

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **«Підвищення точності вимірювання параметрів паливоподачі
під час стендових випробувань насосів високого тиску дизелів»**

Виконав: студент 6 курсу групи Ат-61
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Романюк Роман Олегович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц. МIRONЮК О.С.
(Прізвище та ініціали)

Рецензент: _____
(Прізвище та ініціали)

(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2022

УДК 631.173

Романюк Р.О. Підвищення точності вимірювання параметрів паливоподачі під час стендових випробувань насосів високого тиску дизелів : магістерська робота. Дубляни: Львівський НУП, 2022. 77 с.

Табл. 6; рис. 18; бібліогр. джерел 25.

Проведений аналіз конструктивних особливостей стендів, що використовуються для випробування насосів високого тиску дизельних двигунів. Встановлено, що в процесі експлуатації дизелів параметри процесу паливоподачі, що керують паливним насосом, виходять за межі регламентованих значень, призводячи до підвищеної витрати палива, втрати потужності та збільшення токсичності відпрацьованих газів.

Теоретично обґрунтований вплив на точність вимірювання контрольованих параметрів паливних насосів похибок, що вносяться конструктивними елементами випробувальних стендів, а саме зливу та осадження палива, градування мірних ємностей, візуального зчитування рівня палива, температури палива, лічильника циклів, нестабільність частоти обертання приводу стенда.

Проведені стендові випробування двигуна, укомплектованого паливним насосом, відрегульованому на модернізованому стенді, показали покращення техніко-економічних показників роботи дизеля.

Розроблено комплекс заходів щодо попередження виникнення травм під час обслуговування модернізованого стенда. Розрахований економічний ефект від впровадження запропонованих технічних рішень.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1 Зміна регулювальних параметрів паливних насосів під час експлуатації та їх вплив на показники роботи дизеля	8
1.2 Аналіз конструктивного виконання стендів для випробування та регулювання паливних насосів високого тиску.....	15
1.3 Аналіз похибок, що вносяться конструктивними елементами стендів на точність вимірювання параметрів паливоподачі	22
1.4 Висновки та завдання дослідження	29
2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВОПОДАЧІ СТЕНДІВ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ПАЛИВНИХ НАСОСІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ПІД ЧАС ЇХ МОДЕРНІЗАЦІЇ	31
2.1 Теоретичне обґрунтування впливу мензуркової вимірювальної системи на точність вимірювання циклової подачі палива.....	31
2.2 Висновки до розділу.....	41
3 МЕТОДИКИ ТА ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	42
3.1 Об'єкти дослідження, експериментальні установки, прилади та вимірювальна апаратура.....	42
3.2 Визначення дійсного відхилення температури палива	47
3.3 Визначення дійсного відхилення відліку числа обертів (циклів)	47
3.4 Визначення дійсного відхилення пропускної спроможності паливних секцій мірного блоку	48
3.5 Методика стендових випробувань дизеля	48
3.6 Висновки до розділу.....	49
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ	50
4.1 Результати досліджень впливу температурного чинника на точність вимірювання параметрів паливоподачі.....	50
4.2 Вплив мензуркового блоку на точність вимірювання циклової подачі палива	54
4.3 Результати стендових випробувань двигуна	58

4.4	Висновки до розділу.....	60
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61
5.1	Правила техніки безпеки під час випробування насосів високого тиску дизельних двигунів.....	61
5.2	Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм під час випро- бовування насоса високого тиску.....	62
5.3	Екологічна безпека.....	64
5.4	Висновки до розділу.....	66
6	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗАПРОПОНОВА- НИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ.....	67
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	73
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	75

ВСТУП

Ефективність використання автотракторної техніки значною мірою визначається характеристиками встановленими на них двигунами внутрішнього згоряння. Дизельні двигуни, що працюють з підвищеними ступенем стиснення та коефіцієнтом надлишку повітря, більш ніж інші відповідають сучасним тенденціям розвитку автотракторного двигунобудування – підвищенню агрегатної потужності, зниженню питомої витрати пального та токсичності відпрацьованих газів. Ці показники в основному визначаються конструкцією системи паливоподачі. У вітчизняних дизелях найпоширеніша паливна апаратура роздільного типу, у якій паливний насос високого тиску і форсунки з'єднані нагнітальними паливопроводами. Найважливішим елементом системи паливоподачі в дизелі є паливний насос, що забезпечує управління процесом паливоподачі, тобто управління цикловою подачею палива, кутом початку нагнітання (впорскування) палива насосом, законом подачі палива [1, 2, 3, 4, 5].

Разом з тим реалізація ресурсу та потенційних можливостей паливної апаратури можлива лише за умови забезпечення стабільності підтримання характеристик та параметрів процесу паливоподачі в регламентованих межах та умовах реальної експлуатації транспортних засобів.

Експлуатаційні значення техніко-економічних та екологічних показників дизелів в процесі роботи суттєво погіршуються. Це пояснюється, насамперед, зміною технічного стану елементів паливної системи. Таким чином, виникає проблема у своєчасному та якісному коригуванні параметрів процесу паливоподачі за допомогою ремонтно-обслуговуючих впливів. Це дозволить здійснювати цілеспрямовану зміну контрольованих параметрів, забезпечуючи тим самим необхідний характер перебігу процесів подачі палива, його розпилювання та згоряння на кожному експлуатаційному етапі [8, 9].

На практиці відновлення працездатності паливної апаратури можливе за наявності на сервісних підприємствах відповідної номенклатури обладнання. Підвищення якості технічного обслуговування паливної апаратури нерозрив-

но пов'язане з удосконаленням методів та засобів контролю параметрів паливоподачі під час стендових випробувань. [20].

Існуючі на ремонтно-обслуговуючих підприємствах агропромислового комплексу (АПК) технології та засоби випробування і контролю параметрів паливоподачі не повною мірою враховують тенденцію конструктивного розвитку систем паливної апаратури дизелів та не відповідають вимогам науково-технічного прогресу. Не повною мірою використовуються можливості отримання об'єктивної інформації про контрольовані параметри під час стендових випробувань паливних насосів високого тиску (ПНВТ) з метою підвищення якості регулювання та ефективності роботи паливної апаратури. Крім того, необхідно зазначити, що на даний час в системі технічного сервісу АПК є велика кількість морально і фізично застарілих стендів для випробування дизельної паливної апаратури, які не задіяні в технологічних процесах через наявні несправності. Всі ці обставини зумовлюють пошуки підвищення якості технічного обслуговування паливної апаратури. Резервом удосконалення методів та засобів контролю параметрів паливоподачі під час випробувань паливних насосів високого тиску дизелів є модернізація стендів для їх випробування та регулювання.

Отже забезпечення високої точності і достовірності контрольованих параметрів під час випробування насосів високого тиску дизелів на сервісних підприємствах є актуальною ресурсозберігаючої проблемою, що має практичну значимість.

Об'єкт дослідження. Якісні показники, що характеризують процес випробування паливних насосів на безмоторних стендах.

Предмет дослідження. Закономірності впливу модернізації безмоторних стендів на точність вимірювання параметрів паливоподачі.

Мета дослідження. Підвищити достовірність результатів роботи випробувальних стендів шляхом їх модернізації з метою забезпечення якості контролю параметрів паливоподачі.

1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Зміна регулювальних параметрів паливних насосів під час експлуатації та їх вплив на показники роботи дизеля

Переваги використання дизельного двигуна як джерела енергії для автотракторної техніки порівняно з бензиновим обумовлені кращою економічністю, завдяки високому ступеню стиснення і більшій величині компресії, що покращують процеси горіння паливоповітряної суміші, підвищеному коефіцієнту корисної дії, стабільній характеристиці крутного моменту у всьому робочому діапазоні, малому вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах. [1, 2].

У сучасних умовах до показників роботи дизелів ставиться комплекс вимог, серед яких пріоритетними вважаються паливна економічність і токсичність відпрацьованих газів [3, 4, 5].

Енергетичні, економічні та екологічні показники роботи дизелів (потужність, витрата палива на одиницю напрацювання, величина механічних і теплових навантажень, надійність і токсичність) переважно залежать від технічного стану паливної апаратури.

Відповідно до функціонального призначення та конструктивного виконання паливна апаратура автотракторних дизелів повинна забезпечувати [6, 8]:

- подачу за короткий проміжок часу (0,001–0,01 с) точно дозованої кількості палива в циліндри двигуна відповідно до порядку їх роботи;
- інтенсивне впорскування палива в камеру згоряння під високим тиском і в дрібнорозпиленому стані;
- оптимальний розподіл розпиленого палива по об'єму камери згоряння залежно від типу та форми її конструктивного виконання;

- подачу палива в певний момент часу відносно верхньої мертвої точки положення поршня на такті стиску та відповідно до навантажувальних та швидкісних режимів роботи двигуна;

- підтримку стабільності параметрів процесу паливоподачі;

- регламентований ступінь очищення дизельного палива від різних видів забруднень.

Істотне погіршення техніко-економічних та екологічних показників дизелів під час експлуатації техніки пояснюється насамперед зміною технічного стану елементів паливного насоса високого тиску (ПНВТ).

За даними літературних джерел встановлено [8, 9, 11], що в процесі експлуатації автотракторної техніки погіршення параметрів паливних насосів високого тиску, що впливають на потужнісні, економічні та екологічні показники роботи автотракторних дизелів, значною мірою відбувається з наступних причин:

- абразивного спрацювання прецизійних деталей (плунжерні пари, нагнітальні клапани);

- спрацювання рухомих деталей у механізмі управління регулятором та елементах паливного насоса (зміна жорсткості пружин та технологічних зазорів);

- відхилення регульовальних параметрів від значень, регламентованих нормативною документацією.

Основним критерієм, що визначає технічний стан паливного насоса, є величина зазору у спряженні циліндричних поверхонь плунжерної пари. Зміна зазору між спряженими поверхнями відбувається внаслідок абразивного спрацювання механічними частинками, що містяться в паливі. Механічні домішки, що знаходяться в паливі у зваженому стані і, що переміщуються з великою швидкістю, потрапляють у зазор між поверхнями плунжерної пари і викликають збільшення зазору між ними. Із збільшенням зазору у з'єднанні «плунжер-втулка» зменшується тиск, що розвивається плунжерною парою,

внаслідок зростання витоків палива з надплунжерного простору під час його нагнітання. В результаті зменшується циклова подача палива, знижується продуктивність насоса та погіршуються пускові якості дизеля.

Якщо на високій частоті обертання кулачкового вала насоса, внаслідок високої швидкості переміщення плунжера та малої тривалості процесу впорскування, зміна величини зазору в плунжерній парі в широкому діапазоні (0,5 – 14 мкм) практично не впливає на основні показники процесу паливоподачі, то під час роботи на пусковому режимі збільшення зазору призводить до істотного зниження пускової подачі палива, і, як наслідок, запуск двигуна стає ускладненим.

Спрацювання плунжерних пар впливає і на зміну кута початку нагнітання (впорскування) палива в камери згоряння циліндрів двигуна. Зі збільшенням діаметрального зазору в плунжерній парі впорскування палива форсункою в циліндри починається пізніше. Дослідженнями встановлено, що із збільшенням діаметрального зазору від 0,0005 до 0,014 мм при частоті 1700 хв⁻¹ колінчатого вала паливо впорскується в циліндри двигуна на 3° пізніше [11, 13, 14, 17, 18].

Параметрами, що характеризують вплив технічного стану плунжерних пар на показники роботи дизеля, є: потужність N_e , питома витрата палива g_e та циклова подача палива насоса на режимі пуску $q_{ц}$.

На рис. 1.1 показані залежності зміни потужності, питомої витрати палива та пускової подачі палива від величини зазору δ в плунжерній парі насоса 4УТНМ дизеля Д-245.

