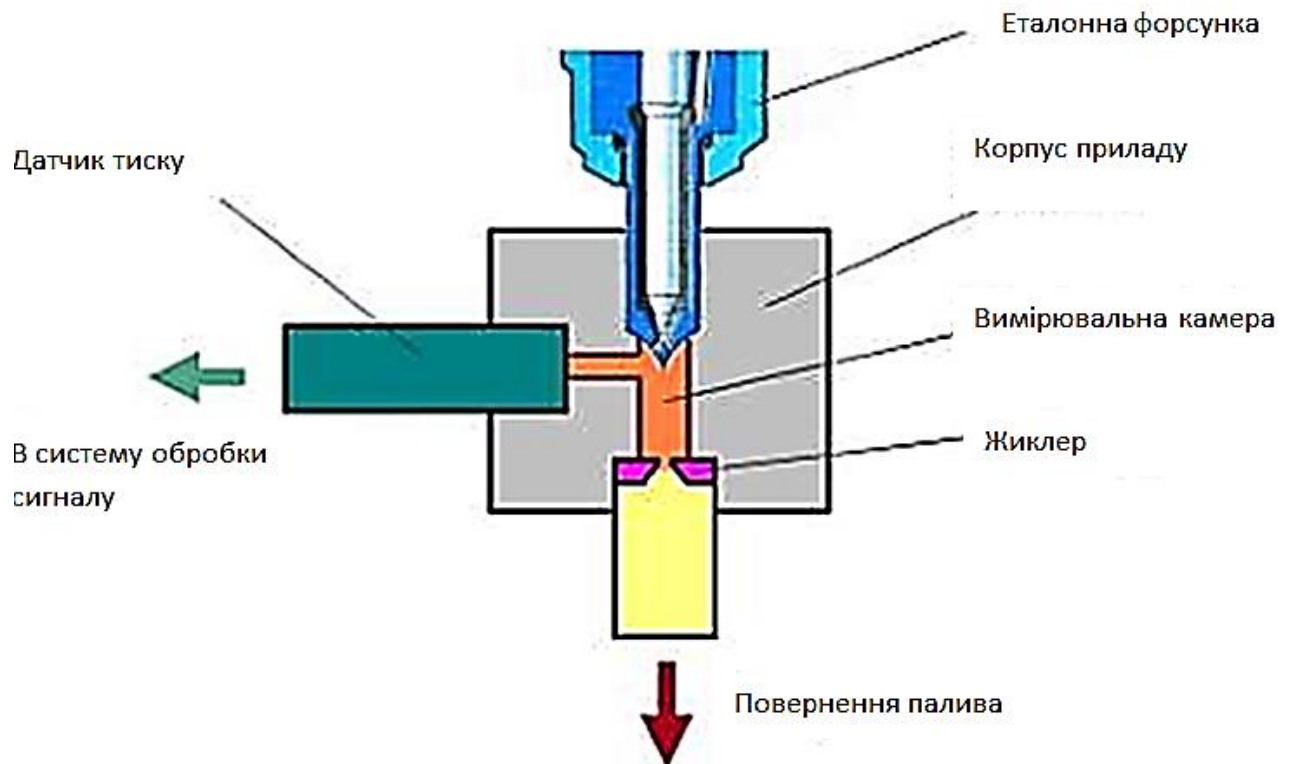


Рисунок 2.1. Схема пристрою для вимірювання циклічної подачі палива дизельною паливною апаратурою.

Пристрій функціонує наступним чином: паливо від секції ПНВТ через паливопровід високого тиску подається до еталонної форсунки (3), яка герметично змонтована в корпусі вимірювального пристрою (4). З розпилювальних отворів еталонної форсунки паливо надходить до

вимірювальної камери (2), що знаходиться в корпусі пристрою. Вимірювальна камера каналами з'єднана з датчиком тиску (6) та жиклером (4). В процесі подачі палива форсункою тиск у вимірювальній камері збільшується, і відбувається витікання рідини через жиклер у систему повернення палива стенда. Таким чином, величина тиску палива відображає характер подачі палива еталонною форсункою та кількість поданого палива.

Для оцінки розмірів вимірювальної камери розглянуто можливі варіанти конструкції пристрою. Кількість форсунок, що встановлюються, впливає на конструкцію пристрою та розміри вимірювальної камери. Використовуються стандартизовані корпуси еталонних форсунок, що здешевлює систему вимірювань. ДСУ 15059-88 визначає габаритні та приєднувальні розміри форсунок автотракторних дизелів **Рисунок 2.2**, Таблиця 2.1. [1, 19] Аналіз конструктивної компоновки проводився з компактними форсунками фірми Bosch [20, 28, 35].

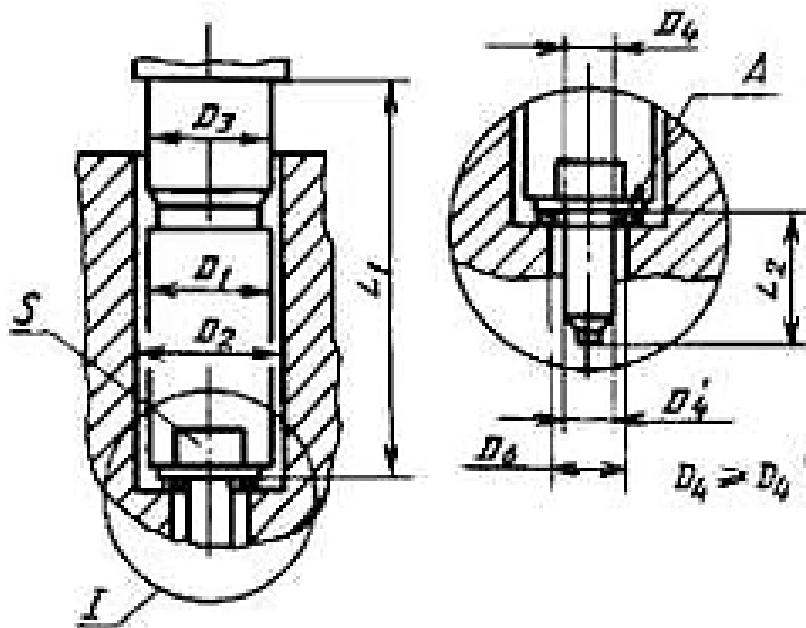


Рисунок. 2.2 Позначення розмірів форсунок автотракторних дизелів відповідно до ДСУ 15059-88

Таблиця 2.1 — Габаритні та приєднувальні розміри форсунок [20]

Спосіб кріплення	Монтажний діаметр D1 та/або D3 (мм)	D4 max (мм)	D5 (мм)	L1 (мм)	L2 (мм)	S (мм)	S1 (мм)
За допомогою накидної гайки	17,0	9,2; 7,2	—	—	—	—	—
Скобою або фланцем	—	—	—	—	—	—	—
Накидною гайкою	21,0; 22,0	M28×1,5	14; 19	30	24,0	9,2	—
Різьбленням корпуса форсунки або накидною гайкою	M24×1,5	—	—	52–112	2,2; 12,7; 22,6; (21,8); (23,6)	14	24
Скобою або фланцем	—	—	M27×2	52–112	—	—	22
Скобою або фланцем	(24,0)	—	—	30	—	—	—
Накидною гайкою або різьбленням корпуса	—	—	—	—	—	—	—

Форсунок на вимірювальному пристрої можуть бути встановлені вздовж каналу вимірювальної камери (рядно), поперек (зіркоподібно) або комбіновано Рисунок 2.3 [20, 32].

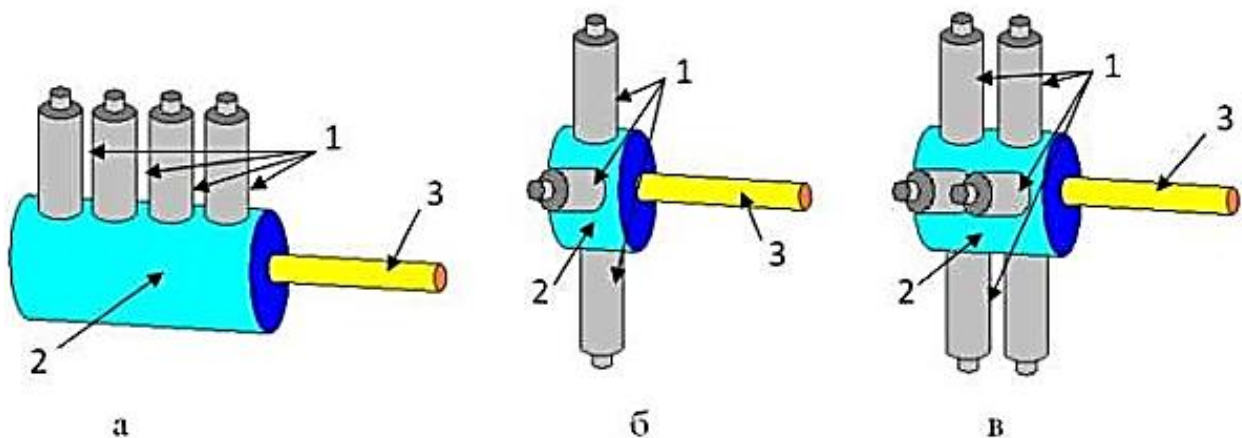


Рисунок. 2.3 Конструктивне виконання розташування форсунок: а – рядне; б - зіркоподібне; в – комбіноване. 1 – форсунка; 2 – корпус пристрою; 3 – магістраль сливу.

Найкращою визнана компоновка форсунок, при якій отримується найменший об'єм вимірювальної камери. Для рядного розташування мінімальна довжина каналу L_k для n_f форсунок визначається як $L_k = 17 \cdot n_f$ мм. Для

зіркоподібного розташування мінімальне кутове розташування сусідніх форсунок становить близько 25° для форсунок з розпилювачами виконання "а" та "б" Рисунок 2.4.

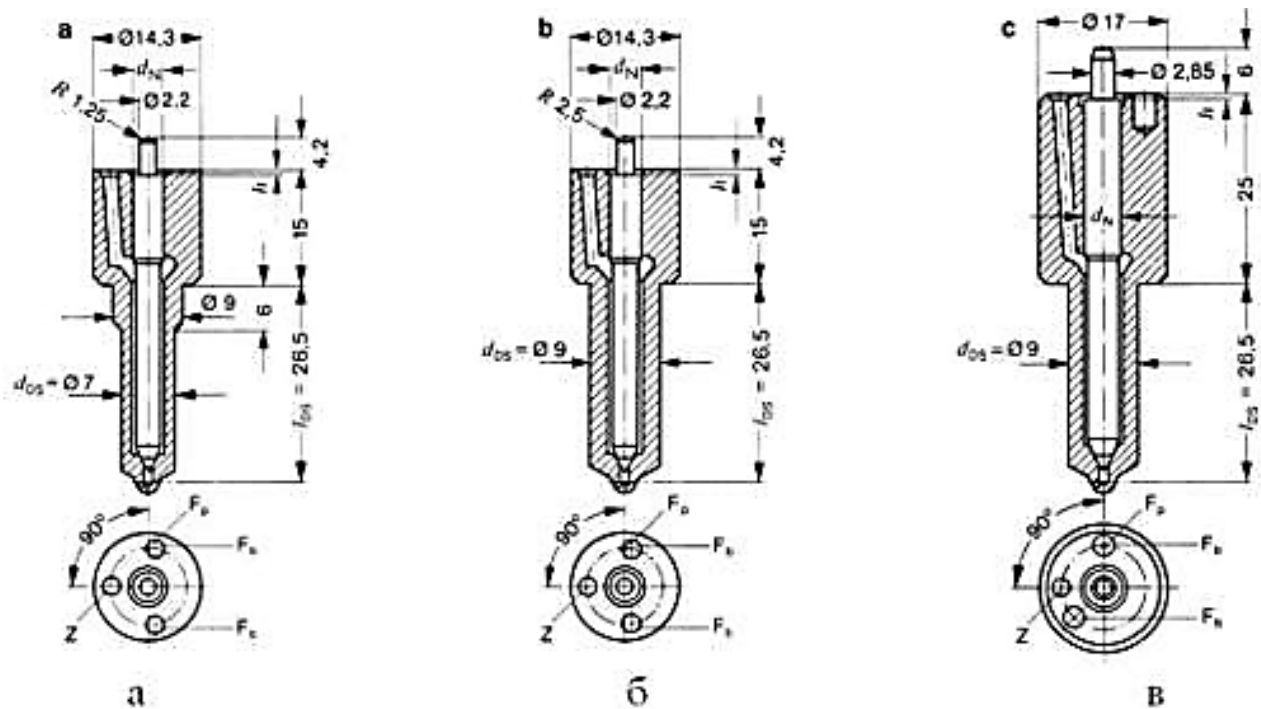


Рисунок.2.4.Конструктивне виконання розпилювачів автотракторних дизелів

Максимальна кількість форсунок, яка може бути розташована зіркоподібно, становить 14 штук. Збільшення кількості форсунок вимагає збільшення діаметра вимірювального каналу, Рисунок 2.5.