З графіків видно, що разом із спрацюванням плунжерних пар відбувається суттєве погіршення параметрів завершальної ланки розмірного ланцюга.

Із зміною зазору в плунжерній парі з 2 до 14 мкм (граничне значення) потужність дизеля знижується з 62,0 до 48,8 кВт, тобто на 21,3 %, питома витрата палива збільшується з 240,4 до 248,8 г/кВт-год (на 3,4 %), циклова подача палива за секціями насоса зменшується з 88 до 78 мм³/цикл (на 7 %) [17].

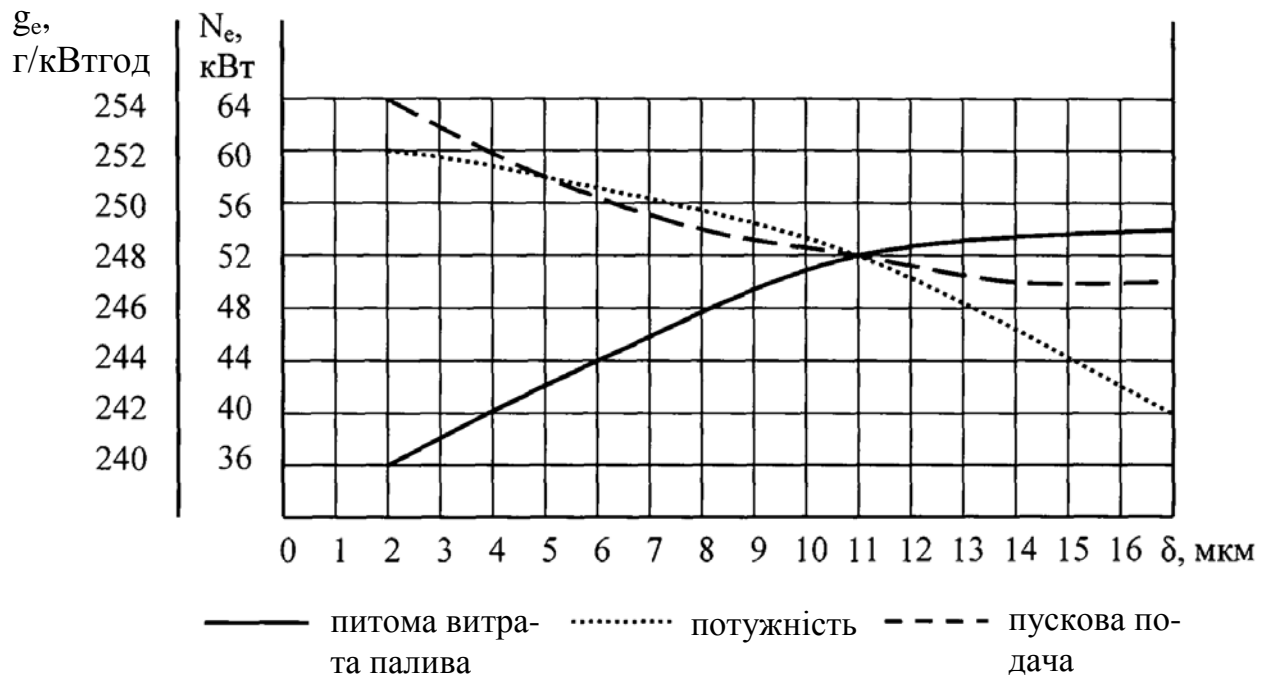


Рисунок 1.1 – Залежності зміни потужності, питомої витрати пального та циклової подачі пального від величини зазору в плунжерній парі паливного насоса

Фазові параметри паливних насосів (кут початку нагнітання палива і чергування подачі палива по насосних секціях) визначаються технічним станом деталей наступного розмірного ланцюга: «кулачковий вал - штовхач плунжера - регулювальний болт - втулка плунжера - поворотна гільза - зубчастий сектор».

Зазор між торцем плунжера та сідлом нагнітального клапана в процесі експлуатації паливного насоса збільшується. Причинами зміни зазору можуть бути ослаблення затягування контргайки регулювального болта штовхача або спрацювання торцевої поверхні болта штовхача. В обох випадках плунжер перекриває впускний отвір втулки плунжера пізніше і, отже, кут початку нагнітання палива **збільшується**.

На нерівномірність подачі палива секціями насоса впливає величина зазорів у спряженнях "рейка - зубчастий сектор поворотної втулки", "плунжерний повідець - паз поворотної втулки". У результаті спрацювання значення

зазорів у цих спряженнях збільшується, що зумовлює збільшення кута самовільного повороту плунжера та нерівномірності подачі палива. Встановлено, що зі збільшенням осевого переміщення (люфту) рейки до 0,4 мм нерівномірність подачі палива підвищується до 5 %, а у випадку збільшення зазору між плунжерним повідцем та пазом поворотної втулки до 0,12 мм – на 4 % [18, 20, 21].

Нерівномірність подачі палива є сумою міжсекційної (δ_c) та міжциклової нерівномірностей (δ):

$$\delta_{\Sigma} = \delta_c + \delta. \quad (1.1)$$

Величини δ_c і δ при цьому оцінюються за тією самою формулою:

$$\delta_c(\delta) = 2 \frac{g_{\max} - g_{\min}}{g_{\max} + g_{\min}} 100\%, \quad (1.2)$$

де g_{\max} і g_{\min} – максимальне та мінімальне значення середніх циклових подач палива секцією насоса (у випадку δ_c) або максимальна та мінімальна циклові подачі палива розглянутої секції насоса, визначені з 30 послідовних циклових подач палива (у випадку δ).

Відповідно до нормативних вимог [18] відхилення годинної або середньої циклової подачі паливного насоса на номінальній частоті обертання його вала або частоті обертання, що відповідає максимальному крутному моменту, під час регулювання на стенді, для автотракторних дизелів не повинно виходити за межі $\pm 1,5\%$ (під час перевірки на контрольному стенді допускається додаткове відхилення не більше $\pm 1\%$).

Технічний стан нагнітальних клапанів характеризується величиною зазору між пояском та поверхнею отвору сідла клапана, тобто герметичністю клапана по замикаючому конусу. У нагнітального клапана спрацьовується поверхня розвантажувального пояска та конуса. Діаметр розвантажувального пояска клапана зменшується на 0,003-0,004 мм, а на конусі утворюється кільцеве вироблення. Збільшення діаметрального зазору по розвантажувальному пояску призводить до збільшення нерівномірності подачі палива в циліндри

дизеля. У випадку нещільного прилягання клапана до сідла паливо під час руху плунжера вниз перетікає з паливопроводу в насосну секцію і спричиняє падіння тиску в нагнітальному паливопроводі. При падінні тиску в нагнітальному паливопроводі нижче за нормативне значення частина ходу плунжера, що витрачається на стиснення палива, збільшується, а хід дійсного нагнітання зменшується. У результаті паливо впорскується в камери згоряння циліндрів дизеля пізніше, кількість палива, що подається, насосною секцією різко зменшується, а двигун починає працювати з перебоями [23, 24].

На параметри процесу впорскування палива впливають також гідродинамічні властивості нагнітальних трубопроводів, що характеризуються довжиною і діаметром каналу. В автотракторних дизелях застосовуються нагнітальні трубопроводи з внутрішнім діаметром до 2 мм. Допуск на відхилення діаметра – $\pm 0,15$ мм. На параметри процесу впорскування палива довжина трубопроводу на номінальній частоті обертання колінчастого вала впливає несуттєво. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала вплив довжини трубопроводу істотніший, що пов'язано з підвищенням опору трубопроводу. Це в своє чергу викликає зростання запізнення впорскування палива. Крім того, зі збільшенням швидкісного режиму зменшується кут випередження впорскування палива. З викладеного випливає, що для забезпечення ідентичних умов подачі палива в окремі циліндри двигуна необхідно встановлювати на двигуні нагнітальні трубопроводи однакової довжини. Більш істотний вплив на параметри процесу впорскування палива чинить внутрішній діаметр нагнітальних трубопроводів. Із зменшенням діаметра паливопровідного каналу, внаслідок змінання конусних наконечників та перегинів, збільшується нерівномірність подачі палива по циліндрах двигуна.

Зміна параметрів процесу впорскування палива найчастіше є наслідком відхилень фактичних значень регульовальних параметрів від встановлених нормативною документацією технічних вимог на величину більшу за допустиму.

До регулювальних параметрів паливних насосів, що змінюються в експлуатаційний період, відносяться [14, 21]:

- величина і нерівномірність циклової подачі палива за насосними секціями на номінальній частоті обертання, на максимальній частоті обертання холостого ходу, на частоті при максимальному крутному моменті, на пусковому режимі;

- частота обертання кулачкового вала насоса, що відповідає початку дії регулятора;

- частота обертання кулачкового вала насоса, що відповідає повному виконанню подачі палива регулятором;

- кут початку нагнітання палива першою секцією паливного насоса щодо кута повороту кулачкового вала для насосів з симетричним профілем кулачка або величини ходу плунжера від «нижньої мертвої точки» для насосів з несиметричним профілем кулачка;

- чергування подачі палива за секціями насоса;

- тиск початку відключення обмежувача димлення (пневмокоректора);

- тиск відкриття нагнітальних клапанів;

- кут відносного розвороту напівмуфт автоматичної муфти випередження впорскування палива;

- кут випередження подачі палива в градусах повороту колінчастого вала.

Величезні паливні ресурси, що необхідні для проведення весняно-польових та збиральних робіт у сільському господарстві України недостатньо ефективно використовуються через низьку паливну економічність автотракторних та комбайнових дизелів. У зв'язку з цим актуальною проблемою є забезпечення оптимальних показників стосовно витрати палива, ефективної потужності дизеля та відповідності дедалі зростаючим вимогам щодо токсичності відпрацьованих газів, на основі своєчасного та якісного виконання ремонтно-обслуговуючих операцій під час технічного сервісу дизельної паливної апаратури.

1.2 Аналіз конструктивного виконання стендів для випробування та регулювання паливних насосів високого тиску

На практиці проведення регулювальних операцій можливе лише на спеціальних засобах – стендах для випробування та регулювання дизельної паливної апаратури (ДПА). Функціональним призначенням контрольно-регулювальних стендів є відтворення швидкісних, навантажувальних та теплових режимів роботи ПНВТ та вимірювання наступних їх основних параметрів паливоподачі [4, 9, 14, 20]:

- величини та нерівномірності циклової подачі палива по секціях паливного насоса при різних швидкісних та навантажувальних режимах: на частоті обертання, що відповідає запуску дизеля; на частоті обертання, що відповідає номінальній потужності; на максимальній частоті обертання холостого ходу; на частоті обертання, що відповідає максимальному крутному моменту;

- частоти обертання кулачкового вала ПНВТ, що відповідає початку дії регулятора;

- частоти обертання кулачкового вала ПНВТ, що відповідає автоматичному вимкненню подачі палива регулятором;

- кутів початку нагнітання (впорскування) палива секціями насоса щодо кута повороту кулачкового вала для насосів з симетричним профілем кулачка або величини ходу плунжера для насосів з несиметричним профілем кулачка;

- чергування подачі палива за насосними секціями ПНВТ;

- кутів розвороту напівмуфти автоматичної муфти випередження впорскування палива;

- тиску початку та кінця відключення обмежувача димлення;

- тиску відкриття нагнітальних клапанів;

- тиску та температури палива, що надходить у випробуваний насос.

За кордоном регулювальні стенди виробляють багато фірм, зокрема такі відомі, як «Хартридж», Англія (AVM2-PC, HA-4500, HA-1600); "Бош", Німе-

ччина (EPS-807, EPS-815); "Моторпал", Чехія (NC-132, NC-133). На теренах СНД налагоджене виробництво стендів для випробування та регулювання ДПА (КИ-921 МТ, КИ-22210; КИ-15711М-01-03, КИ-15711М-01-05М, КИ-15711М-01-06) (рисунок 1.2).

За основні конструктивні складові стенду можна відзначити систему, що управляє частотою обертання привода ПНВТ, вузол вимірювання об'ємної подачі палива насосом та лінію низького тиску, що забезпечує подачу палива до ПНВТ. Як допоміжні, можуть бути системи термостабілізації палива і пристрої, що фіксують момент початку подачі палива нагнітальною секцією.

Розглянемо основні елементи конструкцій зарубіжних та вітчизняних стендів.

Головний привід призначений для вироблення потужності, достатньої для приведення в дію випробуваного насоса, зміни та підтримки стабільності частоти обертання вихідного вала в широкому діапазоні регулювання на різних навантажувальних та швидкісних режимах. Приводом стендів можуть служити різні приводи з необхідним діапазоном регулювання частоти обертання, у тому числі: механічний, гідравлічний, електричний або їх комбінації.

Найпростіший і дешевий спосіб, що використовується на стендах КИ-921 та його модифікаціях – механічний клинопасовий варіатор. Основними недоліками такого рішення є обмежений діапазон регулювання, що обумовлений двома піддіапазонами регулювання, що перемикаються перекиданням ремня на приводних шківках, нестабільність підтримки частоти обертання приводного вала.

Стенди з гідроприводом (Motorpal, КИ-15711) мають хороші експлуатаційні якості – прийнятний спосіб регулювання частоти обертання, великий крутний момент на низькій частоті обертання, прийнятну стабільність швидкісного режиму. Недоліком гідроприводів є висока вартість, наявність великої кількості прецизійних деталей та низька ремонтпридатність.



а)



BOSCH

б)



в)



г)

а - фірми Хартрідж; б – фірми Бош (EPS-815); в - КИ-22210; г - фірми Моторпал

Рисунок 1.2 – Загальний вигляд стендів для випробування та регулювання паливної апаратури

В стенда КИ-15711М-01 гідропривод складається з бака, насоса, гідромотора, фільтра, запобіжних клапанів, теплообмінника та електродвигуна. Зміна частоти обертання вихідного вала здійснюється за допомогою регульованого насоса (від 0 до 1400 хв⁻¹), а вище – за допомогою регульованого гідромотора (від 1400 до 3000 хв⁻¹).

На стендах "Star-12P" та "Minor-8" використовуються 3-фазні комутаційні електродвигуни змінного струму з регулюванням частоти обертання. Перевагою цього рішення є зручність регулювання, а недоліком – залежність частоти обертання від моменту на валу, що ускладнює підтримку швидкісного режиму під час випробування насоса.

На даний час для регулювання частоти обертання застосовуються асинхронні електродвигуни з блоком перетворення частоти обертання. Відносно невисока вартість, широкий діапазон, зручність регулювання, стабільність та простота використання роблять цей метод найефективнішим із усіх можливих. На стендах СДМ-8 та СДМ-12 використовується електропривод, що складається з асинхронного електродвигуна потужністю від 3,7 до 18 кВт, і перетворювача частоти MITSUBISHI, що дозволяє плавно регулювати частоту обертання вихідного вала стенда від 50 до 3000 хв⁻¹.

Система паливоподачі призначена для подачі до випробуваного насоса необхідної кількості палива із заданими значеннями температури і тиску та автоматичної підтримки їх у регламентованих межах. Система паливоподачі включає: паливний бак, резервуар для збору забрудненого палива, стендовий підкачуючий насос, гідроклапан тиску, дроселі, фільтр-гідроаккумулятор, клапанну коробку і систему термостабілізації.

Паливний бак розташований у нижній частині корпусу стенда. У баку встановлюється стендовий насос, система термостабілізації і фільтр грубої очистки палива.

Стендовий насос призначений для подачі палива під тиском до випробуваного насоса. Він приводиться у дію від окремого електродвигуна через муфту.

Система термостабілізації призначена для автоматичної підтримки в заданих межах температури палива, що надходить із системи паливоподачі в головку випробуваного ПНВТ у всьому діапазоні циклових подач. Вона складається з електричного нагрівача, теплообмінника (радіатора), терморегулятора, вимірювача температури та сигналізатора рівня палива в баку.

Гідроклапан тиску призначений для перепуску палива із системи паливоподачі в бак у випадку підвищення тиску (розташований на кришці фільтра-гідроакумулятора).

Дроселі забезпечують плавну зміну кількості палива, що подається у випробуваний насос. У клапанній коробці встановлюються зворотні та запобіжні клапани.

У системі паливоподачі стенда КИ-15711М-01 передбачені дві системи: високого та низького тиску. Система високого тиску включає: стендовий насос, гідроклапан (який працює як запобіжний), дроселі, фільтр-гідроакумулятор (складається з двох фільтруючих елементів тонкого очищення палива), клапанну коробку та корпус датчика температури з датчиками та реле температури, трубопроводи високого тиску. Система низького тиску включає: паливний бак, фільтри грубої і тонкої очистки палива, манометр, мірний блок, паливопроводи низького тиску, ротаметр.

Система вимірювання подачі палива призначена для визначення величини циклової подачі палива лініями високого тиску (продуктивності насосних секцій ПНВТ).

Для вимірювання величини подачі палива окремими секціями насоса у складі стендів найбільшого застосування набули системи, виконані на основі мірних ємностей, так звані мензуркові системи вимірювання подачі палива. Система, крім вимірювальних мензурок, складається з піногасників, лічильника та задавача числа циклів за час виміру. Мензуркова система виміру ґрунтується на визначенні величини палива, зібраного в скляні (градуйовані) мензурки в результаті впорскування кожною форсункою за певну кількість ци-

клів. Кількість зібраного в мензурці палива вимірюється за поділками зовнішньої шкали ємності (по нижньому меніску палива в мензурці).

Відомі три типи мензуркових вимірювальних систем, що відрізняються способом наповнення і зливу зібраного палива.

У перших системах, які називаються системами з верхнім наповненням, паливо надходить у мензурки зверху та після вимірювання зливається з мензурок їх переверотом. Така система є найпростішою, проте обмежує продуктивність регулювальних робіт та точність виміру.

У системах другого типу паливо надходить у мензурки та зливається звідти знизу через клапанний пристрій (без повороту). У цих системах підвищені точність (відсутнє осадження палива в посудині) та продуктивність вимірювання, виключені витрати часу на переверот мензурки, практично не утворюється піна на поверхні розділу двох середовищ. Проте можлива негерметичність зливного клапана може ускладнити експлуатацію стенда.

Третій тип системи вимірювання подачі палива є електронним пристроєм, обладнаним точними витратомірами. У цих системах результат вимірювання циклової подачі палива виводиться у числовому вигляді безпосередньо на монітор стенда, а програмне забезпечення дозволяє проводити тестування паливного насоса в автоматичному режимі.

Система вимірювання фазових параметрів (електронний блок) призначена для відліку кількості обертів кулачкового вала насоса (циклів), формування сигналів управління виконавчими пристроями мірного блоку стенда, вимірювання кута початку впорскування палива та його чергування за насосними секціями ПНВТ, перевірки роботи автоматичної муфти.

У конструкціях стендів переважають два види системи вимірювання фазових (кутових) параметрів впорскування палива (стосовно ВМТ кулачка вала випробуваного насоса). Система вимірювання першого типу включає маховик або диск з нанесеними на його обід градусними поділами для відліку кута повороту кулачкового вала насоса, а також стробоскопічний пристрій з фотое-

лектричними датчиками фіксації кута початку впорскування палива форсунками та імпульсною (стробоскопічною) лампою. У другому типі системи кут початку впорскування палива контролюється за допомогою електричних сигналів від датчиків тиску.

На більшості стендів, крім випробування основних типів паливних насосів високого тиску, передбачена можливість випробування автономних складальних одиниць паливної апаратури: паливопідкачувальних насосів, муфт випередження впорскування палива, пневмокоректорів та паливних фільтрів.

Під час контролю паливопідкачувальних насосів перевіряють продуктивність для різної величини протитиску, максимальний тиск на виході та максимальне розрідження на вході в насос. Під час перевірки паливних фільтрів контролюють їхню герметичність і пропускну здатність. Муфту випередження впорскування палива контролюють за зміщенням веденої муфти відносно ведучої у тому числі в момент впорскування палива кожною насосною секцією.

Аналіз конструктивного виконання вітчизняних стендів для регулювання та випробування паливної апаратури показує, що вони не повною мірою задовольняють сучасні вимоги щодо автоматизації процесів вимірювання.

Вимоги до вузлів автоматизованого стенда для випробування ПНВТ найповніше сформульовані в роботах [20, 21]:

- стенд для приводу вала досліджуваного ПНВТ повинен забезпечувати автоматичну підтримку заданої частоти обертання з похибкою не більше $\pm 1 \text{ хв}^{-1}$;

- пристрій вимірювання циклової подачі палива має забезпечувати похибку не більше 0,5%, а також автоматизацію допоміжних операцій, видачу результатів вимірювання на табло у цифровій формі або у формі електричного сигналу;

- стенд повинен забезпечувати автоматичну підтримку заданої температури палива з похибкою не більше $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$;

- стенд повинен бути обладнаний пристроєм для кріплення ПНВТ, з'єднання його вала з валом стенда та монтажу паливних магістралей.

1.3 Аналіз похибок, що вносяться конструктивними елементами стендів на точність вимірювання параметрів паливоподачі

За результатами випробувань та дослідженнями експлуатаційних характеристик конструктивних систем стендів встановлено, що на процес випробування та регулювання ПНВТ впливають непомітні для регулювальника вхідні та вихідні чинники. До вхідних чинників можна віднести систему приводу та систему паливоподачі, а до вихідних – пропускну здатність форсунок та нагнітальних трубопроводів, систему вимірювання подачі палива [9, 14].

Вплив мензуркової вимірювальної системи. Тепер на всіх вітчизняних стендах для випробування та регулювання ДПА вимірювання подачі палива засноване на зчитуванні показів об'єму палива, зібраного у скляну мірну ємність за певну кількість циклів. Технічні характеристики мірних ємностей представлені у таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики мірних ємностей

Назва показника	Значення показника	
	посудина ємністю 40 мл	посудина ємністю 135 мл
Місткість (номінальна), мл	40	135
Ціна поділки, мл	0,2	1,0
Місткість, що відповідає нижній позначці шкали, мл	14	40
Габаритні розміри, мм	17,4×320	28,4×320
Маса, кг	0,070	0,117

Проаналізуємо основні причини, що зумовлюють виникнення випадкових похибок. Виникнення похибки зливу палива пов'язане із взаємодією молекул палива і матеріалу, з якого виготовлена мірна ємність. Ця взаємодія призводить до "прилипання" палива до стінок мірної ємності. У результаті, після зливу палива з мензурок, невелика його частина залишається в мірній ємності, що у випадку подальшого виміру призводить до збільшення кількості палива, фактично поданого насосом.

Певним чином похибку зливу палива можна стабілізувати за досить тривалої витримки (до 2 хв) мірної ємності горловиною вниз, що в умовах випробувань насосів призводить до зниження продуктивності праці. Величина цієї похибки значною мірою залежить від температури (в'язкості) палива, ступеня очищення внутрішніх поверхонь мірних ємностей, рівня вібрації стінки, від площі змоченої внутрішньої поверхні мірної ємності, а також від інших чинників, пов'язаних з особливостями фізичного складу і технології виготовлення мірних ємностей.