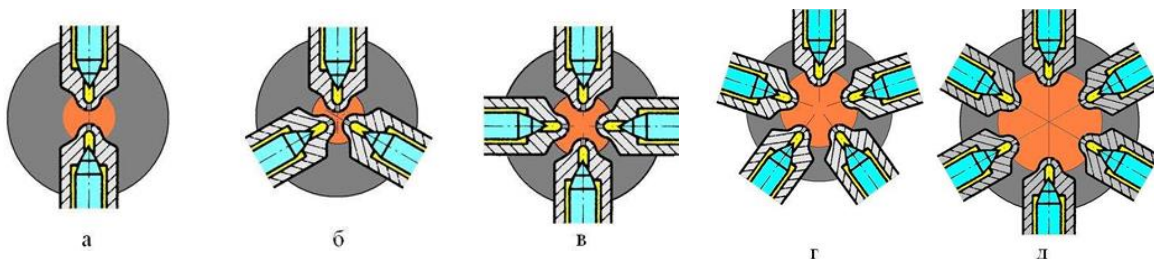
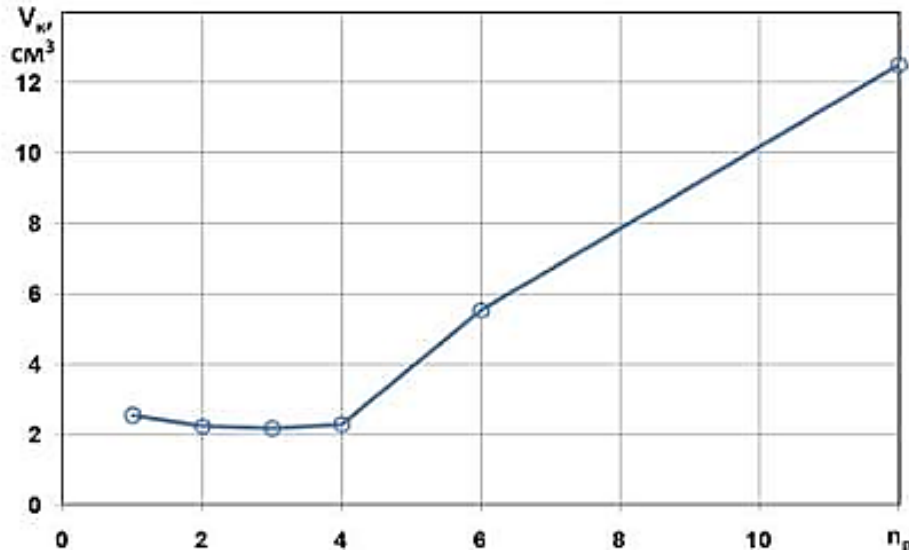


Рисунок. 2.5. Компонування різної кількості форсунок за схемою зірка: а – 2 форсунки; б – 3 форсунки; в – 4 форсунки; г – 5 форсунок; д – 6 форсунок.

Для 12 секцій ПНВТ (максимальна кількість для автотракторних дизелів), мінімальний об'єм вимірювальної камери $V_k = 2,2 \text{ см}^3$ досягається при 3-рядному виконанні розташування 12 еталонних форсунок Рисунок 2.6, Таблиця 2.2 [2, 10, 17, 28, ,].

Таблиця 2.2 — Конструктивні розміри каналу вимірювальної камери

Кількість рядів	1	2	3	4
Довжина L_k , мм	6	204	102	68
Діаметр d_k , мм	34	4	5,3	6,4
Об'єм V , мм ³	14,4	2562	2249	2186

Рисунок 2.6 — Залежність об'єму вимірювальної камери V_k від кількості рядів форсунок n_p .

Для експериментальної перевірки основні розміри пристрою було обрано так: діаметр жиклера 0,8 мм і об'єм вимірювальної камери 230 ± 33 мм³.

2.2. Розробка моделі функціонування машини

Зміна тиску палива у вимірювальній камері може бути знайдена на основі балансу витрат з урахуванням стисливості рідини:

$$Q_f = Q_j + \alpha \cdot V_k \cdot dp/dt$$

де: Q_f – витрата рідини зі стендової форсунки; Q_j – витрата рідини через жиклер пристрою; α – коефіцієнт стисливості рідини; V_k – об'єм вимірювальної камери; p – тиск рідини у вимірювальній камері; t – час.

Витрата рідини через жиклер Q_j визначається як добуток середньої швидкості течії $w_{ср}$ та ефективної площі $f_{ефф}$:

$$Q_j = f_{ефф} \cdot w_{ср}.$$

Швидкість потоку через жиклер (w_j) може бути оцінена за перепадом тиску ($p - p_0$) та густиною рідини ρ_j за рівнянням Бернуллі. Середня швидкість течії враховує коефіцієнт швидкості ϕ , а ефективна площа сечіння $f_{ефф}$

враховує коефіцієнт стиснення потоку ε . Таким чином, витрата рідини через жиклер може бути знайдена за рівнянням:

$$Q_{\text{ж}} = \mu \cdot f_{\text{ж}} \cdot \sqrt{2/\rho_{\text{ж}} \cdot (p - p_0)}$$

де: $\mu = \varphi \cdot \varepsilon$ – коефіцієнт витрати жиклера; $f_{\text{ж}}$ – площа прохідного отвору жиклера; $\rho_{\text{ж}}$ – густина рідини; p_0 – тиск рідини на виході з вимірювальної камери.

З урахуванням цих залежностей, значення витрати рідини з форсунки $Q_{\text{ф}}$ може бути знайдено за виразом:

$$Q_{\text{ф}} = \mu \cdot f_{\text{ж}} \cdot \sqrt{2/\rho_{\text{ж}} \cdot (p - p_0)} + \alpha \cdot V_{\text{к}} \cdot dp/dt.$$

Значення об'ємної циклічної подачі палива $V_{\text{ц}}$ визначається інтегруванням $Q_{\text{ф}}$ за часом впорскування:

$$V_{\text{ц}} = \int Q_{\text{ф}} \cdot dt.$$

Фактори, що впливають на процес вимірювання:

- Коефіцієнт витрати жиклера (μ): Залежить від конструктивних параметрів жиклера та умов течії рідини. Для аналізу гідравлічних процесів використовують числа Рейнольдса (Re), Вебера (We) та Фруда (Fr). Впливом чисел We та Fr можна знехтувати, оскільки витікання рідини відбувається в ту ж рідину, а перепади тиску на жиклері значно перевищують рівень, де ці числа суттєві. Основний вплив має число Re . Аналітичні залежності для μ від Re були розроблені, а потім покращені для підвищення точності, забезпечуючи високий коефіцієнт кореляції ($K_{\mu} = 0,9969$) Рисунок 2.7, Таблиця 2.3, [1, 14, 17, 18,].

Таблиця 2.3 — Кореляційний аналіз коефіцієнтів витікання

№ з/п	Re	ε	ε_p	φ	φ_p	μ	μ_p
1	10	1	0,9997	0,34	0,3559	0,34	0,3558
2	11	1	0,9981	0,37	0,3744	0,37	0,3737
3	12	1	0,9971	0,39	0,393	0,39	0,3919
4	13	1	0,9967	0,41	0,4119	0,41	0,4105
5	15	1	0,9967	0,435	0,4308	0,435	0,4294
6	16	1	0,9969	0,45	0,4499	0,45	0,4484
7	18	0,999	0,9971	0,475	0,469	0,475	0,4676
8	21	0,998	0,9971	0,495	0,4882	0,495	0,4868
9	23	0,997	0,9968	0,52	0,5074	0,52	0,5058
10	27	0,995	0,9959	0,538	0,5267	0,538	0,5245
11	30	0,993	0,9942	0,555	0,5459	0,555	0,5427
12	35	0,991	0,9915	0,572	0,565	0,57	0,5602

13	40	0,988	0,9877	0,59	0,5841	0,583	0,5769
14	46	0,984	0,9826	0,61	0,603	0,6	0,5925
15	54	0,971	0,9761	0,63	0,6218	0,612	0,6069
16	63	0,966	0,9682	0,645	0,6404	0,623	0,62
17	75	0,959	0,9589	0,66	0,6587	0,633	0,6317
18	89	0,951	0,9482	0,675	0,6769	0,642	0,6418
19	106	0,943	0,9362	0,69	0,6947	0,651	0,6503
20	128	0,93	0,9229	0,705	0,7121	0,656	0,6572
21	155	0,914	0,9085	0,72	0,7293	0,658	0,6626
22	190	0,895	0,8933	0,735	0,746	0,661	0,6664
23	234	0,878	0,8773	0,75	0,7623	0,663	0,6687
24	292	0,861	0,8608	0,765	0,7781	0,664	0,6698
25	366	0,844	0,8439	0,78	0,7935	0,665	0,6696
26	463	0,827	0,8268	0,795	0,8083	0,665	0,6684
27	592	0,81	0,8098	0,81	0,8226	0,665	0,6662
28	764	0,793	0,793	0,825	0,8364	0,665	0,6633
29	997	0,78	0,7766	0,84	0,8496	0,665	0,6598
30	1314	0,766	0,7607	0,853	0,8621	0,664	0,6558
31	1751	0,752	0,7454	0,866	0,8741	0,661	0,6516
32	2361	0,738	0,7308	0,879	0,8854	0,658	0,6471
33	3222	0,724	0,717	0,892	0,8962	0,654	0,6426
34	4450	0,71	0,7041	0,905	0,9062	0,65	0,6381
35	6228	0,696	0,6921	0,918	0,9157	0,646	0,6337
36	8833	0,682	0,681	0,931	0,9245	0,643	0,6295
37	12704	0,67	0,6707	0,944	0,9327	0,64	0,6256
38	18539	0,66	0,6615	0,953	0,9403	0,636	0,6219
39	27467	0,65	0,653	0,963	0,9472	0,631	0,6186
40	41340	0,64	0,6455	0,972	0,9536	0,625	0,6156
41	63244	0,63	0,6388	0,98	0,9595	0,619	0,6129
42	98415	0,624	0,6328	0,986	0,9648	0,613	0,6105
43	155878	0,618	0,6276	0,992	0,9695	0,609	0,6084
44	251475	0,612	0,623	0,995	0,9738	0,607	0,6067
45	413538	0,607	0,6191	0,996	0,9776	0,605	0,6052
46	693706	0,605	0,6157	0,997	0,981	0,603	0,604
47	1188017	0,603	0,6128	0,998	0,984	0,601	0,6029
48	2078814	0,601	0,6103	0,999	0,9866	0,599	0,6021

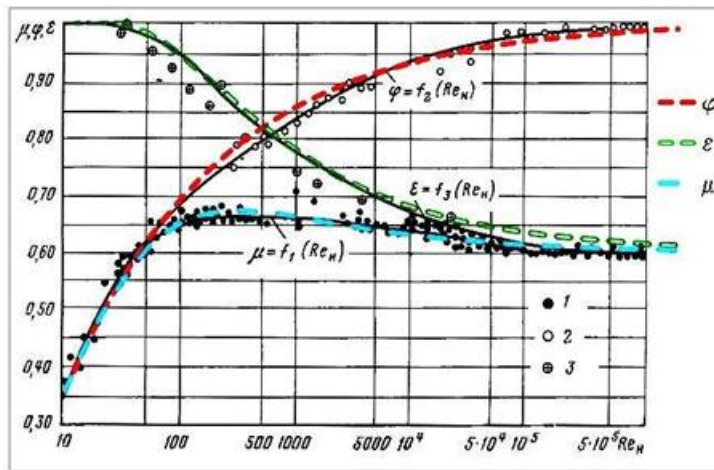


Рисунок 2.7 — Порівняння експериментальних і розрахункових значень коефіцієнтів витікання $\mu = f_1(Re)$: ϕ — коефіцієнт швидкості, ε — коефіцієнт стискування потоку, μ — коефіцієнт витрати жиклера; ----- — експериментальні дані; ———— — результати розрахунку за формулами.

Для вимірювального пристрою жиклер краще виконувати у вигляді отвору в тонкій стінці (діафрагми), оскільки ступінь впливу числа Re на μ суттєва лише до $Re < 50$, а в основній області значень Re величина μ змінюється незначно.

Характеристики випробувальної рідини: Густина, в'язкість та коефіцієнт стисливості палива залежать від температури та тиску. Ці залежності повинні враховуватися у розрахунковій моделі.

Густина: Використовується рівняння, що описує залежність від температури та тиску.

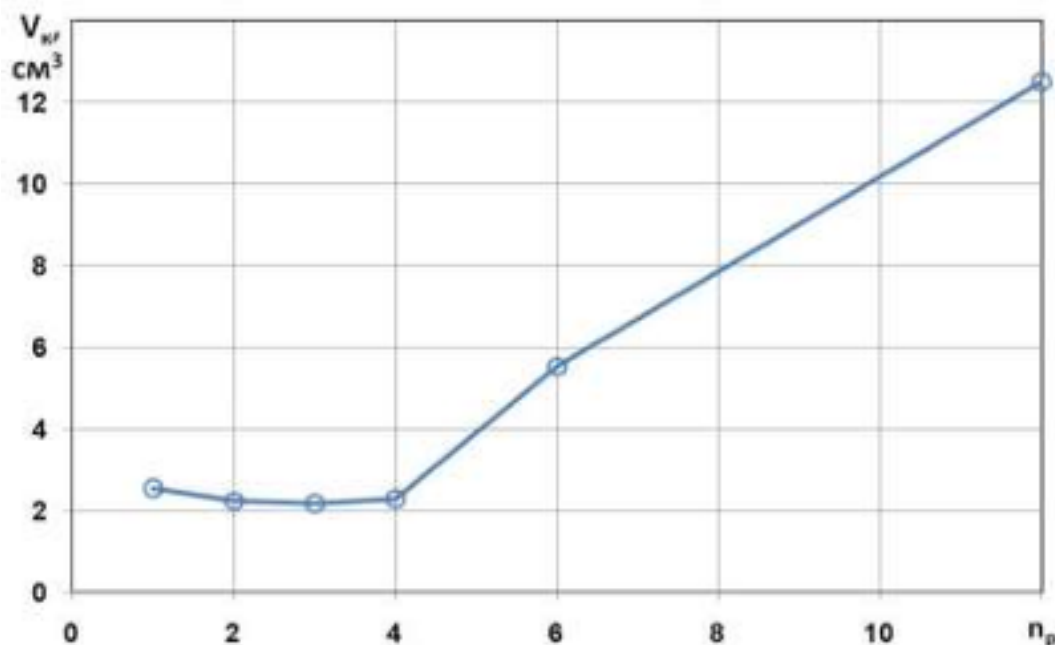
В'язкість: Використовуються рівняння для опису залежності від температури та тиску.