Похибка осадження палива таким чином, як і похибка зливу палива, зумовлена явищем змочування внутрішніх поверхонь мірної ємності. В аналізованому класі мензуркових систем похибка виникає у зв'язку з неповним стіканням палива з внутрішніх поверхонь мірної ємності в інтервалі часу між припиненням подачі палива в мірну ємність і моментом зчитування показів зібраного палива в кожній мірній ємності. З визначення похибки осадження випливає, що ця похибка, на відміну від похибки зливу, зменшує фактично зібраний об'єм палива за період вимірювання. Для стабілізації стікання палива із внутрішніх поверхонь мірних ємностей (стабілізації похибки осадження) перед зчитуванням показів необхідно здійснювати витримку часу впродовж тридцяти секунд. Похибка осадження залежить від тих самих чинників, як і похибка зливу. Проте, необхідно зазначити, що у випадку збільшення наповнення мірних ємностей паливом похибка зливу збільшується, то похибка осадження може зменшуватися, оскільки у цьому випадку зменшується площа змоченої поверхні вище за рівень розділу середовищ «повітря-паливо».

Шкальна похибка має місце під час зчитування показів за шкалами мірних ємностей промислового виготовлення. Ця похибка обумовлюється наявністю меніска на поверхні розділу середовищ «повітря-паливо», а також незручним для зчитування показів положенням очей оператора щодо шкали мірних ємностей. За нормальних умов випробування шкальна похибка може дорівнювати половині ціни поділки шкали мірних ємностей, а за несприятли-

вих – досягати величини ціни поділки шкали. Вплив шкальної похибки можна звести до мінімуму конструктивно шляхом використання в стендах мензуркової системи з нижнім наповненням та примусовим витісненням палива із мірних ємностей.

Похибка градуювання обумовлена технологією виготовлення та конструкцією мірних ємностей (номінальна місткість; ціна поділки; місткість, що відповідає нижній позначці шкали). Похибка градуювання зменшується під час використання мірних ємностей з робочим об'ємом 40 та 135 мл, ціною поділки 0,1 та 0,2 мл та нижньою відміткою шкали, що розпочинається з нуля.

Похибка, що вноситься лічильником циклів, призводить до попадання в мірні ємності кількості доз (поодиноких впорскувань) палива більшої або меншої, встановленої оператором. Похибка циклів пов'язана в основному з механізмом, який приводить у дію лічильник циклів. Похибка лічильника та механізму приводу лотка становить одне впорскування та найвагоміша під час проведення вимірювань з використанням мензурок з найменшим об'ємом (40 мл). Наприклад, якщо замість 100 заданих впорскувань в мірні ємності потрапляє кількість палива від 103 впорскувань, то за величини циклової подачі палива 200 мм^3 ($0,2 \text{ см}^3$) похибка циклів складе $0,4 \text{ мм}^3$.

Поряд із зазначеними похибками в мензурковій системі, що розглядається, можуть проявлятися похибки, які важко виявити і оцінити. Наприклад, на величину об'єму палива, зібраного за період вимірювання, впливає наявність бульбашок нерозчиненого повітря в паливі, розбризкування струменя палива лотком під час перекриття горловини, відмінність у гідравлічному опорі окремих ліній нагнітання палива тощо.

Аналіз похибок, що вносяться мензурковою системою вимірювання подачі палива показує, що наявність залишкової кількості палива в мірних ємностях, точність зчитування оператором рівня меніска палива за зовнішньою шкалою мірних ємностей, наявність бульбашок повітря в мірних ємностях на поверхні розділу середовищ «повітря – паливо» вносять істотні похибки у

процес вимірювання циклової подачі палива і є досить значущими. Відповідно до нормативних вимог номінальна похибка вимірювання циклової подачі палива має бути не більшою 1%.

Також необхідно зазначити, що ще одним суттєвим недоліком мензуркової системи вимірювання подачі палива є підвищена екологічна небезпека для оператора, пов'язана з виділенням парів палива у навколишнє середовище та їх впливом на стан здоров'я оператора.

Під час використання мензуркової систем вимірювання подачі палива зчитування показів за шкалою 12-ти мірних ємностей викликає підвищене напруження зору оператора (пов'язане з невеликою відстанню між сусідніми штрихами шкал), що призводить до підвищення його стомлюваності.

Таким чином, можна констатувати, що основними критеріями вдосконалення системи вимірювання подачі палива повинні бути:

- зменшення похибки вимірювання до 0,5%;
- підвищення продуктивності виміру не менше, ніж у 2 рази;
- підвищення екологічної безпеки для оператора.

Найперспективнішою системою вимірювання подачі палива є тип мензуркової системи з наповненням мірних ємностей і зливом палива знизу, що усуває помилки, пов'язані зі зливом палива «прилипанням», утворенням мениска палива, і забезпечує поліпшення екологічних показників (виключається випаровування палива в навколишнє середовище) умов праці регулювальника. Виходячи з критерію «ціна-якість», цей тип мензуркової системи можна рекомендувати для використання на стендах широкого вжитку.

Принциповим технічним напрямом удосконалення вимірювальних пристроїв є метод, в якому вимірювання подачі палива реалізується без використання скляних мірних ємностей (подібні вимірювальні пристрої отримали назву безмензуркові). У складі даних пристроїв використовуються датчики перетворення в електричний сигнал величини подачі палива насосними секціями і мікропроцесорний блок вимірювання, що перетворює аналогові електри-

чні сигнали в цифрову форму, зручну для зчитування оператором результатів вимірювання.

Вплив системи паливоподачі. Під час перевірки в майстернях і ремонтних підприємствах потужності, що розвивається, і витрати палива (годинної та питомої) відремонтованих двигунів часто встановлюється невідповідність годинної продуктивності насоса на безмоторному стенді та двигуні.

Пояснення цьому знаходить у наступному: під час регулювання паливо подається насосом у форсунки та впорскується в піногасники стенду, тобто у середовище з атмосферним тиском. Температура палива на вході в головку паливного насоса коливається в межах $-25...35^{\circ}\text{C}$. Відрегульований насос, встановлений на двигуні, вже потрапляє в інші умови роботи. Влітку у більшості двигунів температура палива в головці насоса досягає $+60...70^{\circ}\text{C}$, а взимку знижується до $+5...10^{\circ}\text{C}$. Форсунки на двигуні подають паливо в циліндри, тобто в середовище із протитиском. У різних двигунів тиск у циліндрах різний і знаходиться в межах $0,8-2,8$ МПа. Це залежить від конструкції двигуна, режиму його роботи, технічного стану циліндропоршневої групи.

Нерівномірність ступеня прогріву елементів системи паливоподачі стенда також сприятиме появі відмінностей у фізичних властивостях палива на її ділянках. Так, наприклад, на прогрітому стенді різниця в температурі палива, що знаходиться в паливному баку та в головці випробуваного ПНВТ, становить $10-15^{\circ}\text{C}$ [14, 23]. Найбільшою мірою зміна температури в зазначених межах позначається на фізичних властивостях дизельного палива, що застосовується в стендах (в'язкість, щільність, стисливість, питома маса). Різні види дизельного палива мають значення кінематичної в'язкості при 20°C в межах $1,5-6,0$ сСт. Залежність щільності палива від температури можна виразити співвідношенням:

$$\rho_n = \rho_o [1 - \beta(t - t_o)], \quad (1.3)$$

де t_o і t – відповідно регламентована та підвищена температура палива, $^{\circ}\text{C}$; ρ_o і ρ – відповідно щільність палива для регламентованої та підвищеної темпера-

тури, г/см^3 , β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення дизельного палива, що дорівнює 0,00085277.

Як видно з наведеного співвідношення з підвищенням температури щільність палива знижується за лінійною залежністю (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2 – Залежність щільності дизельного палива від температури

Температура, °С	0	20	40	60	80
Щільність, г/см^3	0,85	0,83	0,81	0,79	0,77

Із зменшенням щільності збільшуються витрати палива в прецизійній парі «плунжер-втулка» паливного насоса, що сприяє зменшенню вагової кількості палива, що подається насосною секцією, оскільки масова циклова подача пов'язана з об'ємом через щільність.

Між кінематичною в'язкістю дизельного палива та щільністю існує кореляційний зв'язок, з якого випливає, що щільність коливається в межах 0,79...0,85 г/см^3 . Внаслідок коливання в'язкості палива циклова подача палива може змінюватися на 5,2 $\text{мм}^3/\text{цикл}$ або на 7%.

Температура палива в процесі випробування та регулювання ПНВТ відповідно до технічних умов повинна підтримуватися в межах $\pm 1^\circ\text{C}$. У випадку зміни температури у зазначених межах циклова подача палива може змінюватися на 0,6 $\text{мм}^3/\text{цикл}$ або 0,81%. Отже, температура палива і його щільність можуть істотно впливати на похибку вимірювання продуктивності паливного насоса під час його випробування. Вплив температурної похибки можна мінімізувати шляхом встановлення в баку стенда системи терморегуляції, що забезпечує автоматичну підтримку температури палива на вході в головку насоса в межах $35 \pm 5^\circ\text{C}$.

Вплив системи вимірювання фазових параметрів (кутів початку впорскування палива). Найефективніше згоряння палива в циліндрах дизельного двигуна відбувається у випадку його впорскування до приходу поршня у верхню мертву точку. Для кожного типу дизеля регламентується оптимальний кут випередження. Будь-яке зміщення кута випередження початку впорску-

вання палива від регламентованого значення призводить до неповного згоряння палива.

Основним елементом, що визначає кут випередження впорскування палива на дизелі, є паливний насос високого тиску. Таким чином, можна зробити висновок, що кут початку впорскування палива по кожній секції ПНВТ є одним з основних параметрів та його необхідно регулювати у процесі випробування.

На даний час існує два основних способи визначення кута початку впорскування палива секціями ПНВТ.

Перший спосіб заснований на статичній оцінці кута нагнітання палива на початку руху мениска палива в капілярній трубці моментоскопа, встановленого на штуцері першої насосної секції при повільному повертанні кулачкового вала ПНВТ. Відлік кута ведеться за кутовою шкалою диска стенда відносно осі симетрії профілю кулачка. Основними недоліками способу є недостатня точність вимірювання через наявність суб'єктивного чинника під час реєстрації руху мениска в капілярній трубці моментоскопа; невідповідність значення кута початку нагнітання палива, виміряного в статичному режимі, значенню параметра, виміряного в динамічному (реальному) режимі.

Другий спосіб заснований на вимірюванні кута початку нагнітання палива секціями ПНВТ в динамічному режимі з використанням стробоскопа.

Основні недоліки способу:

- кут початку нагнітання палива першою секцією насоса не вимірюється, що призводить до необхідності встановлення кута початку нагнітання першої секції в статиці;

- кут початку впорскування палива наступними секціями вимірюється не від початку нагнітання першою секцією, а від якогось інтегрального моменту, що визначається суб'єктивним візуальним методом за максимальною довжиною факела розпилювання у скляній склянці;

- кут початку нагнітання палива визначається непрямим способом, оскільки стробоскоп прив'язується не до кута початку нагнітання, а до кута початку впорскування палива, що призводить до додаткової похибки вимірювання за рахунок неідентичності технічного стану стендових форсунок.

На підставі аналізу існуючих способів вимірювання кута початку впорскування палива та їх недоліків можна сформулювати основні принципи, на яких повинні розроблятися пристрої вимірювання фазових параметрів з метою підвищення точності та достовірності результатів випробування:

- вимірювання має проводитися в динамічному режимі;
- за момент початку нагнітання палива необхідно вибирати реальний сигнал із датчиків тиску.