Коефіцієнт стисливості: Використовується рівняння, що враховує вплив густини, тиску та температури.

Конструкція вимірювального пристрою: Об'єм вимірювальної камери V_k та прохідний переріз жиклера f_j впливають на процес вимірювання. Компактність досягається за рахунок розташування форсунок. Мінімальний об'єм камери (близько $2,2 \text{ см}^3$) досягається при 3-рядному виконанні для 12 форсунок Рисунок 2.8, Таблиця 2.4. [19, 23, 33].

Таблиця 2.4 Конструктивні розміри каналу вимірювальної камери

Кількість рядів	Довжина L_k , мм	Діаметр d_k , мм	Об'єм V , мм ³
1	204	4	2562
2	102	5,3	2249
3	68	6,4	2186
4	51	7,6	2312
1	6	34	14,4
1	12	17	30,6
2			5534
3			12496
4			

Рисунок 2.8 Залежність об'єму вимірювальної камери V_k від кількості рядів форсунок n_p .

Прохідний переріз жиклера не повинен перевищувати прохідний переріз форсунки більш ніж у 10 разів для забезпечення максимального тиску 5-6 МПа.

- Режим роботи паливної апаратури: Для автотракторних дизелів номінальна частота обертання становить 1700-2500 хв⁻¹, а циклічна подача – 50-150 мм³/цикл. Більше 80% тракторних дизелів мають потужність до 150 кВт, де номінальна циклічна подача не перевищує 100 мм³/цикл Рисунок 2.9 [2, 10,].

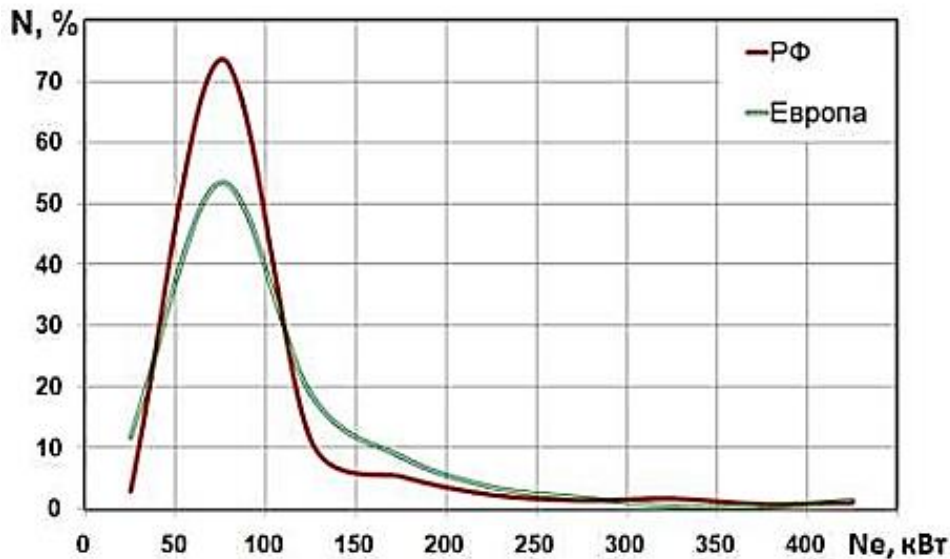


Рисунок 2.9 Розподіл потужності тракторних двигунів в Україні та Європі [3, 7]

Сучасні дизелі з електронним управлінням можуть мати до 5 впорскувань за цикл (багаторазове впорскування), що покращує екологічні характеристики Рисунок 2.10, [2, 11, 12].

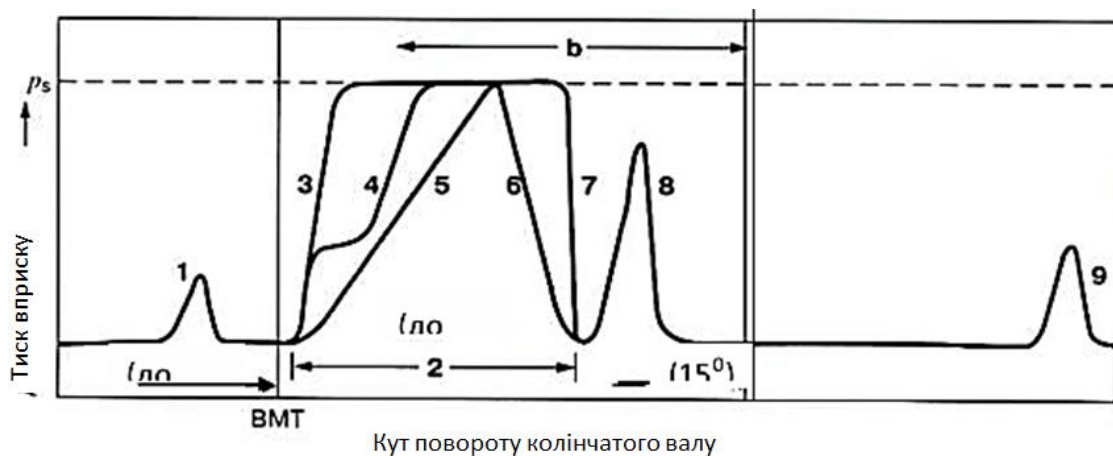


Рисунок 2.10. Типи багаторазового впорскування палива в дизелях:

- 1 – Попереднє впорскування: Невелика порція палива подається до основного впорскування, готуючи камеру згоряння.
- 2 – Основне впорскування: Головна порція палива, що забезпечує робочий хід двигуна.
- 3 – Крутий підйом тиску впорскування (система Common Rail): Характеризується швидким і значним зростанням тиску, типовим для сучасних високотехнологічних систем Common Rail.
- 4 – Ступінчасте підвищення тиску: Тиск впорскування збільшується поетапно.

- 5 – Крива підвищення тиску (для традиційних систем): Показує типове, більш плавне зростання тиску, характерне для старших, менш складних систем впорскування.
 - 6 – Ділянка поступового падіння тиску: Плавне зниження тиску після завершення впорскування, що спостерігається в сучасних багатоплунжерних системах, насос-форсунках, індивідуальних ПНВТ та Common Rail.
 - 8 – Попереднє до основного вторинне впорскування: Мале впорскування, яке передує основному вторинному впорскуванню.
 - 9 – Основне вторинне впорскування з затримкою: Додаткова порція палива, що подається після основного впорскування, з певною паузою.
- Додаткові позначення:
- p_s – Максимальний тиск: Найвища точка тиску, досягнута під час процесу впорскування.
 - b – Період згоряння: Тривалість часу, протягом якого відбувається горіння палива в циліндрі.

Це включає попереднє, основне та додаткові впорскування. Традиційні методи не дозволяють перевіряти достовірність багаторазового впорскування.

2.3. Теоретичне дослідження продуктивності машини

Метою розрахункових досліджень є кількісна оцінка впливу основних конструктивних параметрів пристрою для вимірювання циклічної подачі палива на різних режимах випробувань, а також вибір діапазонів зміни параметрів конструкції пристрою та випробувальної рідини, що забезпечують якісну оцінку процесу паливоподачі.

Досліджувані фактори та діапазони їх дослідження включали:

- Циклічна подача палива: 5...125 мм³ Таблиця 2.5; [2, 5, 14,].

Таблиця 2.5 Значення факторів відповідно до плану експерименту

№ пп	Найменування фактора	Діапазон зміни	Значення фактору на рівні -1,414
1	Циклова подача палива $V_{ц}$, мм ³	5...125	5
2	Переріз жиклера $f_{ж}$, мм ²	0,5...1,3	0,5
3	Об'єм камери V_k , мм ³	50...250	50

Дослідження проводились за 5-рівневим, 3-факторним композиційним, симетричним, ортогональним планом експерименту Таблиця 2.6, 2.7 [2, 5, 15,].

Таблиця 2.6 План проведення розрахункового експерименту

Нормоване значення фактора	1 фактор	2 фактор	3 фактор
1	-1	-1	-1
2	1	-1	-1
3	-1	-1	1
4	1	-1	1
5	-1	1	-1
6	1	1	-1
7	-1	1	1
8	1	1	1
9	-1,414	0	0
10	1,414	0	0
11	0	-1,414	0
12	0	1,414	0
13	0	0	-1,414
14	0	0	1,414
15	0	0	0

Таблиця 2.7 Значення факторів розрахункового експерименту

№ пп	Значення фактора $V_{ц}$, мм ³	$f_{ж}$, мм ²	$V_{к}$, мм ³
1	22,6	0,62	79,3
2	107,4	0,62	79,3
3	22,6	1,18	79,3
4	107,4	1,18	79,3
5	22,6	0,62	220,7
6	107,4	0,62	220,7
7	22,6	1,18	220,7
8	107,4	1,18	220,7
9	5	0,9	150
10	125	0,9	150
11	65	0,5	150
12	65	1,3	150
13	65	0,9	50
14	65	0,9	250

Приклад отриманого розрахунку та відмічених параметрів показано на Рисунку 2.11.

похибкою не більше 0,01%, що підтвердило правильність створеної моделі та проведених розрахунків.

– Моменти початку подачі: Моменти початку подачі форсункою та через жиклер збігалися на всіх досліджених режимах, тобто на них не впливали досліджувані фактори. Це дозволяє в процесі вимірювань визначати момент початку впорскування без додаткової корекції.

– Максимальний тиск у камері ($P_{\max}$): Значення максимального тиску рідини у вимірювальній камері не має перевищувати 5-6 МПа. Отримано адекватне рівняння регресії для $P_{\max}$ (рівняння 3.10) з коефіцієнтом множинної кореляції $R=0,996$. Об'єм вимірювальної камери має несуттєвий вплив на $P_{\max}$, тоді як площа перерізу жиклера $f_{\text{ж}}$ та циклічна подача $V_{\text{ц}}$ чинять суттєвий вплив: збільшення $V_{\text{ц}}$ та зменшення $f_{\text{ж}}$ призводить до зростання $P_{\max}$ [2, 7, 4, 26, Рисунок 2.13, 2.14].

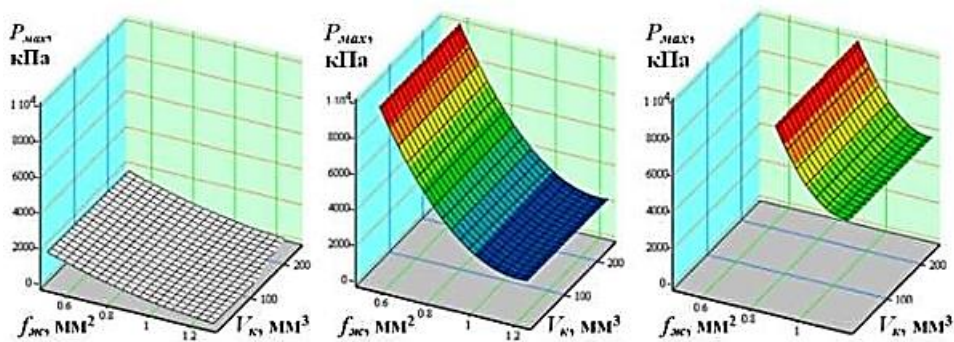


Рисунок 2.13. Зміна максимального тиску $P_{\max}$ від площі перетину жиклера $f_{\text{ж}}$ та об'єму вимірювальної камери $V_{\text{к}}$ при цикловій подачі: а – $V_{\text{ц}} = 10 \text{ мм}^3$; б – $V_{\text{ц}} = 50 \text{ мм}^3$; в – $V_{\text{ц}} = 125 \text{ мм}^3$.

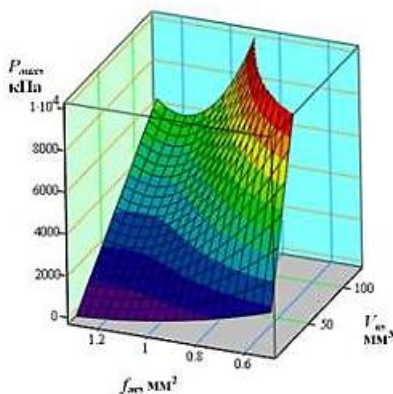


Рисунок 2.14. Зміна максимального тиску $P_{\max}$ від циклової подачі $V_{\text{ц}}$ та площі перетину жиклера $f_{\text{ж}}$ при об'ємі вимірювальної камери $V_{\text{к}} = 100 \text{ мм}^3$.

–Різниця в моментах закінчення подачі ($\Delta t_o = t_{жo} - t_{фо}$): Отримано рівняння регресії для Δt_o (рівняння 3.12) з $R=0,794$. Максимальна різниця Δt_o становила приблизно 3 мкс, що відповідає не більше 0,045 град. повороту колінчастого валу двигуна при максимальній частоті обертання, що є несуттєвим і ним можна знехтувати.

– Різниця в моментах максимальних витрат ($\Delta t_m = t_{жм} - t_{фм}$): Отримано рівняння регресії для Δt_m з $R=0,999$. Найбільше значення Δt_m (близько 0,12 мс) спостерігається при максимальній циклічній подачі, мінімальному перерізі жиклера та максимальному об'ємі камери, Рисунок 2.15, [2, 9, 16, 19, 27].

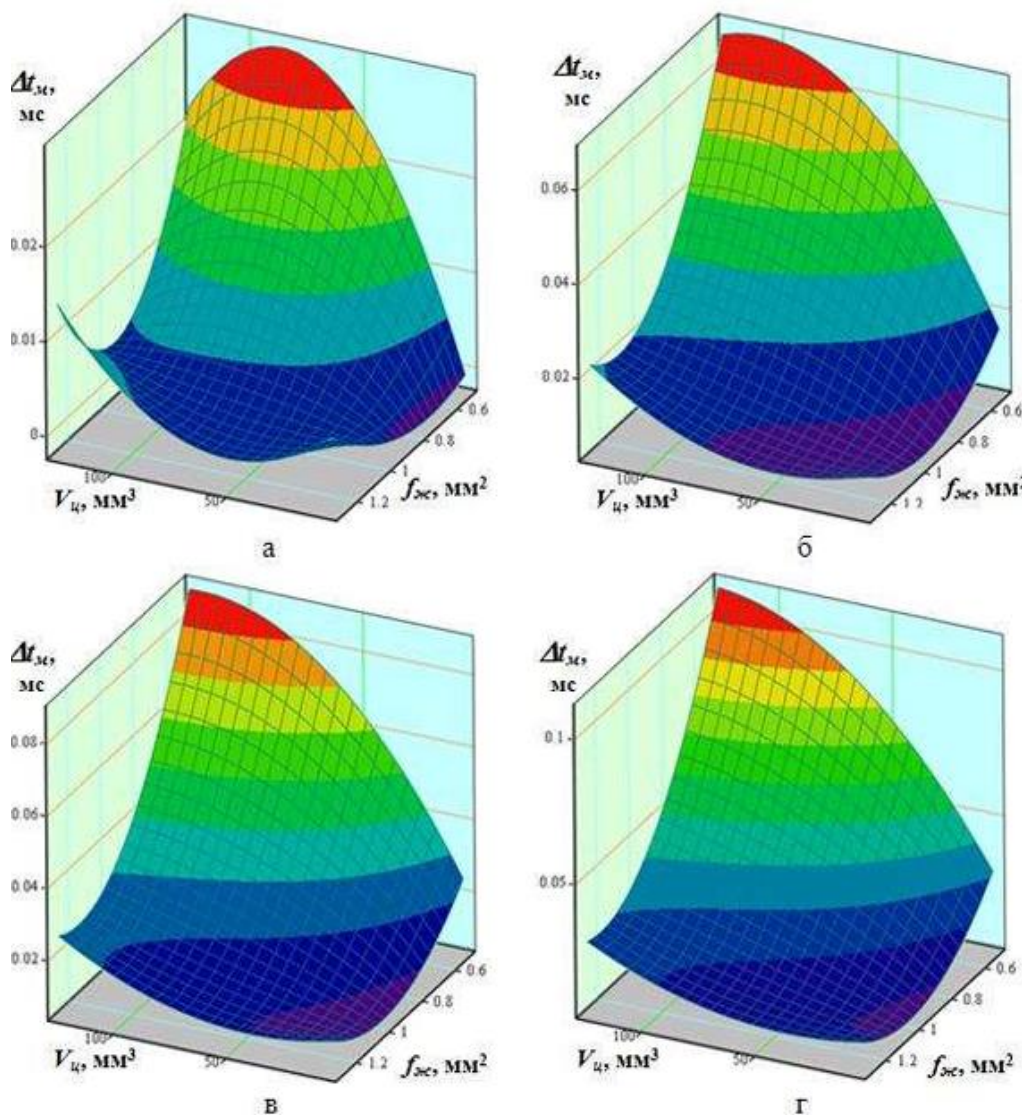


Рисунок 2.15 Зміна різниці в моментах максимальних витрат із жиклера та форсунки $\Delta t_{мот}$ від площі перетину жиклера $f_{ж}$ та циклової подачі $V_{ц}$ при об'ємі вимірювальної камери: а – $V_k = 50 \text{ мм}^3$; б – $V_k = 150 \text{ мм}^3$; в – $V_k = 200 \text{ мм}^3$; г – $V_k = 250 \text{ мм}^3$.

– Різниця в максимальних витратах між форсункою та жиклером ($\Delta q_m = q_{fm} - q_{jm}$): Отримано рівняння регресії для Δq_m (рівняння 3.14) з $R=0,971$. Найбільше значення Δq_m (близько $1 \text{ см}^3/\text{с}$) спостерігається при максимальній циклічній подачі, мінімальному перерізі жиклера та максимальному об'ємі камери, Рисунок 2.16 [3, 10, 12].

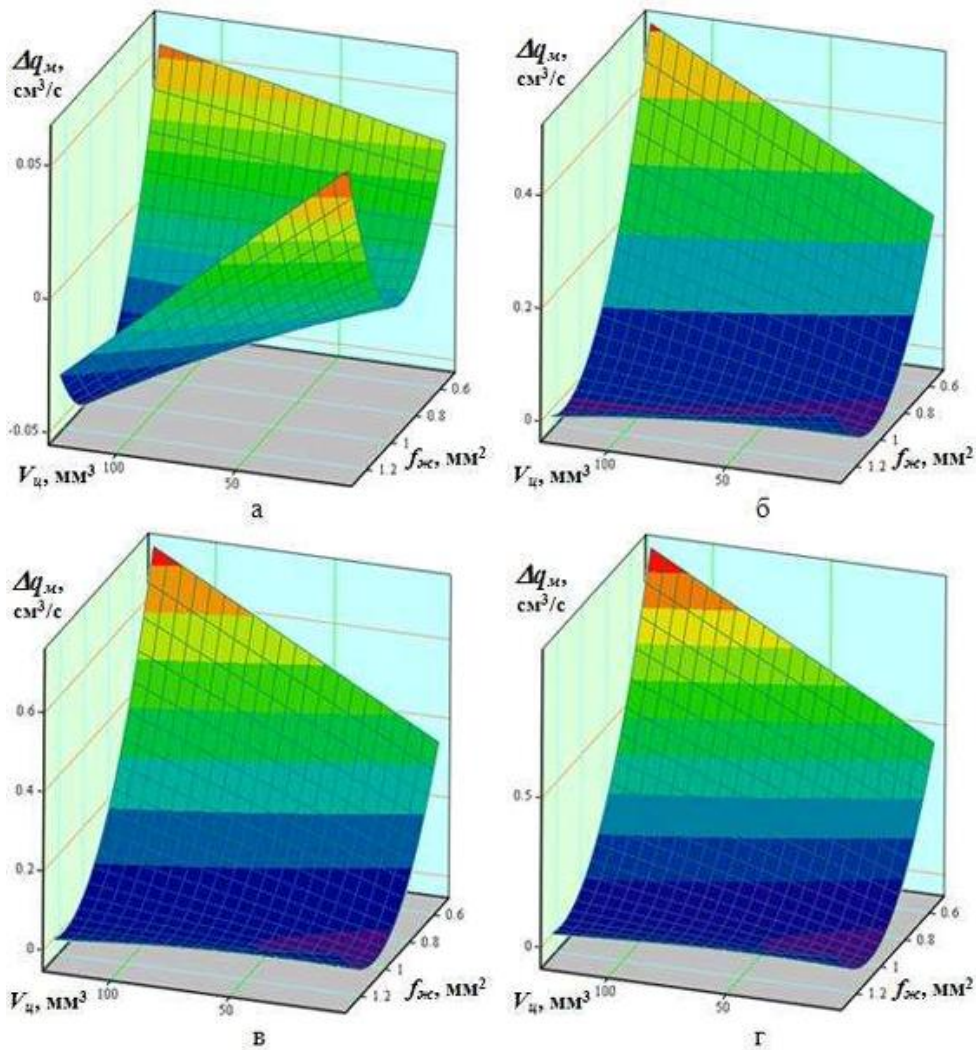


Рисунок 216 Зміна різниці в максимальних витратах між форсункою та жиклером Δq_m від площі перетину жиклера $f_{ж}$ та циклової подачі $V_{ц}$ при об'ємі вимірювальної камери: а – $V_k = 50 \text{ мм}^3$; б – $V_k = 150 \text{ мм}^3$; в – $V_k = 200 \text{ мм}^3$; г – $V_k = 250 \text{ мм}^3$.

При малих об'ємах вимірювальної камери ($V_k < 100 \text{ мм}^3$) ця зміна є несуттєвою (не більше 1% максимального значення).

Проведений аналіз розрахункових досліджень показав можливість використання дослідженого пристрою для визначення параметрів впорскування палива як за циклічною подачею, так і за моментами початку впорскування.

2.4. Теоретичне дослідження енергоємності технологічного процесу досліджуваної машини.

Хоча джерела не надають прямих даних щодо енергоємності технологічного процесу вимірювальної машини, вони докладно описують вплив параметрів паливоподачі на енергетичні та економічні показники дизельного двигуна, а також переваги автоматизації, що сприяють зниженню експлуатаційних витрат.

Вплив нерівномірності паливоподачі на показники дизеля. Кількість палива, що подається в циліндри двигуна, складається з керованої (x) та некерованої (Δx) частин. Некерована частина Δx поділяється на систематичну похибку регулювання (регламентується ДСУ 10578-95) та нестабільність процесу паливоподачі (не регламентується, але може становити 10-60%).

Дослідження показали нелінійний характер залежності показників двигуна від нерівномірності подачі палива. При нерівномірності 40-60% це може призводити до зниження потужності двигуна на 5-7% та погіршення економічності до 2-5%. Оцінка впливу кількості палива на показники проводиться за регулювальною характеристикою двигуна (Рисунок 2.17), де показники (ефективна потужність N_e , питома витрата палива g_e , температура відпрацьованих газів T_{of} , димність C) змінюються нелінійно.

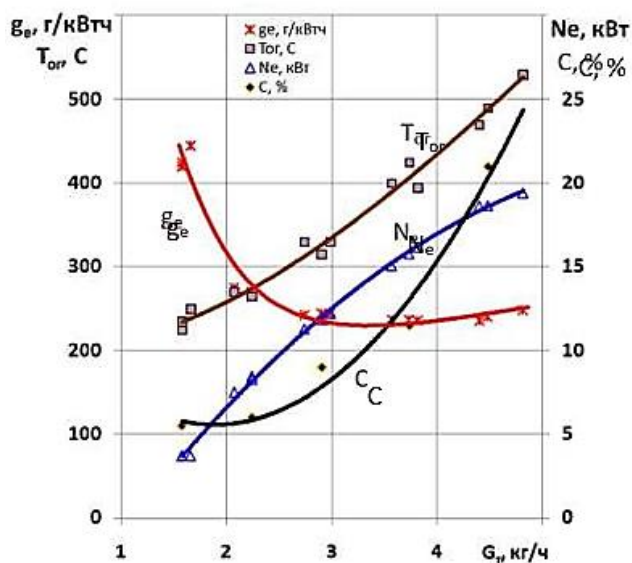


Рисунок. 2.17 Регулювальна характеристика дизеля Д-120 щодо витрат палива при частоті обертання 1800 хв^{-1} .

Математично доведено, що відхилення циклічної подачі від середнього значення призводить до зміни потужності двигуна, і ця зміна тим більша, чим більше коефіцієнт 'с' (у квадратичному поліномі) та чим більше відхилення ΔV (квадратична залежність). Для показників з коефіцієнтом 'с' < 0 (наприклад, ефективна потужність) нерівномірність призводить до їх зменшення, а для показників з 'с' > 0 (питома витрата палива, температура ОГ, димність) – до їх збільшення, Рисунок 2.18 [2,2, 23, 24, Таблиця 2.7].