З проведених досліджень випливає, що метрологічні характеристики контрольно-регулювальних стендів вносять похибку у вимірювані значення параметрів ПНВТ до 25% і вимагають удосконалення їх конструктивних елементів.

1.4 Висновки та завдання дослідження

1. Результати проведених досліджень причин відмов елементів паливних систем автотракторної техніки в умовах експлуатації показали, що відмови, в основному, обумовлені порушенням правил технічного обслуговування, низькою якістю застосовуваного палива (високий вміст води, сторонні домішки, некондиційний фракційний склад палива), недостатньо якісним проведенням ремонтно-обслуговуючих впливів на сервісних підприємствах.

2. Аналіз літературних джерел показує, що основною причиною відхилення показників робочого циклу дизеля від регламентованих значень техніко-економічних показників його роботи є порушення параметрів паливоподачі, які визначають якість сумішоутворення та перебігу робочих процесів згоряння палива в циліндрах двигуна.

3. Незважаючи на значну кількість робіт, виконаних з дослідження проблеми забезпечення ідентичності та стабільності параметрів паливоподачі дизелів, актуальною проблемою є підвищення точності вимірювання контрольованих параметрів ПНВТ на спеціалізованих стендах.

Таким чином, можна зробити висновок, що в сучасних умовах розвитку економіки країни поліпшення експлуатаційних показників роботи дизелів є актуальною і виключно важливою народногосподарською проблемою.

4. Аналіз систем, пристроїв та конструктивних особливостей стендів для випробування та регулювання паливних насосів високого тиску показує, що на даний час на ремонтно-обслуговуючих підприємствах агропромислового комплексу спостерігається потреба в ресурсозберігаючому обладнанні для випробування та регулювання паливної апаратури, а наявне потребує модернізації. Випробувальні стенди, що знаходяться в експлуатації, мають обмежені можливості у забезпеченні об'єктивної оцінки контрольованих параметрів та обробки отриманої інформації. Дана ситуація у вітчизняній практиці знижує якість послуг технічного сервісу дизельної паливної апаратури.

Для досягнення поставленої мети у роботі поставлені такі завдання дослідження:

- встановити закономірність впливу конструктивних елементів безмото- рних стендів на точність вимірювання параметрів паливоподачі під час ви- пробування насосів високого тиску;

- дослідити вплив методів та засобів контролю параметрів паливоподачі на похибку їх вимірювання під час стендових випробувань;

- модернізувати стенд для випробування та регулювання ПНВТ та експе- риментально оцінити ефективність його роботи;

- оцінити безпечність конструкції випробувального стенда;

- визначити економічну ефективність від впровадження модернізованого контрольно-регулювального стенда в ремонтно-обслуговуючому виробницт- ві.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВОПОДАЧІ СТЕНДІВ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ПАЛИВНИХ НАСОСІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ПІД ЧАС ЇХ МОДЕРНІЗАЦІЇ

2.1 Теоретичне обґрунтування впливу мензуркової вимірювальної системи на точність вимірювання циклової подачі палива

Аналіз літературних джерел, каталогів ремонтно-технологічного обладнання, рекламних проспектів фірм виробників обладнання, а також патентний пошук показали, що в теперішній час у випробувальних стендах вимірювання циклової подачі палива ПНВТ проводиться за допомогою мензурок з градуованою шкалою або за допомогою автоматичних витратомірів, що вимірюють у режимі реального часу кількість палива по секціях із зображенням гістограм витрати палива за досліджуваними насосними секціями на моніторі комп'ютера [20].

У випадку мензуркового способу для вимірювання циклової подачі палива здійснюється налив палива одночасно від усіх секцій у вимірювальні мензурки протягом заданої кількості циклів після спрацьовування електромагнітного клапана, а потім візуальним зчитуванням рівня за шкалою мензурки визначається циклова подача.

Обом способам вимірювання притаманні свої недоліки та переваги. Автоматичний спосіб більш точний і залежить від похибки витратоміра. Значення подачі автоматично потрапляють у програму, розраховується нерівномірність подачі по секціях, видається результат порівняння з нормативними значеннями. У випадку наливу палива в мензурки візуально можна відразу визначити якісну різницю подачі від різних секцій і не проводити налив за нормативами тест-плану в повному обсязі, тим самим скоротивши час регулювання, що актуально для механічних ПНВТ на початку налаштування при достатньому досвіді регулювальника [25].

У теперішній час у вітчизняних стендах для випробування та регулювання дизельної паливної апаратури вимірювання подачі палива засноване на зчитуванні показів об'єму палива, зібраного в скляну мірну ємність за певне число циклів.

Середня циклова подача палива (q_u) для об'ємного методу вимірювання розраховується за формулою:

$$q_u = \frac{\sum V}{Z \cdot i} 10^3, \text{ (мм}^3\text{/цикл),} \quad (2.1)$$

де $\sum V$ – сумарний об'єм палива, що надходить у мірні ємності за i -е число циклів, см^3 ; Z – число ліній високого тиску; i – число циклів, за яке здійснено подачу палива в j -у мірну ємність; 10^3 – коефіцієнт переведення см^3 в мм^3 .

Під час випробування та регулювання ПНВТ на випробувальних стендах циклову подачу палива для однієї секції можна визначити за формулою:

$$q_{u1} = \frac{V_j}{i}, \quad (2.2)$$

де V_j – об'єм палива, що надходить у j -у мірну ємність під час вимірювання, см^3 .

Якщо зважити на ступінь наповнення мірної ємності, то формула (2.2) прийме наступний вид:

$$q_{u1} = \eta \frac{V}{i}, \quad (2.3)$$

де V – номінальна місткість мірної ємності, мл; η – коефіцієнт наповнення мірної ємності.

Коефіцієнт наповнення мірної ємності визначається з виразу:

$$\eta = \frac{V_j}{V}. \quad (2.4)$$

У випадку $\eta = 1$ максимальний та мінімальний об'єми палива у мірних ємностях визначаються за формулами:

$$V_{\max} = V + \Delta V; \quad (2.5)$$

$$V_{\min} = V - \Delta V, \quad (2.6)$$

де $\pm\Delta V$ – зміна об'єму палива у мірних ємностях, пов'язана з похибками вимірювання.

Зміна об'єму, в основному, спричинена відносною похибкою (Δ), що становить суму систематичної та випадкової складових:

$$\Delta = \Delta_{cuc} + \Delta_{vun}, \quad (2.7)$$

де $\Delta_{cuc} = \delta_m$ – систематична температурна похибка; Δ_{vun} – випадкова похибка.

Загальна випадкова похибка визначається за такою формулою:

$$\Delta_{vun} = \sqrt{\delta_{зл}^2 + \delta_{ос}^2 + \delta_{шк}^2 + \delta_{зр}^2 + \delta_{ц}^2 + \delta_o^2} 100\%, \quad (2.8)$$

де $\delta_{зл}$, $\delta_{ос}$, $\delta_{шк}$, $\delta_{зр}$, $\delta_{ц}$, δ_o – відповідно похибки зливу палива, осадження палива, шкальна (похибка візуального зчитування рівня палива), градуювання мірних ємностей, лічильника циклів, іншого характеру.

Сумарну відносну похибку вимірювання циклової подачі палива можна визначити, використовуючи такий вираз:

$$\delta_g = \sqrt{\delta_v^2 + \delta_{ц}^2 + \delta_n^2}, \quad (2.9)$$

де δ_g – похибка вимірювання циклової подачі палива; δ_v – похибка вимірювання об'єму впорскненого палива; $\delta_{ц}$ – похибка лічильника циклів; δ_n – похибка вимірювання циклової подачі палива за рахунок похибки вимірювання частоти обертання (з урахуванням нахилу зовнішньої характеристики подачі на номінальній частоті обертання).

Похибка вимірювання об'єму впорскнутої рідини визначається за формулою:

$$\delta_v = \sqrt{\delta_{зч}^2 + \delta_0^2 + \delta_{зм}^2 + \delta_{тар}^2}, \quad (2.10)$$

де $\delta_{зч}$ – похибка під час зчитування результату виміру; δ_0 – похибка установки нульового рівня палива у вимірювальній мензурці; $\delta_{зм}$ – похибка за рахунок стікання палива зі стінок вимірювальної мензурки, що залишилося від попереднього вимірювання; $\delta_{тар}$ – похибка тарування вимірювальної мензурки.

Абсолютні похибки встановлення нульового рівня палива у вимірювальних мензурках (ΔV_0) та зчитування ($\Delta V_{зч}$) результатів вимірювання приймаємо рівними половині мінімальної поділки шкали вимірювальної мензурки, тобто по $1,0 \text{ см}^3$.

Похибка, що вноситься температурними змінами геометричних розмірів вимірювальної мензурки (ΔV_m) визначається за формулою:

$$\Delta V_m = V_{вим} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (2.11)$$

де $V_{вим}$ – об'єм палива, що надходить у вимірювальну мензурку під час випробувань насосів; β – коефіцієнт об'ємного розширення матеріалу мензурки ($\beta = 3\alpha$, де α – коефіцієнт лінійного розширення скла $\alpha = 1 \cdot 10^{-5} \text{ град}^{-1}$); Δt – різниця температур під час тарування вимірювальної мензурки в режимі вимірювання.

Враховуючи, що температура вимірювальної мензурки дорівнює температурі палива, що зливається з неї і те, що температура палива на зливні з мензурок перевищує температуру на вході в насос на $15\text{-}20 \text{ }^\circ\text{C}$ приймаємо значення $\Delta t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. В цьому випадку вираз 2.11 набуде наступного вигляду:

$$\Delta V_m = 30 \cdot 3 \cdot 10^{-5} \cdot V_{вим} = 9 \cdot 10^{-4} \cdot V_{вим}. \quad (2.12)$$

Похибка, що вноситься стіканням палива зі стінок вимірювальної мензурки (ΔV) залежить від часу зливу. На рис. 2.1 представлено графік залежності об'єму палива, що залишається на стінках вимірювальних мензурок, від часу стікання палива при його в'язкості $6,35$ і $7,32 \text{ сСт}$.

Результати наведених рис. 2.1 даних показують, що з в'язкістю $6,35 \text{ сСт}$ залишок палива на стінках вимірювальних мензурок задовільно описується емпіричною залежністю наступного виду:

$$\Delta V_{зм} = 3 / T_{зм}, \quad (2.13)$$

де $T_{зм}$ – час зливу палива із вимірювальних мензурок, с.

Похибку тарування вимірювальних мензурок у першому наближенні приймаємо рівною одній поділці шкали, тобто $\Delta T_{тар} = 1,0 \text{ см}^3$.