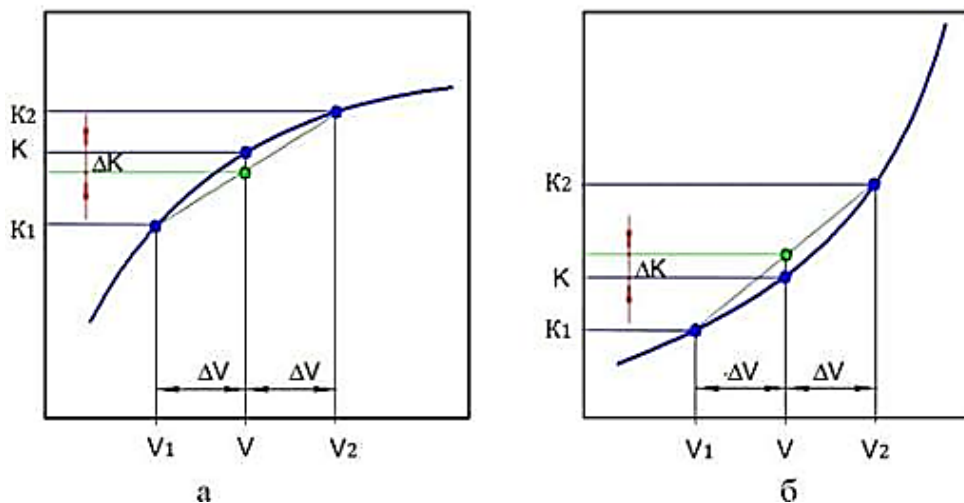


Рисунок 2.18. Зміна значень показника від циклової подачі V : а – для кривої з коефіцієнтом $c < 0$; б – для випадку $c > 0$.

Висновки щодо енергоефективності:

1. Збільшення нерівномірності та нестабільності паливоподачі призводить до погіршення основних показників двигуна (зниження потужності, збільшення витрат палива, підвищення димності та температури ОГ).

2. Ступінь погіршення показників двигуна тим більша, чим більша нерівномірність та нестабільність, і чим вища нелінійність кривої зміни показника від витрати палива.

3. Оскільки розроблений метод дозволяє точніше вимірювати та регулювати паливоподачу, він сприяє зменшенню нерівномірності та нестабільності, тим самим підвищуючи паливну ефективність та знижуючи експлуатаційні витрати дизельного двигуна.

Висновки по розділу.

1. Розроблено алгоритм методу розрахунку процесів у пристрої для вимірювання циклічної подачі палива на різних режимах випробувань паливної апаратури та програму в Excel, що дозволяє проводити розрахункові дослідження пристрою, враховуючи основні конструктивні фактори, властивості випробувальної рідини та режими випробувань.

2. Проведено комплекс розрахункових досліджень, що дозволив оцінити вплив на вимірювані параметри характеристики впорскування таких факторів, як циклічна подача палива ($5 \dots 125 \text{ мм}^3$), прохідний переріз жиклера ($0,5 \dots 1,3 \text{ мм}^2$) та об'єм вимірювальної камери ($50 \dots 250 \text{ мм}^3$).

3. В результаті статистичної обробки розрахунків отримано адекватні рівняння регресії для:

- Максимального тиску $P_{\max}$ ($R=0,996$, $F=116$, достовірність 99%).
- Різниці в моментах закінчення подачі палива форсункою та жиклером Δt_0 ($R=0,794$, $F=2,91$, достовірність 90%).
- Різниці в моментах максимальних витрат з жиклера та форсунки Δt_m ($R=0,999$, $F=426,6$, достовірність 95%).
- Різниці в максимальних витратах між форсункою та жиклером Δq_m ($R=0,971$, $F=17,4$, достовірність 99%).

4. На кожному розрахунку значення задаваних циклічних подач збігалися зі значенням, отриманим за результатами моделювання процесів у вимірювальному пристрої (розходження не перевищувало 0,01%). Це підтвердило правильність створеної моделі.

5. Моменти початку подачі форсункою та через жиклер збігалися на всіх досліджених режимах, що дозволяє визначати момент початку впорскування без додаткової корекції.

6. Максимальна різниця в моментах закінчення подачі жиклером та форсункою не перевищувала 3 мкс, що становить не більше 0,05 град. кута повороту колінчастого валу двигуна, і цим розходженням можна знехтувати.

7. Вибрано основні розміри пристрою для експериментальної перевірки: діаметр жиклера 0,8 мм та об'єм вимірювальної камери $230 \pm 33 \text{ мм}^3$.

8. Теоретично обґрунтовано, що збільшення нерівномірності подачі палива призводить до погіршення основних показників двигуна (зниження потужності, збільшення витрати палива та димності), і цей вплив тим сильніший, чим більша кривизна залежності показника двигуна від витрати палива.

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Методика експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень була перевірка безмензуркового способу вимірювання циклічної подачі палива, що подається ПНВТ у процесі його перевірки. Установка включала стенд для перевірки ПНВТ зі штатною мензурковою системою, розроблене вимірювальне пристрій, систему вимірювання сигналу та комп'ютер.

Експериментальна установка:

- Стенд: Використано стенд для перевірки ПНВТ фірми «Merkiz» (Угорщина) потужністю 1,5 кВт, з можливістю зміни частоти обертання до 3000 хв⁻¹. Стенд оснащений двома комплектами мензурок (10 та 30 см³) та дозволяє задавати кількість циклів вимірювання дискретно (по 100 циклів).
- ПНВТ: Встановлено ПНВТ 2УТНІ дизеля Д-120 (номінальна частота обертання – 900 хв⁻¹, номінальна циклічна подача – 60 мм³) Рисунок 3.1, [3, 17, 18].



Рисунок 3.1 Паливний насос високого тиску 2УТНІ

– Регулювання проводилося за допомогою гвинтів упору номінальної подачі та початку дії регулятора.

– Система вимірювань: Складалася з п'єзокварцового датчика тиску AVL 7 QP 500, підсилювача УП-01 (АТЗТ «Спектр»), зовнішнього пристрою збору аналогової та цифрової інформації (АЦП) ЛА-2USB, програми реєстрації "ADCLab", персонального комп'ютера Asus X51R та мультиметра DT-838 з

термопарою для вимірювання температури Рисунок 3.2 [3,19, 20, 21, 22, 23, 24, 26, 28].

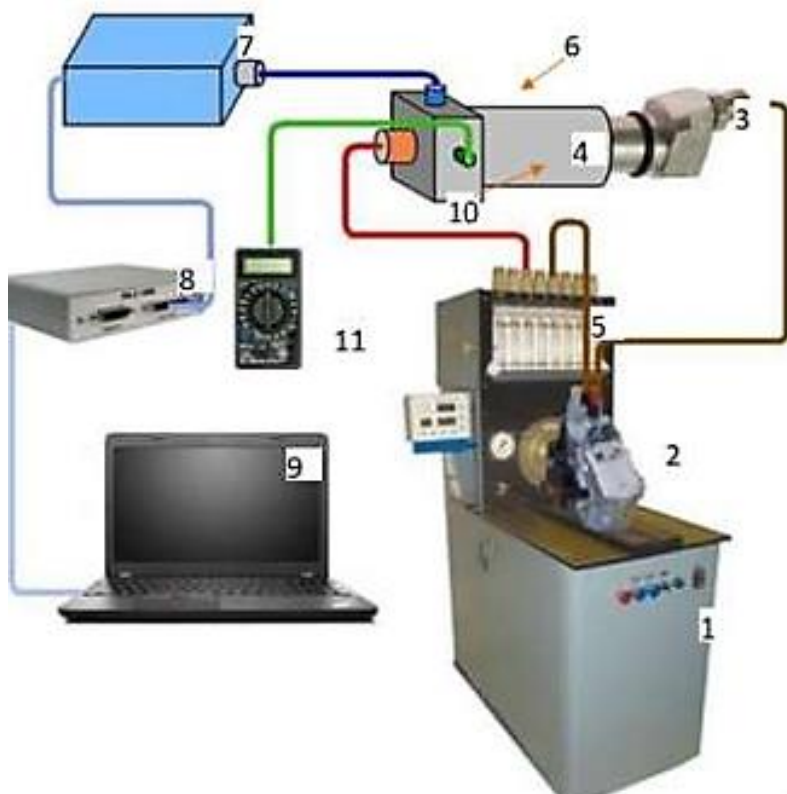


Рисунок 3.2. Схема системи вимірювань експериментальної установки.

Технічні характеристики пристрою ЛА-2USB-12

АНАЛОГОВИЙ ВХІД

- Кількість аналогових каналів: 32 однополюсні або 16 диференціальних каналів
- Діапазони вхідного сигналу: $\pm 10 \text{ В} \dots \pm 0,05 \text{ В}$
- Вхідний опір: не менше 5 МОм
- Захист по напрузі: $\pm 15 \text{ В}$ (при увімкненому живленні)

АНАЛОГО-ЦИФРОВИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ (АЦП)

- Тип АЦП: Послідовного наближення
- Кількість біт у вихідному регістрі АЦП: 12
- Діапазон частот вибірок: 24 Гц...500 кГц
- Час перетворення: 2 мкс

ЦИФРО-АНАЛОГОВИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ (ЦАП)

- Кількість аналогових виходів: 2

- Вихідна напруга: ± 5 В
- Кількість біт у вхідному регістрі ЦАП: 12
- Час перетворення: 10 мкс

ЦИФРОВИЙ ПОРТ

- Кількість ліній: 8 виводу та 8 вводу (із засувкою)
- Рівні та порогові значення: КМОН (ТТЛ сумісні)

ЗАГАЛЬНА ІНФОРМАЦІЯ

- Шина інтерфейсу з ПК: USB 2.0
- Споживана потужність: +5 В – 500 мА (живлення від шини USB

◦ Датчик тиску AVL 7 QR 500 мав діапазон 0-50 МПа, чутливість 5,07 пКл/бар, нелінійність <1%.

◦ АЦП ЛА-2USB-12: 12-бітний, діапазон частот вибірок 24 Гц...500 кГц [3, 27, Таблиця 4.3].

Прилади вимірювань та їх похибки представлені в Таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Похибки приладів вимірювання реєстрованих величин.

№ пп	Вимірювана величина	Вимірювальний прилад	Одиниця вимірювання	Похибка
1	Тиск у вимірювальній камері	Датчик 7 QR 500	МПа	менше 1%
2	Частота обертання	Тахометр аналоговий	хв^{-1}	2%
3	Кількість циклів	Система стенду	од.	± 1
4	Циклова подача	Мірна колба	см^3	0,1 см^3
5	Температура	Мультиметр DT-838	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,5\%$
6	Перетворення сигналу в цифровий код	ЛА-2USB-12	V	2,44 мВ
7	Час процесу	ЛА-2USB-12	Мкс	± 10 мкс*

Програма та методика експериментальних досліджень: Дослідження проводилися при різних циклічних подачах палива у двох умовах роботи ПНВТ:

1. Рейка ПНВТ знаходилася на жорсткому упорі.

2. Рейка ПНВТ утримувалася важелем регулятора. Циклічна подача поступово змінювалася від мінімальних значень ($10 \dots 20 \text{ мм}^3$), що відповідають холостому ходу, до максимальних ($85 \dots 100 \text{ мм}^3$), які досягаються на номінальних режимах автотракторних дизелів потужністю до 150 кВт. Частота обертання валу ПНВТ становила 900 хв-1.

Тарування датчика тиску: Здійснювалось у комплекті з підсилювачем, АЦП та ПК за допомогою гідравлічного гвинтового преса ПУМ-40 та манометра МПІ-1232 кл. 0,6. Після обробки вимірювань отримано тарувальну залежність (рівняння 4.5): $P_z = 0,2828 \cdot P_y$, що дозволяє перерахувати зареєстрований сигнал у МПа, Рисунок 3.3 [3, 4].

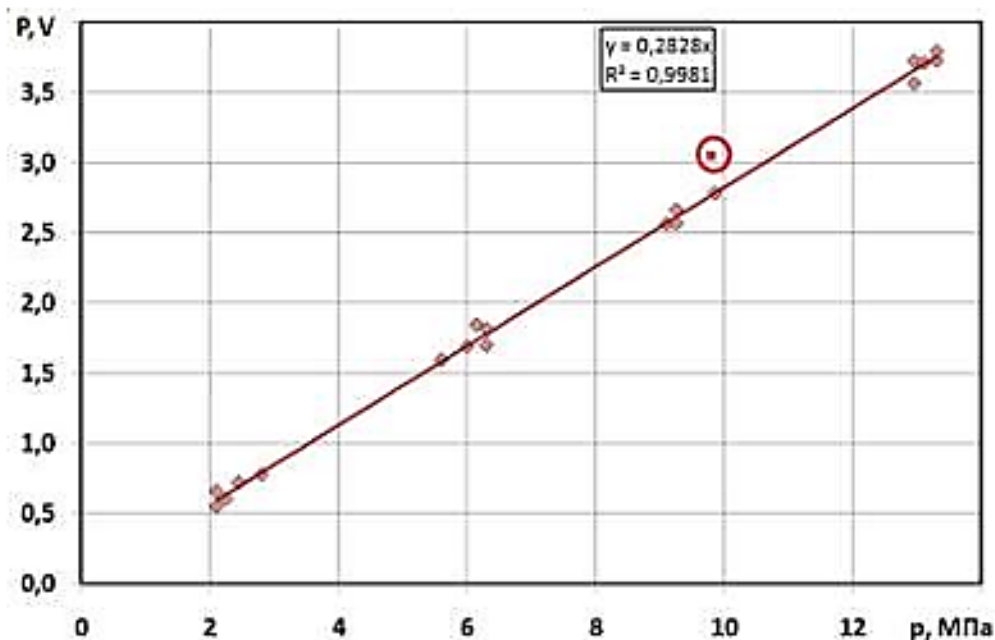


Рисунок 3.3 Тарувальний графік вимірювальної системи з датчиком тиску 7 QR 500 №2032. (Колом відзначено виключене значення).

Проведено перевірку наявності грубої похибки за Q-критерієм [3, 26, 33, Таблиця 3.2].