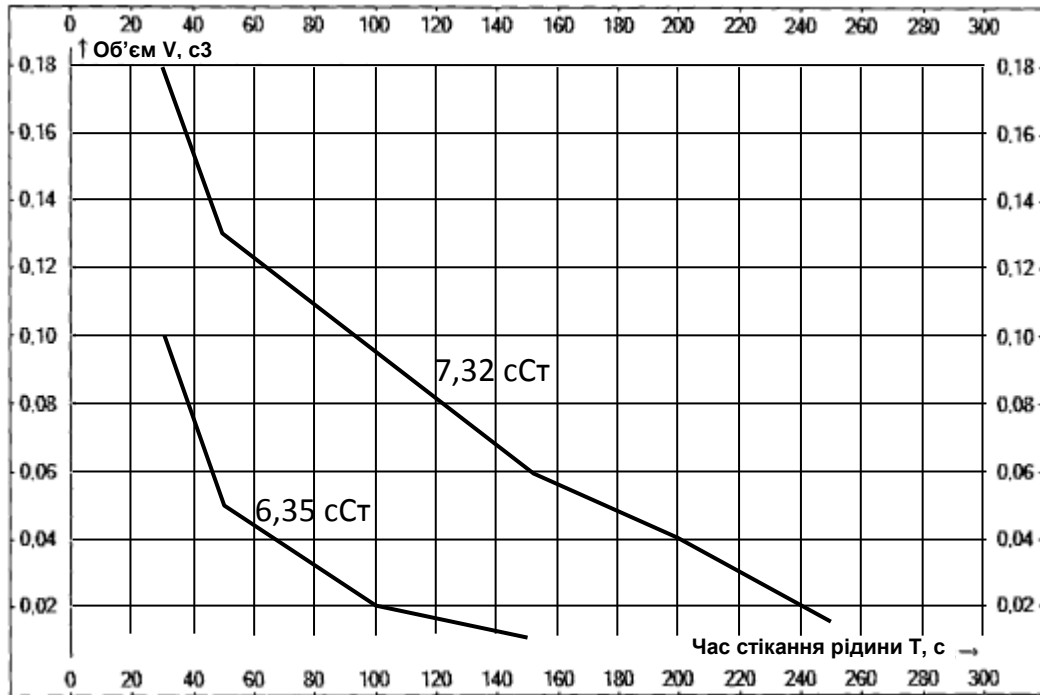


Рисунок 2.1 – Залежність об'єму палива, що залишається на стінках вимірювальних мензурок, від часу його стікання

Відносна похибка (δ) дорівнює абсолютній (Δ), віднесеній до вимірюваної величині, яка ($V_{вим}$) у нашому випадку рівна:

$$V_{вим} = g_{ном} \cdot z_p \cdot 10^{-3}, \quad (2.14)$$

де $g_{вим}$ – номінальна циклова подача досліджуваного насоса, мм³/цикл.

Таким чином, з урахуванням виразу 2.14 формула визначення похибки вимірювання циклової подачі палива має наступний вигляд:

$$\delta_v = \frac{\sqrt{\Delta V_{зч}^2 + \Delta V_0^2 + \Delta V_m^2 + \Delta V_{зм}^2 + \Delta V_{тар}^2}}{g_{ном} \cdot z_p \cdot 10^{-3}}. \quad (2.15)$$

Враховуючи вирази 2.11, 2.13, 2.14, а також значення, отримані вище, маємо:

$$\delta_v = \frac{(9 \cdot 10^7 \cdot g_{ном} \cdot z_p)^2 \left(\frac{3}{T_{зм}} \right)^2 + 3}{g_{ном} \cdot z_p \cdot 10^{-3}}. \quad (2.16)$$

Таким чином, відносна похибка вимірювання циклової подачі палива за рахунок неточності встановлення частоти обертання привода стенда (рис. 2.2) може бути апроксимована в залежність виду:

$$\delta_n = 0,1 \cdot \Delta n, \quad (2.17)$$

де Δn – відхилення дійсної частоти обертання від номінальної, хв^{-1} .

Якщо похибка лічильника ходів (циклів) ± 1 цикл (вимога нормативно-технічної документації), відносна похибка становитиме:

$$\delta_{\text{ц}} = 100 / z_p. \quad (2.18)$$

Підставляючи у формулу 2.9 вирази 2.16, 2.17 та 2.18 і, провівши перетворення, остаточно отримуємо наступне рівняння:

$$\delta_g = \sqrt{\frac{\frac{9}{T_{3m}^2} + 3}{g_{\text{ном}}^2 \cdot z_p^2 \cdot 10^{-10}} + 8,1 \cdot 10^{-3} + 0,01 \Delta n^2 + \frac{10^4}{z_p^2}}. \quad (2.19)$$

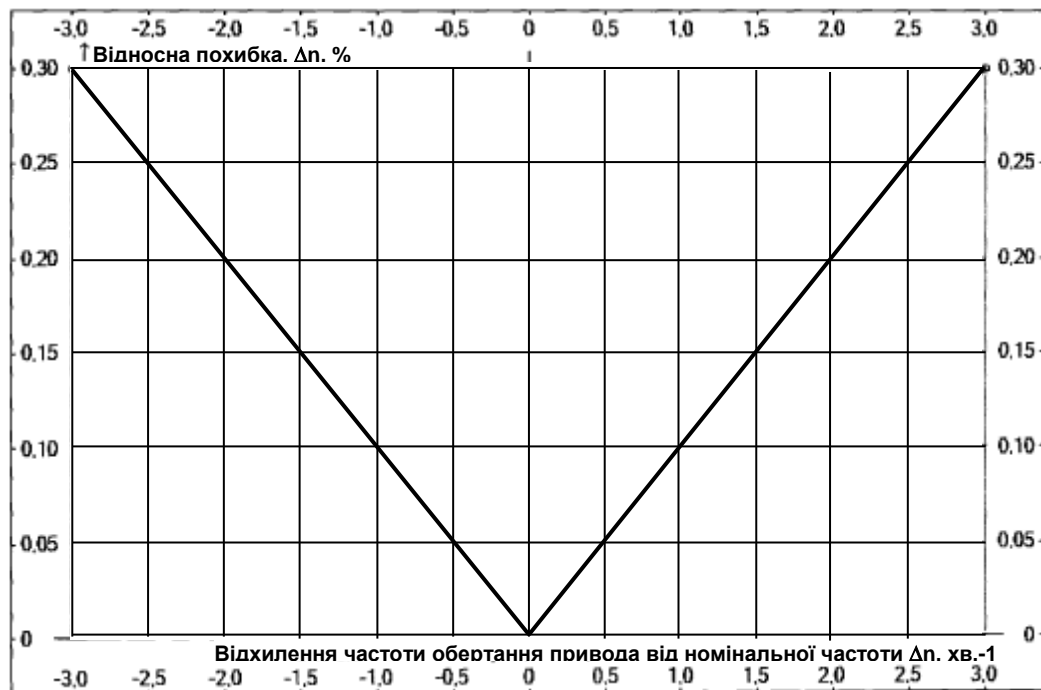


Рисунок 2.2 – Залежність похибки вимірювання циклової подачі палива від нестабільності частоти обертання привода стенда

Таким чином, використовуючи вираз 2.19 можна оцінити похибку вимірювання циклової подачі палива лініями високого тиску на стенді КИ-15711М залежно від параметрів випробуваного насоса та режимів випробування. Змінюючи параметри технологічних операцій, закладених в регламент на випробування паливного насоса (кількість циклів, витримка часу на злив між двома вимірами, стабільність підтримки частоти обертання), можна в деяких межах впливати на похибку вимірювання циклової подачі палива [35-40].

Так, наприклад, для насоса типу 4УТНМ (двигун Д-245), що має $g_{ном} = 88$ мм³/цикл; $n_{ном} = 2200$ хв⁻¹, при витримці на стікання палива $T_{зм} = 30$ с, точності встановлення частоти обертання ± 1 хв⁻¹ (враховуючи похибку тахометра ± 1 хв⁻¹), $\Delta n = 2$ хв⁻¹ та кількості циклів $Z_p = 500$ (за регламентом), похибка вимірювання, розрахована за формулою 2.19, становить $\delta_g = 5,0\%$, що виходить за допустимі межі згідно ГОСТ 8670-82 (1%). Результати розрахунків значень похибки вимірювання циклової подачі палива представлені на рисунках 2.3 та 2.4.

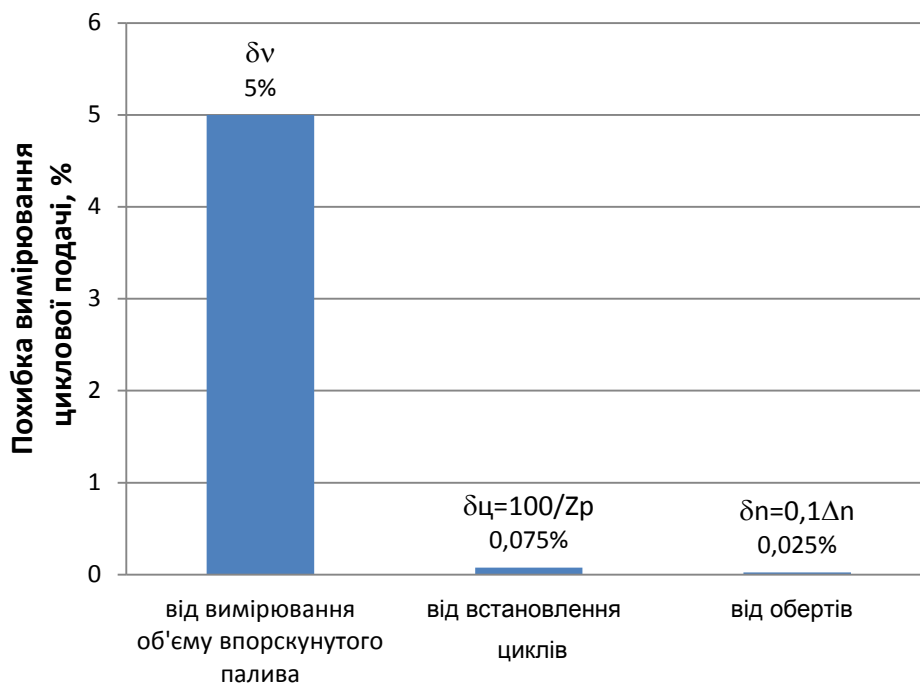


Рисунок 2.3 – Середньостатистичний розподіл похибки вимірювання циклової подачі палива

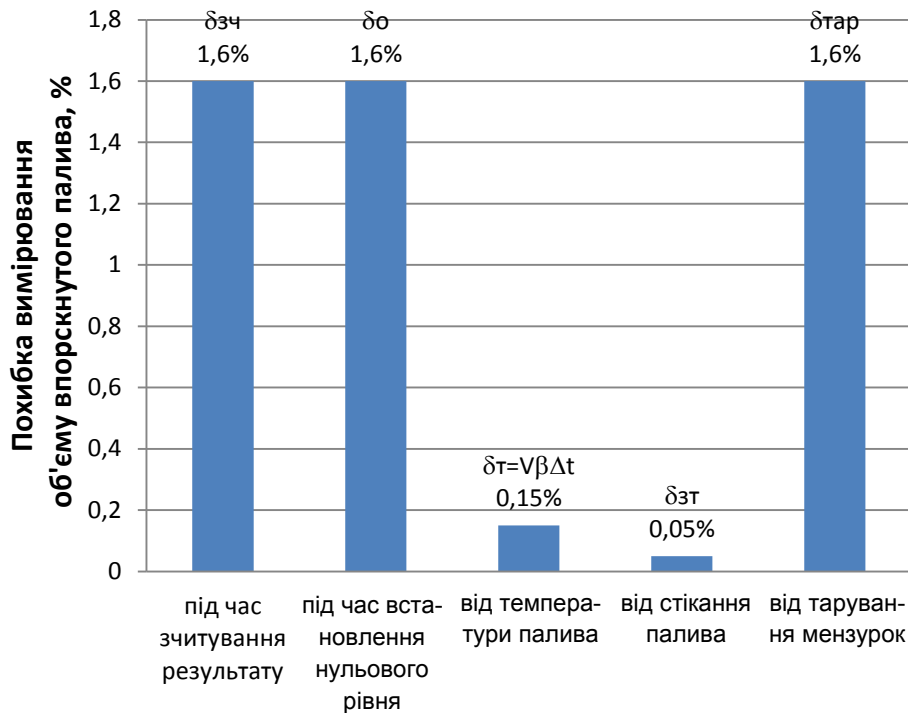


Рисунок 2.4 – Середньостатистичний розподіл похибки вимірювання об'єму впорскнутого палива

Отримані на підставі теоретичних розрахунків значення похибок, що вносяться конструктивними системами регулювальних стендів, підтверджують гіпотезу про вплив на точність вимірювання контрольованих параметрів ПНВТ системи вимірювання та приводу.

2.2 Дослідження впливу системи термостабілізації випробувального стенда на точність регулювання параметрів паливних насосів

Більшість стендів для випробування паливних насосів високого тиску обладнані системою підтримання постійного температурного режиму (системою термостабілізації), що дозволяє встановлювати та підтримувати за час випробування різну температуру палива на вході в головку ПНВТ.

Відомо, що зміна температури палива впливає на його кінематичну в'язкість та щільність, а ці параметри (рисунок 2.5) у свою чергу впливають на міжциклову нерівномірність паливоподачі (рисунок 2.6).

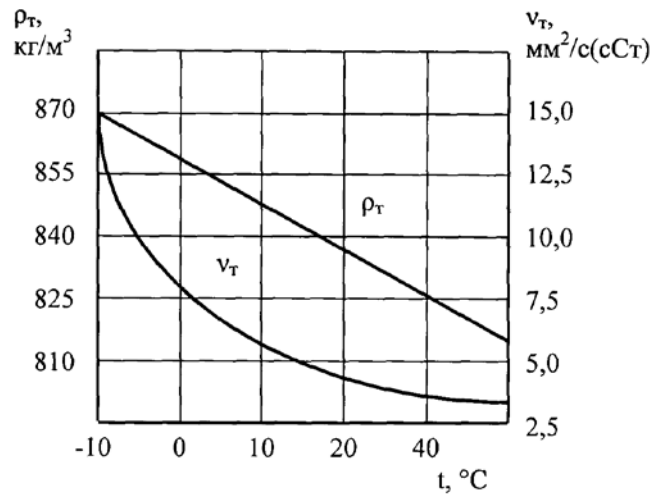


Рисунок 2.5 – Залежність щільності ρ_m і кінематичної в'язкості ν_m палива в баку від температури

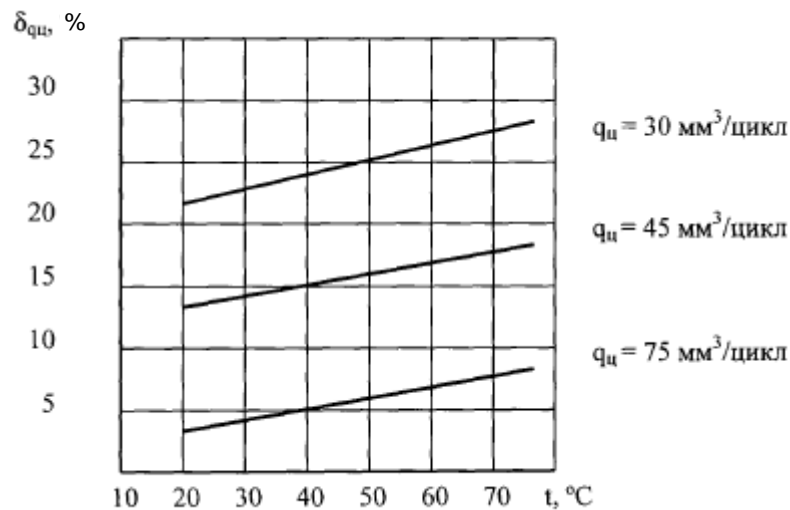


Рисунок 2.6 – Зміна міжциклової нерівномірності циклової подачі палива залежно від температури палива в головці насоса 4УТНМ

Як видно з графіка, поданого на рисунку 2.6, підвищення температури палива на вході в насос на кожні 10°C збільшує нерівномірність паливоподачі від 0,8 до 1,3%. У всьому діапазоні паливоподач залежності $\delta_{qц} = f(t)$ близькі до лінійних та характер впливу цієї закономірності на точність оцінок може бути врахований у вигляді поправочних коефіцієнтів, або під час безмоторних випробовуваннях необхідно підтримувати температуру палива рівною такій, що відповідає роботі двигуна на основних режимах.

Фізико-хімічні властивості палива, основними з яких є в'язкість та щільність, залежать від температури. У випадку зниження температури зростає як щільність, так і в'язкість палива. Паливо з невисокою щільністю підтікає через розпилюючі отвори форсунок і не розподіляється рівномірно по всій камері згоряння. Внаслідок прояву неоднорідності робочої суміші, погіршується процес згоряння та падає потужність двигуна. Малов'язке паливо проникає через зазори у плунжерній парі паливного насоса, що призводить до зниження тиску упорскування та зменшення циклової подачі. Зі збільшенням щільності палива якість сумішоутворення погіршується, оскільки під час розпилювання утворюються краплі, які не встигають випаруватися. Паливо за цих умов згорає не повністю, збільшується його витрата та процес супроводжується димним випуском відпрацьованих газів.

Температура палива в процесі випробування та налаштування ПНВТ відповідно з технічними умовами має підтримуватися в межах $\pm 1^\circ\text{C}$. Зі зміною температури в зазначених межах циклова подача палива може змінюватися на $0,6 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ або $0,81\%$.

Слід зазначити, що на контрольно-регулювальних стендах закордонних фірм передбачене застосування спеціальної технологічної рідини (випробувальна рідина). Проте це робить дорожчою вартість регулювальних операцій, оскільки випробувальна рідина повинна відповідати певним вимогам: бути сумісною з дизельним паливом, мати змащувальну властивість, не викликати корозію деталей стенда, насоса та форсунок.

Під час вимірювання циклової подачі палива на безмоторних стендах значний вплив на точність вимірювань має температура палива у мірних мензурках стенда. Через нестабільність цієї температури різниця у вимірах циклової подачі може перевищувати 3% .

Температура палива на вході в ПНВТ під час роботи його на стенді не на багато перевищує температуру навколишнього середовища, а під час роботи на двигуні, температура палива в корпусі ПНВТ може досягати $60-70^\circ\text{C}$.

Отже, під час випробування та регулювання ПНВТ на безмоторних стендах, необхідно враховувати температурний перепад між стендом та двигуном. Це дозволить підвищити ідентичність та стабільність параметрів паливної апаратури на дизелі.

Таким чином, стенди, що модернізуються, повинні мати систему автоматичної термостабілізації, що складається з нагрівального та охолоджувального елементів (радіатор, що обдувається повітрям). Температура палива має бути в межах 30...40 °С і підтримуватися з точністю ± 1 °С. Система управління стендом повинна відстежувати значення температури палива через сенсори та за необхідності автоматично вмикати та вимикати нагрівання або охолодження.

2.3 Висновки по розділу

1. Результати проведеного комплексу розрахункових досліджень та аналіз експлуатаційних характеристик конструктивних систем контрольно-регулювальних стендів підтвердив адекватність розроблених теоретичних підходів та можливість їх використання для вивчення чинників, що впливають на точність виміру параметрів паливоподачі насосів високого тиску з метою підвищення метрологічних характеристик стендів.

2. Встановлено, що під час випробування паливних насосів на безмоторних стендах на об'єктивність оцінки контрольованих параметрів впливають вхідні та вихідні чинники. До вхідних чинників відноситься привод стенда та система паливоподачі, а до вихідних – система вимірювання циклової подачі палива.

3. Якісний аналіз отриманих під час теоретичних досліджень результатів дозволив з'ясувати причини, що зумовлюють виникнення похибок у мензурковій системі вимірювання циклової подачі палива в контрольно-випробувальних стендах.

3 МЕТОДИКИ ТА ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Об'єкти дослідження, експериментальні установки, прилади та вимірювальна апаратура

Метою експериментальних досліджень є визначення впливу конструктивних елементів стендів для випробування ПНВТ та їх вимірювальних пристроїв на точність вимірювання контрольованих параметрів з метою обґрунтування технічних рішень, що дозволять забезпечити покращення метрологічних характеристик під час модернізації контрольно-регулювальних стендів. Похибка вимірів є об'єктивною реальністю. Результати вимірювань, яким би чином вони були отримані, завжди супроводжуються похибкою [10].

Результат виміру відрізняється від дійсного значення вимірюваної величини:

$$A = x \pm \Delta, \quad (3.1)$$

де x – результат вимірювання фізичної величини; Δ – похибка вимірювання.

Абсолютна похибка є різницею показів приладу (x) і справжнього (дійсного) x_0 значення вимірюваної величини:

$$\Delta = x - x_0. \quad (3.2)$$

Відносна похибка – відношення абсолютної похибки до дійсного значення вимірюваної величини:

$$\delta = (\Delta/x_0)100. \quad (3.3)$$

Зведена похибка – відношення абсолютної похибки до нормованого значення x_N :

$$\gamma = (\Delta/x_N)100. \quad (3.4)$$

Основна похибка нормується шляхом встановлення межі допустимої абсолютної, відносної та зведеної похибок.

Завданням експериментальних досліджень також було зіставлення метрологічних характеристик базового та модернізованого стендів з метою отримання об'єктивної інформації про ефективність гіпотези дослідження.

За об'єкти дослідження прийнято базовий стенд КИ-15711 та модернізований стенд (рис. 3.1).

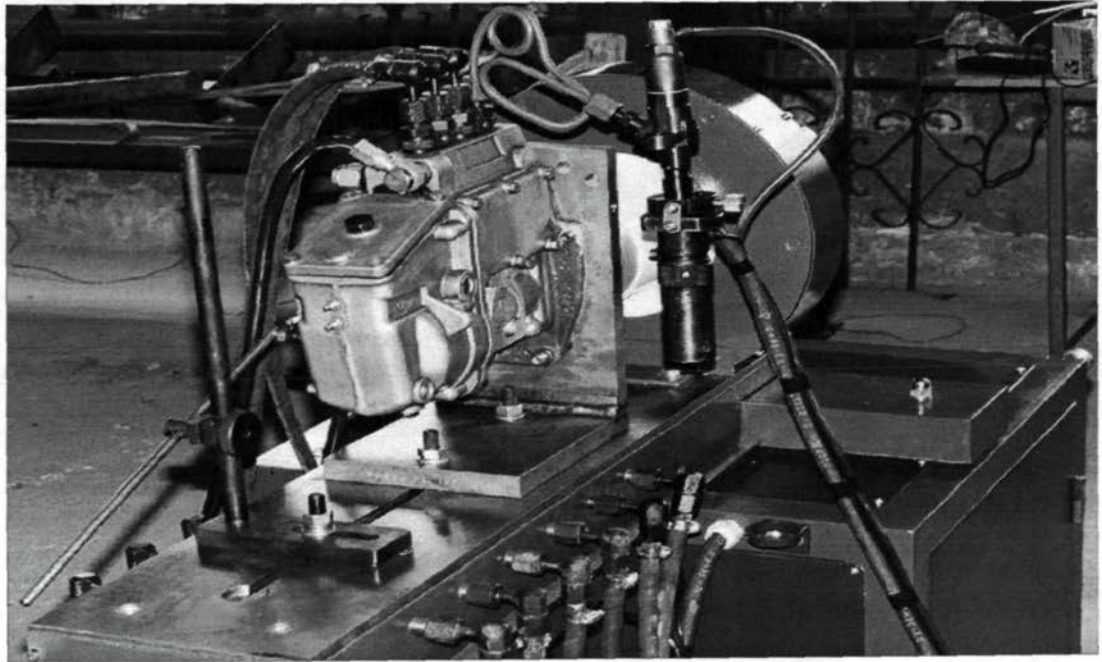


Рисунок 3.1 – Фрагмент випробування паливного насоса на модернізованому стенді

Модернізований стенд складається зі зварної рами, приводу, системи паливоподачі, системи вимірювання величини подачі палива, системи вимірювання фазових параметрів впорскування палива, приладів контролю та монтажних пристроїв.