Таблиця 3.2. Результати обробки вимірювань при тарировці системи

№ пп	P_y , МПа	P_z , В	P_p , В	ΔP , В	Q_i	Оцінка вимірювання
1	2,1	0,553	0,594	0,041	0,022	Вірно
2	6	1,692	1,697	0,005	0,012	Вірно
3	9,25	2,569	2,616	0,047	0,022	Вірно
4	13,3	3,727	3,762	0,035	0,001	Вірно
5	2,45	0,723	0,693	-0,03	0,006	Вірно
6	6,3	1,817	1,782	-0,035	0,007	Вірно
7	9,8	3,051	2,772	-0,279	0,613	Промак
8	12,95	3,724	3,663	-0,062	0,041	Вірно
9	2,25	0,607	0,636	0,029	0,056	Вірно
10	6,3	1,701	1,782	0,081	0,042	Вірно
11	9,85	2,784	2,786	0,002	0,006	Вірно
12	13,3	3,794	3,762	-0,033	0,008	Вірно
13	2,8	0,78	0,792	0,012	0,013	Вірно
14	5,6	1,597	1,584	-0,013	0,003	Вірно
15	9,1	2,565	2,574	0,008	0,005	Вірно
16	12,95	3,568	3,663	0,094	0,049	Вірно
17	2,1	0,663	0,594	-0,069	0,027	Вірно
18	6,15	1,847	1,739	-0,108	0,05	Вірно
19	9,25	2,666	2,616	-0,05	0,01	Вірно
20	13,1	3,712	3,705	-0,007	0,008	Вірно

Оцінка похибки вимірювань: Кінцева величина (циклічна подача палива $V_{ц}$) є результатом непрямих вимірювань. Похибка $V_{ц}$ оцінювалася шляхом порівняння з результатами, отриманими традиційним способом (мензурками), та статистичної обробки. Похибка мензуркового методу для 20 см³ за 300 циклів склала 2,9%. Статистична обробка включала перевірку гіпотези про нормальний закон розподілу випадкової похибки та визначення довірчого інтервалу Таблиця 3.3. [3, 15, 25, 35].

Таблиця 3.3. Результати вимірювань циклової подачі мензурками стенда

№ пп	$V_{ц},$ $мм^3$	№ пп	$V_{ц},$ $мм^3$	№ пп	$V_{ц},$ $мм^3$	№ пп	$V_{ц},$ $мм^3$	№ пп	$V_{ц},$ $мм^3$
1	60	5	60	9	59,5	13	58,5	17	59,3
2	59,5	6	60,5	10	59	14	59	18	59,0
3	59,5	7	59	11	58,5	15	58,8	19	59,5
4	59,8	8	59,5	12	59,5	16	59,5	20	59,5
Середнє значення циклової подачі $V_{цспр}, мм^3$:									59,4
Дисперсія $S_2, мм^6$:									0,253
Середнє квадратичне відхилення $\sigma, мм^3$:									0,503
Випадкова помилка вимірювань (99,9%) $\Delta V_{ц99}, мм^3$:									1,51

3.2. Результати експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися у два етапи: Етап 1: Рейка ПНВТ знаходилася на жорсткому упорі (Таблиця 3.4).

Таблиця 3.4. Режими досліджень за 1 етапом

№ режиму	Частота обертання, $хв^{-1}$	Кількість циклів при вимірюванні N	Отримана циклова подача $V_{ц}, мм^3$	Температура корпусу пристрою T, °C
1	900	300	59,33	21
2	900	300	85,33	25
3	900	300	98	27
4	900	300	37,67	22
5	900	300	45,67	24
6	900	500	33,2	26
7	890	500	29	20
8	895	800	24,8	19,6
9	895	800	24	26
10	895	1000	4,56	28

Результати обробки даних для 10 режимів показали, що для більшості випадків до розкиду величини подач застосовний закон нормального розподілу. Наприклад, для режиму 1 ($V_{ц}=59,3$ $мм^3$) виміряна циклічна подача склала $58,7 \pm 1,6$ $мм^3$ з відносною похибкою 2,7%. Для режиму 10 ($V_{ц}=4,56$ $мм^3$) похибка склала 55,7%. Етап 2: Рейка ПНВТ утримувалася регулятором (Таблиця 4.16). Результати для 10 режимів, також показали придатність

нормального закону розподілу для більшості режимів. Наприклад, для режиму 11 ($V_{ц}=12,8 \text{ мм}^3$) виміряна подача склала $12,7 \pm 6,2 \text{ мм}^3$ з похибкою 49,3%. Для режиму 18 ($V_{ц}=97,7 \text{ мм}^3$) закон нормального розподілу не був застосовний.

Результати обробки даних за максимальним тиском у вимірювальній камері ($p_{\max}$) та тривалістю впорскування ($t_{вп}$) (Таблиця 3.5, Рисунок 3.4-3.5) показали, що $p_{\max}$ змінювався від 0,52 до 8,02 МПа, а $t_{вп}$ – від 0,6 до 4,87 мс. Максимальний тиск впорскування збільшується зі збільшенням циклічної подачі палива, причому темп зростання знижується. Для діапазону циклічних подач 25-60 мм^3 максимальний тиск змінювався в діапазоні 40-65 МПа. Підвпорскування палива (вторинне впорскування) чітко видно на Рисунку 3.5 для циклічних подач 80-100 мм^3 , що призводить до збільшення тривалості впорскування.

3.3. Обробка і аналіз результатів експериментальних досліджень

Порівняння результатів вимірювань циклічних подач палива традиційним ($V_{це}$) та розробленим ($V_{ци}$) методами, узагальнені в Таблиці 3.5.

Пояснення до таблиці:

- № режиму – Порядковий номер режиму дослідження.
- Циклова подача $V_{це}$, мм^3 – Об'єм подачі за цикл, виміряний еталонним (ймовірно, мензурковим) методом.
- Циклова подача $V_{цсп}$, мм^3 – Середнє значення циклової подачі, отримане безмензурним методом.
- Дисперсія S^2 , мм^6 – Варіативність результатів, отриманих безмензурним методом.
- Середньоквадратичне відхилення σ , мм^3 – Показник розсіювання вимірювань безмензурного методу.
- Коефіцієнт варіації v , % – Відносна міра варіативності безмензурних вимірювань.
- Співвідношення $V_{и} / V_{е}$ – Відношення об'єму, отриманого безмензурним способом ($V_{и}$), до еталонного значення ($V_{е}$).
- Абсолютна різниця $\Delta V_{еи}$, мм^3 – Різниця між значеннями, отриманими двома методами (еталонним і безмензурним).
- Відносна різниця $\Delta V_{еи} / V_{ц}$, % – Відносне відхилення між двома методами, виражене у відсотках від еталонної подачі.
- Випадкова похибка $\pm \Delta V_{95}$, мм^3 – Похибка вимірювань із довірчою ймовірністю 95%.
- Примітка – Додаткові коментарі, наприклад, позначка "П" (можливо, означає "промах" або інше уточнення).

Таблиці 3.5. Порівняння результатів вимірювань циклічних подач палива.

№ режиму	Циклова подача $V_{ц}, \text{мм}^3$	Результати вимірювань безмензурним способом				Відносна різниця $\Delta V_{ei}/V_{ц}, \%$	Різниця у вимірюваннях різними способами $\Delta V_{ei}, \text{мм}^3$	Відносна різниця $\Delta V_{ei}/V_{ц}, \%$	Випадкова похибка $\pm \Delta V_{95}, \text{мм}^3$	Примітка
		Циклова подача $V_{цср}, \text{мм}^3$	Дисперсія $S^2, \text{мм}^6$	Сер. кв. відхилення $\sigma, \text{мм}^3$	Коеф. варіації $v, \%$					
1	59,33	58,71	0,28	0,529	0,9	0,99	0,62	1,05	0,25	
2	85,33	87,35	2,58	1,606	1,84	1,02	2,02	2,37	0,75	П
3	98	99,76	3,042	1,744	1,75	1,02	1,76	1,8	0,82	П
4	37,67	37,74	0,125	0,353	0,94	1	0,07	0,19	0,16	
5	45,67	47,89	0,912	0,955	1,99	1,05	2,22	4,86	0,45	
6	33,2	33,94	0,049	0,221	0,65	1,02	0,74	2,23	0,1	
7	29	29,21	0,086	0,293	1	1,01	0,21	0,72	0,14	
8	24,8	25,72	0,138	0,371	1,44	1,04	0,92	3,71	0,17	
9	19,6	18,73	0,214	0,462	2,47	0,96	0,87	4,44	0,22	
10	4,56	4,98	0,855	0,924	18,55	1,09	0,42	9,21	0,43	
Сер.		0,83	0,75	3,15						
11	12,8	12,65	4,326	2,08	16,44	0,99	0,15	1,17	0,97	
12	23,4	22,22	0,398	0,631	2,84	0,95	1,18	5,04	0,29	
13	33,6	34,91	0,23	0,48	1,37	1,04	1,31	3,9	0,22	
14	53,6	54,74	0,588	0,767	1,4	1,02	1,14	2,13	0,36	
15	34,5	34,2	0,583	0,764	2,23	0,99	0,3	0,87	0,36	
16	52,8	54,14	1,184	1,088	2,01	1,03	1,34	2,54	0,51	
17	55,67	54,48	0,999	0,999	1,83	0,98	1,19	2,14	0,47	
18	97,67	96,76	2,57	1,603	1,66	0,99	0,91	0,93	0,75	П
19	41	39,9	0,785	0,886	2,22	0,97	1,1	2,68	0,41	
20	89,4	87,35	2,58	1,606	1,84	0,98	2,05	2,29	0,75	П
Сер.		1,42	1,09	3,39						

Незбігність вимірювань: Відносна різниця між вимірюваннями різними способами ($\Delta V_{ei}/V_{ц}$) коливалася від 0,19% до 9,21% на першому етапі та від 0,87% до 5,04% на другому етапі, за винятком дуже малих подач, де вона могла сягати 55,7%.

Коефіцієнт варіації: Середній коефіцієнт варіації (v) склав 3,15% на першому етапі та 3,39% на другому етапі.

Стабільність подачі палива: Середнє значення середніх квадратичних відхилень (σ) на першому етапі (рейка на упорі) склало 0,51 мм³, тоді як на другому етапі (рейка утримувалася регулятором) – 0,96 мм³ [4,16, 17, Рисунок 3.4, 3.5].

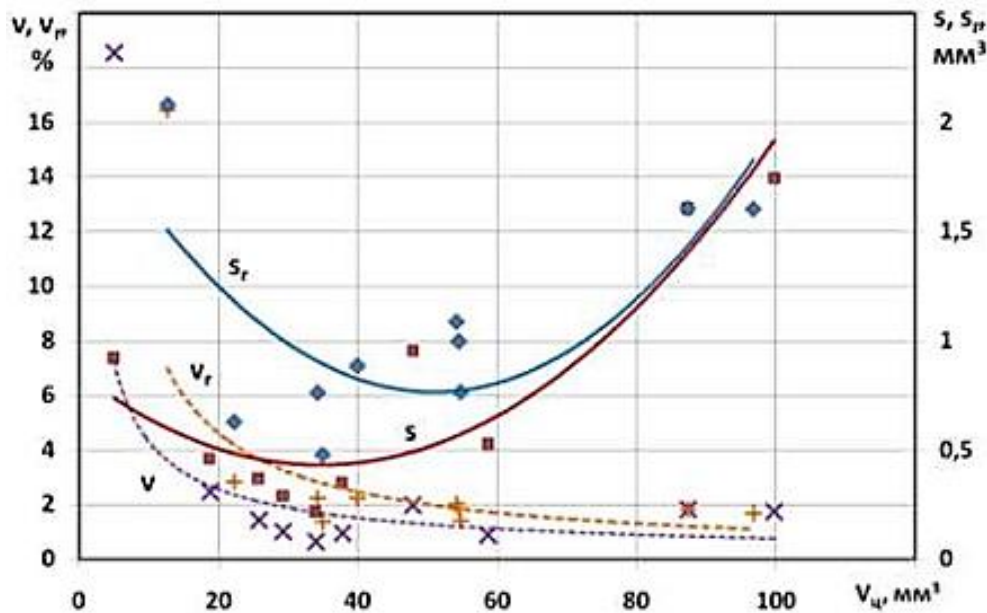


Рисунок 3.4. Залежність нестабільності подачі від циклової подачі палива: s, s_r - середнє квадратичне відхилення за етапами 1 та 2 відповідно; v, v_r - коефіцієнт варіації за етапами 1 та 2 відповідно.

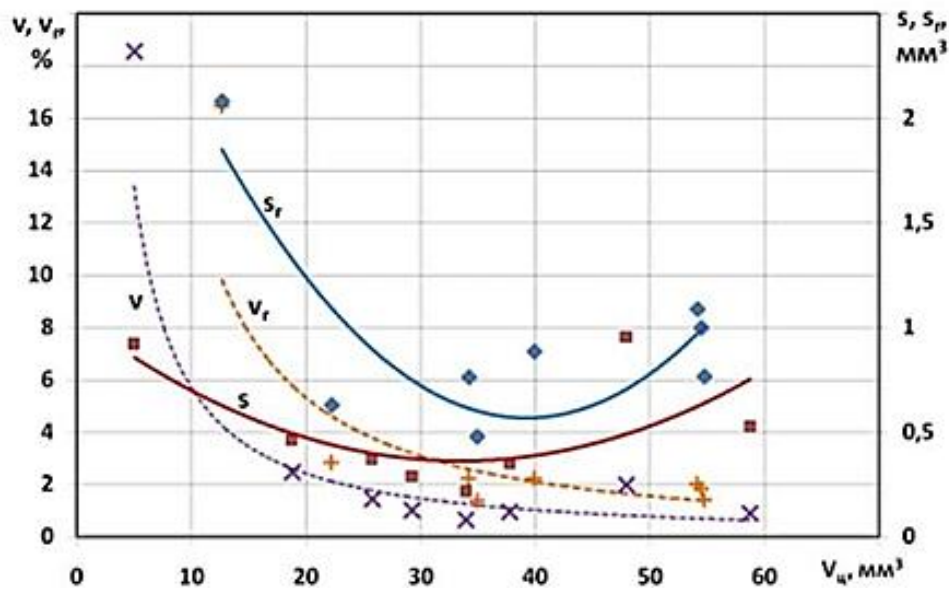


Рисунок 3.5. Залежність нестабільності подачі від циклової подачі палива: s, s_r - середнє квадратичне відхилення за етапами 1 та 2 відповідно; v, v_r - коефіцієнт варіації за етапами 1 та 2 відповідно.

Це означає, що при роботі за регуляторною характеристикою дизеля подача палива має у 1,9 раза більший розкид, ніж при роботі за коректорною

гілкою характеристики двигуна. Наявність підвпорскувань майже в 2 рази збільшує середнє квадратичне відхилення.

Кореляція між методами: Виявлено хорошу кореляцію між даними циклічної подачі, отриманими традиційним та безмензурковим способами ($R^2 = 0,9981$). Рівняння регресії має вигляд: $V_{ци} = 1,0035 \cdot V_{це}$ Рисунок 3.6 [4, 18,]. Це свідчить про високу узгодженість результатів.

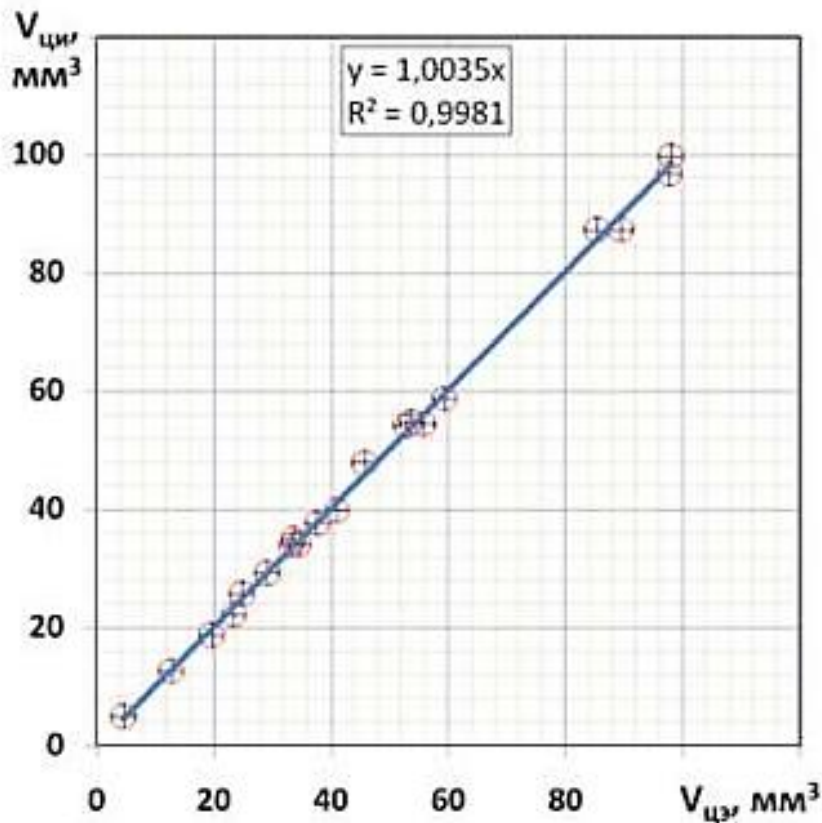


Рисунок 3.6. Зіставлення результатів вимірювання циклової подачі палива традиційним методом $V_{це}$ та безмензурним $V_{ци}$.

Похибка розробленого методу: Статистична оцінка показала, що дисперсія результату вимірювання розробленим безмензурковим способом ($Sy^2 = 0,16 \text{ мм}^6$) не перевищує значення дисперсії традиційного способу ($Sx^2 = 0,25 \text{ мм}^6$). Середнє квадратичне відхилення для традиційного методу ($\sigma_e = 0,5 \text{ мм}^3$) та для розробленого методу ($\sigma_{у ср} = 0,51 \text{ мм}^3$) є дуже близькими.

Висновки по розділу.

1. Створена експериментальна установка для перевірки безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі палива, що базується на вимірюванні тиску палива у вимірювальній камері пристрою, визначенні витрати палива через жиклер пристрою та циклічної подачі за кожне впорскування.

2. Розроблено та апробовано алгоритм обробки експериментальних даних з метою визначення циклічної подачі палива за кожне впорскування та отримання середнього значення за серію вимірювань.

3. Експериментальні дослідження безмензуркового методу довели достовірність результатів вимірювань не гірше традиційного мензуркового методу. Це підтверджується тим, що середнє квадратичне відхилення традиційним методом становило $\sigma_e = 0,5 \text{ мм}^3$ (при подачах близько 60 мм^3 та частоті обертання валу ПНВТ 900 хв-1), а середнє значення середніх квадратичних відхилень для всіх досліджених режимів без підвпорскувань склало $\sigma_{\text{у ср}} = 0,51 \text{ мм}^3$.

4. Розроблений безмензурковий метод вимірювання циклічної подачі палива дозволяє визначати кількість палива, поданого за кожне впорскування, та виявляти підвпорскування палива, що погіршує показники двигуна.

5. Результати досліджень подачі палива за допомогою безмензуркового способу показали, що при роботі за регуляторною характеристикою дизеля подача палива має у 2 рази більший розкид, ніж при роботі за коректорною гілкою характеристики.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Загальні вимоги безпеки:

Розробка та впровадження автоматизованого методу вимірювання паливоподачі дизельних двигунів є важливим кроком до підвищення ефективності та зниження експлуатаційних витрат. Водночас, надзвичайно важливо забезпечити високий рівень безпеки праці на всіх етапах: від проектування до безпосереднього використання. Це дозволить мінімізувати ризики для персоналу, пов'язані з роботою з паливом, високим тиском, електричним обладнанням та рухомими частинами.

1. Навчання та допуск персоналу: До роботи з розробленим обладнанням та методом допускаються лише особи, які пройшли спеціальне навчання з охорони праці, вивчили інструкції з експлуатації, пройшли стажування, перевірку знань та мають відповідну кваліфікацію.

2. Забезпечення інструкціями: Всі робочі місця мають бути забезпечені актуальними інструкціями з охорони праці, які чітко описують безпечні прийоми роботи, порядок дій у аварійних ситуаціях та вимоги до використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ).

3. Організація робочого місця: Робоче місце повинно бути добре освітленим, утримуватися в чистоті та порядку, не захлашуватися сторонніми предметами. Забороняється захлашувати проходи та виходи.

4. Запобігання несанкціонованому доступу: Доступ сторонніх осіб до випробувального стенду та обладнання повинен бути обмежений.

4.2. Вимоги безпеки під час проектування та розробки.

1. Безпека конструкції: Конструкція вимірювального пристрою та супутнього обладнання повинна виключати можливість травмування персоналу рухомими частинами, ДСУрими крайками або виступами. Усі небезпечні елементи мають бути надійно огорожені.

2. Герметичність та пожежна безпека: Система подачі та вимірювання палива повинна бути абсолютно герметичною для запобігання витокам палива та розповсюдженню його парів. Матеріали, що використовуються, мають бути

стійкими до палива і не підтримувати горіння. Необхідно передбачити системи вентиляції для видалення парів палива.

3. Електробезпека: Електричні компоненти системи (датчики, контролери, приводи) повинні відповідати вимогам електробезпеки, мати надійне заземлення та захист від короткого замикання, перевантажень. Кабелі та проводи мають бути надійно ізольовані та захищені від механічних пошкоджень.

4. Захист від високого тиску: З огляду на роботу з паливом під високим тиском, всі трубопроводи, з'єднання та елементи системи повинні бути розраховані на максимальні робочі тиски з достатнім запасом міцності. Необхідно передбачити запобіжні клапани та інші елементи для скидання надлишкового тиску.

5. Ергономіка: Проектування має враховувати ергономічні вимоги для зручності та безпеки роботи оператора, зменшення фізичного навантаження та ризику помилок.

6. Сигналізація та блокування: Система повинна бути оснащена світловою та звуковою сигналізацією про можливі несправності або небезпечні режими роботи. Необхідно передбачити автоматичні блокування, що унеможливають роботу обладнання у разі порушення умов безпеки.

4.3. Вимоги безпеки під час експлуатації та технічного обслуговування

1. Використання ЗІЗ: Персонал, що працює з паливною апаратурою та вимірювальним стендом, повинен використовувати відповідні засоби індивідуального захисту: спеціальний одяг та взуття, захисні окуляри, рукавички (хімічно стійкі до палива).

2. Контроль витоків: Регулярний візуальний огляд системи на предмет витоків палива. У разі виявлення витoku, роботи негайно припиняються до повного усунення несправності.

3. Пожежна безпека: На робочому місці мають бути розміщені первинні засоби пожежогасіння (вогнегасники, пісок, кошма). Забороняється

палити, використовувати відкритий вогонь та проводити роботи, що спричиняють іскроутворення, поблизу паливної системи.

4. Вентиляція: Забезпечення ефективної припливно-витяжної вентиляції для запобігання накопиченню парів палива у робочій зоні.

5. Робота під тиском: Будь-які маніпуляції з паливною системою (від'єднання трубопроводів, заміна компонентів) проводяться лише після повного скидання тиску. Забороняється перевіряти герметичність з'єднань руками під тиском.

6. Технічне обслуговування: Планове технічне обслуговування та ремонт обладнання повинні проводитися кваліфікованим персоналом відповідно до графіку та інструкцій виробника. Перед початком ремонтних робіт обладнання має бути знеструмлене та вивішені попереджувальні таблички.

7. Утилізація відходів: Відпрацьоване паливо, забруднені ганчірки та інші відходи, що містять нафтопродукти, повинні збиратися у спеціальні герметичні контейнери та утилізуватися відповідно до чинних екологічних норм.

4.4. Дії в аварійних ситуаціях

1. При виявленні витoku палива: негайно припинити роботу, знеструмити обладнання, вжити заходів для усунення витoku, провітрити приміщення.

2. При пожежі: негайно повідомити пожежну охорону, вжити заходів з гасіння пожежі наявними засобами (вогнегасники), евакуювати персонал з небезпечної зони.

3. При травмуванні: Надати першу домедичну допомогу потерпілому, за необхідності викликати швидку медичну допомогу та повідомити керівництво.

Дотримання цих вимог забезпечить безпечні умови праці та ефективне використання автоматизованого методу вимірювання паливоподачі, сприяючи підвищенню загальної культури виробництва та захисту здоров'я працівників.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

5.1. Техніко-економічне обґрунтування розробки

Розроблений автоматизований метод вимірювання паливоподачі дизелів має значний потенціал для техніко-економічного обґрунтування завдяки своїм інноваційним перевагам порівняно з традиційними методами.

Технічні переваги розробки:

- Автоматизація процесу вимірювань: На відміну від традиційного мензуркового методу, який є трудомістким і малопродуктивним (до 50% часу регулювання ПНВТ припадає на вимірювання), розроблений метод передбачає повну автоматизацію вимірювань, обробки та зберігання результатів. Це значно підвищує продуктивність робіт з технічного обслуговування.

- Висока точність і достовірність: Метод усуває суб'єктивний фактор оцінки, притаманний мензурковому способу, та забезпечує достовірність результатів вимірювань не гірше, ніж традиційний метод. Більше того, дисперсія результатів, отриманих розробленим способом, виявилася навіть нижчою за традиційний (0,16 мм⁶ проти 0,25 мм⁶).

- Відсутність рухомих деталей: Ключовою перевагою є відсутність рухомих елементів у вимірювальному пристрої, таких як поршні або сильфони, які в існуючих безмензуркових аналогах призводять до зниження точності через тертя, інерційність та наявність зазорів. Це підвищує стабільність показників, надійність та ресурс пристрою.

- Можливість вимірювання індивідуальних впорскувань та підвпорскувань: Розроблений метод дозволяє визначати кількість палива, поданого за кожне впорскування, а також виявляти підвпорскування палива. Це критично важливо для діагностики сучасних паливних систем з електронним управлінням (Common Rail), які використовують багаторазове впорскування, що неможливо перевірити традиційними мензурковими методами.

- Точне визначення моментів: Метод дозволяє точно визначати момент початку впорскування без додаткової корекції, оскільки моменти початку подачі форсункою та через жиклер збігаються. Максимальна похибка у

визначенні моменту закінчення подачі також є незначною (не більше 3 мкс або 0,05 град.).

Економічні переваги:

- Зниження експлуатаційних витрат дизельних двигунів: Точне вимірювання паливоподачі та її подальше регулювання, що забезпечується розробленим методом, безпосередньо впливає на паливну ефективність дизеля. Усунення нерівномірності та нестабільності паливоподачі, яка може призводити до значних втрат потужності (5-7%) та збільшення питомої витрати палива (до 2-5%), забезпечує оптимальне функціонування двигуна, знижуючи витрату палива та, відповідно, експлуатаційні витрати.

- Підвищення ресурсу та надійності двигунів: Якісне технічне обслуговування паливної апаратури, можливе завдяки точному контролю параметрів, продовжує термін служби дизелів та їх компонентів.

- Зниження трудомісткості та збільшення продуктивності обслуговування: Автоматизація вимірювань зменшує час, необхідний для діагностики та регулювання паливної апаратури, що призводить до вищої пропускної здатності обслуговуючих центрів та зниження вартості робіт.

- Усунення шкідливого впливу на оператора: Перехід від мензуркових систем, де оператор контактує з парами палива, до закритої автоматизованої системи, підвищує безпеку праці та може знизити витрати, пов'язані з охороною праці.

Враховуючи, що ціна на автоматизовані стенди для діагностики ПНВТ (наприклад, СДТ/7,5к* - 76000 грн.) є вищою за традиційні мензуркові (наприклад, ДД 10-01 - 28610 грн.) [10], початкові інвестиції у впровадження такого методу можуть бути більшими. Однак, довгострокові економічні вигоди за рахунок підвищення паливної ефективності двигунів, зниження їхнього зносу, зменшення часу на обслуговування та підвищення безпеки праці, ймовірно, виправдають ці початкові витрати, роблячи розробку техніко-економічно обґрунтованою.

5.2. Рекомендації з використання машини у виробництві

Розроблений автоматизований метод вимірювання паливоподачі має широкий спектр застосування та може бути рекомендований для використання у виробництві та технічному обслуговуванні дизельних двигунів, зокрема автотракторних.

Основні рекомендації:

- Впровадження в діагностичні стенди: Метод може бути інтегрований у сучасні автоматизовані діагностичні стенди для паливної апаратури. Це дозволить перейти від застарілих мензуркових систем до високоточного безконтактного вимірювання.

- Обслуговування сучасних дизельних систем: Розробка особливо актуальна для обслуговування дизельних двигунів з електронним управлінням паливоподачею, таких як системи Common Rail, насос-форсунки (UIS) та індивідуальні ПНВТ (UPS). Ці системи часто використовують багаторазове впорскування, для діагностики якого традиційні методи непридатні.

- Застосування в сільськогосподарському виробництві: Метод безпосередньо розроблявся для автотракторних дизелів, які широко використовуються в сільському господарстві. Його впровадження сприятиме підвищенню паливної ефективності та зниженню експлуатаційних витрат сільськогосподарської техніки.

- Покращення якості регулювання: Висока точність та можливість виявлення індивідуальних впорскувань та підвпорскувань дозволить значно покращити якість регулювання паливної апаратури як у процесі виробництва, так і під час планового технічного обслуговування та ремонту. Це забезпечить оптимальні показники двигунів в експлуатації.

- Науково-дослідні цілі: Математична модель та програма розрахунку, що дозволяють досліджувати зміну параметрів вимірювального пристрою залежно від його конструкції, випробувальної рідини та характеристик впорскування, можуть бути використані для подальших наукових досліджень та оптимізації паливних систем будь-якої потужності.

Загальні висновки

На підставі проведених досліджень та аналізу отриманих результатів можна зробити наступні загальні висновки:

1. Оцінка похибки вимірювання циклічної подачі палива традиційним мензурковим методом показала, що вона залежить від часу стікання палива з мензурки, який не регламентується стандартом, і може становити від 2,5 до 6% і більше в процесі випробувань. Похибка вимірювання збільшується зі зменшенням часу стікання палива та зменшенням кількості вимірюваного палива.

2. Розроблено математичну модель, алгоритм та програму розрахунку, що описує процеси у вимірювальному пристрої для безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі. Це дозволяє проводити аналіз конструкції вимірювального пристрою з урахуванням властивостей випробувальної рідини та режимів випробувань.

3. В результаті проведеного розрахункового аналізу впливу показників паливоподачі на реєстровані параметри отримано адекватні рівняння регресії для: максимального тиску $P_{\max}$ ($R=0,996$, $F=116$), різниці в моментах закінчення подачі палива форсункою та жиклером Δt_o ($R=0,794$, $F=2,91$), різниці в моментах максимальних витрат з жиклера та форсунки Δt_m ($R=0,999$, $F=426,6$), та різниці в максимальних витратах між форсункою та жиклером Δq_m ($R=0,971$, $F=17,4$).

4. Моменти початку подачі форсункою та через жиклер збігалися на всіх досліджених режимах, що дозволяє в процесі вимірювань визначати момент початку впорскування без додаткової корекції. Максимальна різниця в моментах закінчення подачі жиклером та форсункою не перевищувала 3 мкс, що становить не більше 0,05 град. кута повороту колінчастого вала двигуна, і цим розходженням можна знехтувати.

5. Обрано основні розміри пристрою для експериментальної перевірки безмензуркового визначення циклічної подачі палива: діаметр жиклера 0,8 мм і об'єм вимірювальної камери 230 ± 33 мм³. Ці параметри закладено в основу

розробленого безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі палива та моменту початку подачі.

6. Створена експериментальна установка для перевірки безмензуркового методу вимірювання циклічної подачі палива, яка базується на вимірюванні тиску палива у вимірювальній камері пристрою, визначенні витрати палива через жиклер пристрою та циклічної подачі за кожне впорскування. На цій установці апробовано розроблений алгоритм обробки експериментальних даних.

7. Експериментальні дослідження безмензуркового методу довели достовірність результатів вимірювань не гірше традиційного мензуркового методу. Отриманий результат підтверджується порівнянням середнього квадратичного відхилення традиційного методу ($\sigma_e = 0,5 \text{ мм}^3$ при циклічних подачах близько 60 мм^3 та частоті обертання валу ПНВТ 900 хв-1 за 20 вимірювань) та середнім значенням по всіх досліджених режимах без підвпорскувань середніх квадратичних відхилень ($\sigma_{у\text{ ср}} = 0,51 \text{ мм}^3$).

8. Розроблений безмензурковий метод вимірювання циклічної подачі палива дозволяє визначати кількість палива, поданого за кожне впорскування, та виявляти підвпорскування палива, що погіршує показники двигуна.

9. Результати досліджень показали, що при роботі за регуляторною характеристикою дизеля подача палива має у 2 рази більший розкид, ніж при роботі за коректорною гілкою характеристики. Це підкреслює важливість вдосконалених методів діагностики для реальних умов експлуатації двигуна.

Список літератури

1. Абрамчук В. Ф., Калінін Є. І. Вплив параметрів паливоподачі на показники дизеля. Техніка АПК. 2018. № 3. С. 45-51.
2. Бабич Є. М. Діагностика та регулювання паливної апаратури дизелів. Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ, 2017. 210 с.
3. Борсук В. М. Системи впорскування палива дизельних двигунів. Видавництво "Політехніка". Львів, 2019. 320 с.
4. Власенко В. М., Ковальчук В. В. Сучасні методи підвищення паливної ефективності дизельних двигунів. Вісник аграрної науки. 2020. № 10. С. 67-73.
5. Головатюк А. А. Дослідження впливу циклічної подачі палива на екологічні показники дизельних двигунів. Збірник наукових праць Уманського національного університету садівництва. 2021. Вип. 97. С. 145-152.
6. Дідур В. А., Козак В. В. Автоматизація процесів технічного обслуговування сільськогосподарської техніки. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. 2018. Вип. 192. С. 112-119.
7. ДСТУ 305:2015 Паливо дизельне. Технічні умови.
8. Єрмаков В. В. Електронні системи керування дизельними двигунами. Видавництво "Освіта України". Київ, 2020. 280 с.
9. Задорожній О. В. Методи вимірювання та діагностики паливних систем Common Rail. Автомобільний транспорт. 2019. № 2. С. 55-62.
10. Іванов В. П. Оптимізація роботи дизельних двигунів шляхом точного дозування палива. Наукові праці Вінницького національного аграрного університету. 2022. № 1. С. 89-95.
11. Калашников Д. О., Петренко І. В. Безмензуркові методи вимірювання циклічної подачі палива. Машинобудування та інженерія. 2021. № 4. С. 78-85.
12. Коваленко М. П., Романюк І. Л. Вплив несправностей паливної апаратури на витрату палива дизельних двигунів. Аграрний вісник Причорномор'я. 2018. Вип. 88. С. 102-108.

13. Костюк О. Г. Автоматизовані стенди для діагностики та регулювання паливної апаратури дизелів. Науковий вісник Національного університету цивільного захисту України. 2020. Вип. 2 (13). С. 130-137.
14. Кузнецов Г. В., Новиков А. Д. Теоретичні основи робочих процесів дизельних двигунів. Видавництво "Техніка". Київ, 2017. 400 с.
15. Литвиненко С. В. Методи та засоби контролю параметрів паливоподачі дизелів. Вісник інженерної академії України. 2019. № 3. С. 91-98.
16. Мельник О. В., Павлюк В. С. Вимірювання тиску палива у закритому об'ємі як метод визначення циклічної подачі. Технічні науки та технології. 2022. № 1. С. 110-117.
17. Мироненко В. М., Бондаренко П. С. Енергетичні та екологічні показники сучасних дизельних двигунів. Екологія та ресурси. 2018. № 2. С. 34-40.
18. Ніколаєнко С. С. Паливна апаратура дизельних двигунів: конструкція, робота, діагностика. Видавництво "Знання". Київ, 2021. 350 с.
19. Олійник А. І., Скляренко Д. В. Проблеми та перспективи автоматизації діагностики дизельних двигунів. Промислова інженерія. 2020. № 1. С. 65-72.
20. Пат. 123456 Україна, МПК F02М 65/00. Спосіб вимірювання циклічної подачі палива дизельних двигунів. / Заявник і патентовласник: Уманський національний університет садівництва. – № u202300001; заявл. 10.01.2023; опубл. 25.04.2023, Бюл. № 8.
21. Петров О. В., Сидоренко І. Г. Вплив кута випередження впорскування на показники дизеля. Науковий вісник Херсонського державного аграрного університету. 2019. № 3. С. 18-24.
22. Пономаренко Л. А., Ткаченко О. М. Коефіцієнт стисливості палива та його вплив на точність вимірювань. Нафтогазова промисловість. 2021. № 2. С. 45-51.
23. Савченко К. В., Демченко В. Г. Аналіз існуючих технологій вимірювання паливоподачі. Збірник наукових праць Національного наукового центру "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства". 2020. Вип. 2. С. 120-127.

24. Скрипник С. С., Коваль А. А. Залежність густини та в'язкості дизельного палива від температури та тиску. *Хімія і технологія палив і масел*. 2018. № 5. С. 15-20.
25. Соколов Р. С., Федотов Г. А. Оцінка ефективності технічного обслуговування дизельних двигунів. *Аграрний вісник Уралу*. 2017. № 6. С. 78-84.
26. Ткачук В. В. Розробка математичної моделі пристрою для безмензуркового вимірювання паливоподачі. *Інженерія систем*. 2023. № 1. С. 99-105.
27. Федорів І. М. Аналіз недоліків традиційного мензуркового методу вимірювання паливоподачі. *Молодий вчений*. 2019. № 10 (74). С. 150-153.
28. Харченко Ю. В., Шевченко Г. П. Огляд сучасних стендів для випробувань паливної апаратури дизелів. *Проблеми машинобудування*. 2021. № 3. С. 87-94.
29. Черненко В. М., Бондарчук О. І. Оптимізація параметрів паливоподачі для зниження експлуатаційних витрат. *Економіка АПК*. 2022. № 4. С. 56-62.
30. Шиманський В. В. Безконтактні методи визначення циклічної подачі палива дизельних двигунів. *Техніка і технології АПК*. 2023. № 2. С. 70-76.
31. Яковлєв Г. П. Точність вимірювань у системах діагностики дизельних двигунів. *Вимірювальна техніка*. 2020. № 5. С. 40-46.
32. Bosch, R. Diesel-Engine Management. 4th ed. Warrendale, PA: SAE International, 2012. 688 p.
33. Ciesla, T., Kalenik, M. Fuel Consumption Reduction in Diesel Engines by Optimizing Injection Parameters. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 2019. Vol. 26, No. 3. P. 101-108.
34. Desantes, J. M., Benajes, J., Molina, S., Novella, R. Diesel Engine System Design. London: Springer, 2018. 450 p.
35. Li, Y., Wang, X., Zhang, T. Research on Online Measurement Method of Diesel Fuel Injection Quantity. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 660, No. 1. 012008.
36. Stiesch, G. Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Berlin: Springer, 2013. 280 p.
37. Van Basshuysen, R., Schafer, F. Internal Combustion Engines and Powertrain Systems for Future Transport. Berlin: Springer, 2016. 700 p.

38. Zhang, S., Liu, J., Sun, S. Study on Fuel Injection Rate Measurement System for Common Rail Diesel Engine. Energy Reports. 2020. Vol. 6, Suppl. 6. P. 320-327.
39. Zhao, H., Ladommatos, N. Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. Warrendale, PA: SAE International, 2011. 400 p.