Приводом стенда є електронно-керований електропривод з безступінчастою зміною частоти обертання на базі електродвигуна постійного струму потужністю 10 кВт та діапазоном швидкісного режиму $30 \dots 4000 \text{ хв}^{-1}$.

Привод розташований в центрі рами на одній площині з випробуваним насосом, що покращує його динамічні якості.

Для автоматичного підтримання температури палива в регламентованих межах у конструкції стенда передбачена система термостабілізації, що скла-

дається з електричного нагрівального елемента, теплообмінника (радіатора), терморегулятора, вимірювача температури та сигналізатора рівня палива в баку. Охолодження проводиться проточним повітрям, підведення якого здійснюється за допомогою увімкнення вентилятора.

Температура палива вимірюється датчиком, розташованим у паливопроводі перед штуцером на лінії подачі палива в головку насоса. Сигнал від датчика надходить на табло цифрового термометра, на якому зображується виміряна величина температури.

Система вимірювання величини подачі палива виконана на основі ролико-лопатевого витратоміра 3 (рис. 3.2), електронної мензурки 1 та електромагнітного клапана 2.

У режимі вимірювання циклової подачі палива пристрій працює наступним чином: за командою з комп'ютера клапан закривається, мензурка починає наповнюватися та розпочинається відлік кількості циклів. Інформація з витратоміра в цей час надходить на комп'ютер через мікропроцесорний блок керування. Після того, як мензурки наповняться і паливо торкнеться датчика, електромагнітний клапан відкривається, виміряний об'єм зливається в бак, фіксується кількість циклів та автоматично обчислюється об'єм циклової подачі палива, виміряний за допомогою електронної мензурки (рис. 3.3).

Система вимірювання фазових (кутових) параметрів початку нагнітання та чергування подачі палива по насосних секціях включає диск з нанесеними на його ободі градусними поділками (закріплений на маховику), призначеним для відліку кута повороту кулачкового вала насоса, фотоелектричні датчики початку впорскування палива форсунками та імпульсний стробоскоп.

Дослідження впливу температури та тиску палива на точність регулювання ПНВТ проводились на модернізованому стенді, обладнаному системою терморегулювання, що забезпечує автоматичну підтримку заданої температури технологічної рідини в діапазоні 20...50 °С з точністю $\pm 1^\circ\text{C}$. За технологічну рідину під час проведення експерименту прийнято дизельне літнє паливо.

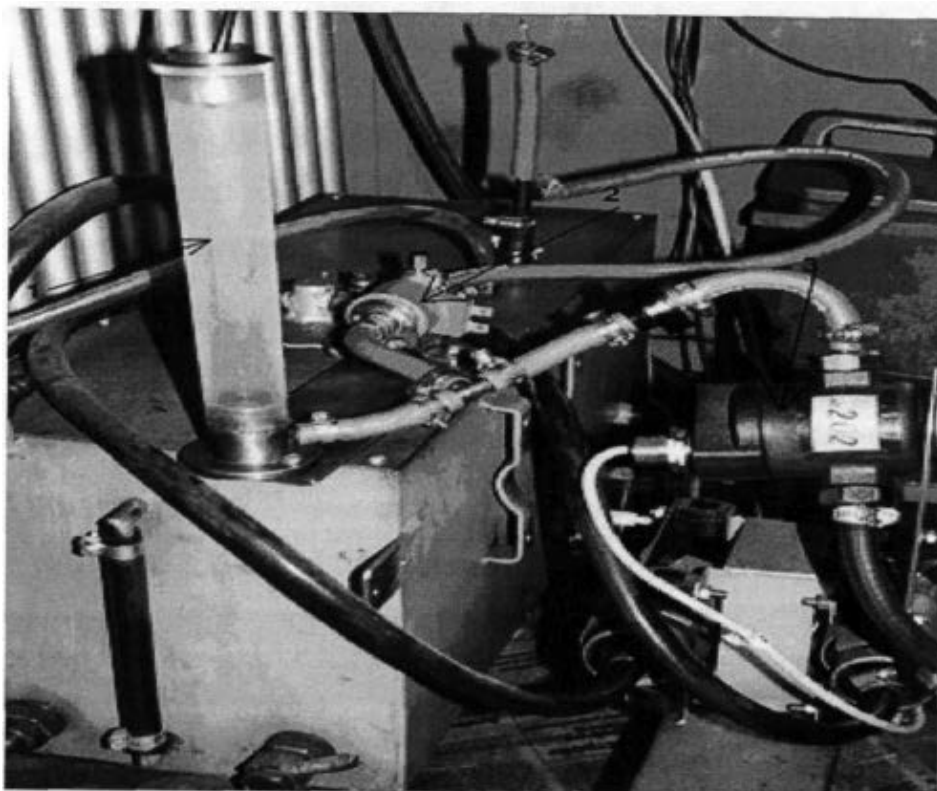
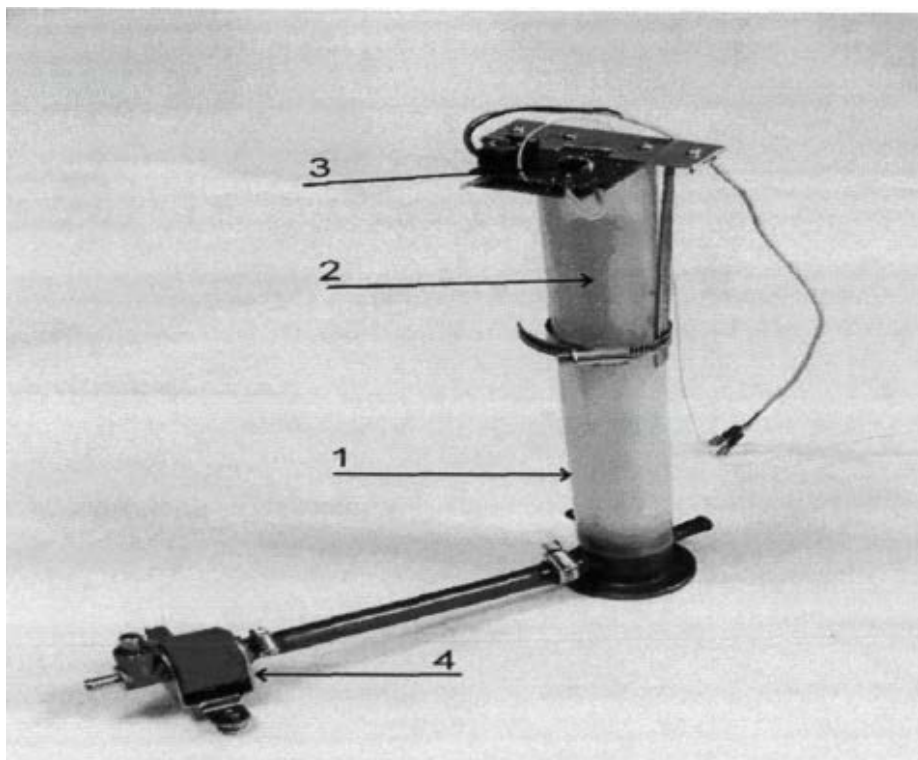


Рисунок 3.2 – Пристрій вимірювання циклової подачі палива



1 – мірна ємність; 2 – поплавець; 3 – прецизійний датчик зусилля; 4 – електромагнітний клапан

Рисунок 3.3 – Макет електронного модуля вимірювання циклової подачі палива

Вимірювання температури та тиску палива, контроль частоти обертання вала приводу стенда, запис швидкоплинних параметрів процесу паливоподачі під час безмоторних випробувань модернізованих та серійних засобів для випробування ДПА проводили за допомогою комплексу комп'ютерної діагностики КАД-400 на основі персонального комп'ютера, що поєднує у собі функції мотортестера, сканера електронних систем управління, двоканального цифрового осцилографа з пам'яттю на 100 кадрів, генератора електронних сигналів та комплекту накладних п'єзокерамічних датчиків.

Випробування проводилися за таких умов: температура навколишнього повітря – 20°C; відносна вологість повітря – 66%; барометричний тиск – 72 кПа; температура палива в головці ПНВТ – 35±2°C; випробувальний стенд встановлений за рівнем; вібрації та сильні електромагнітні поля відсутні; рівень палива в баку розташований вище середини паливопоказчика.

Межі допустимої основної похибки засобів вимірювання:

- похибка засобів вимірювання циклової подачі палива на номінальному режимі – не більше ±0,5%;
- похибка засобів вимірювання температури палива на впуску в головку насоса – не більше ±1,0°C;
- похибка засобів визначення числа циклів – не більше ±1 цикл;
- похибка засобів вимірювання частоти обертання вала приводу стенда – не більше ±0,5 хв⁻¹ в діапазоні частот обертання до 1000 хв⁻¹ (включно) та ±1,0 хв⁻¹ – понад 1000 хв⁻¹;
- похибка засобів вимірювання тиску палива на впуску в головку насоса – не більше ±0,01 МПа в діапазоні тиску 0,05–0,06 МПа та ±0,06 МПа в діапазоні 0,6–3,0 МПа;
- похибка засобів вимірювання кута повороту кулачкового вала насоса під час перевірки кута початку нагнітання (впорскування) палива – не більше ±15'.

3.2 Визначення дійсного відхилення температури палива

Регламентоване значення дійсного відхилення температури палива на вході в головку досліджуваного ПНВТ не повинно перевищувати $\pm 1^\circ\text{C}$.

Дійсне відхилення температури палива визначалося на працюючому модернізованому стенді з включеною системою терморегулювання та встановленим насосом моделі 4УТНМ на номінальному швидкісному режимі ($n = 2200 \text{ хв}^{-1}$) за умови встановлення регулятора температури на електронному блоці стенда на значення $35 \pm 2^\circ\text{C}$. Вимірювання температури палива на вході в головку насоса проводилося цифровим термометром ТК-3М (похибка вимірювання $\pm 1^\circ\text{C}$) у момент увімкнення та вимикання сигнальної лампи на електронному блоці стенда.

Дійсне відхилення температури палива визначалося за формулою:

$$\Delta t = t_1 - t_2, \quad (3.5)$$

де t_1 – температура палива у момент включення сигнальної лампи, $^\circ\text{C}$; t_2 – температура палива в момент вимкнення сигнальної лампи, $^\circ\text{C}$.

3.3 Визначення дійсного відхилення відліку числа обертів (циклів)

Дійсне відхилення відліку числа обертів (циклів) не повинно перевищувати $0,5 \text{ хв}^{-1}$ (циклів). Дійсне відхилення відліку числа обертів визначалося методом прямих вимірювань числа обертів частотоміром ЧЗ-57, відтворюваних приводом стенда за допомогою базового тахолічильника у трьох точках при 100 та 1000 циклах відповідно на частотах обертання 100 та 1000 хв^{-1} .

Дійсне відхилення відліку числа обертів (циклів) обчислювалося:

$$\Delta_{об} = in - z / n, \quad (3.6)$$

де i – покази лічильника числа обертів (циклів) штатного тахолічильника, хв^{-1} (циклів); z – покази частотоміра ЧЗ-57, імпульсів; n – число зубів (прорізей) диска датчика частоти обертання стенда, що дорівнює 144.

3.4 Визначення дійсного відхилення пропускної спроможності паливних секцій мірного блоку

Дійсне відхилення пропускної спроможності секцій паливного тракту мірного блоку не повинно перевищувати $\pm 0,5$ мл.

Визначення дійсного відхилення пропускної спроможності секцій паливного тракту мірного блоку проводилося на працюючому стенді зі встановленим насосом 4УТНМ на номінальному швидкісному режимі ($n=2200$ хв⁻¹) з однією стендовою мірною ємністю.

Дійсне відхилення пропускної спроможності секцій паливного тракту мірного блоку визначалося за формулою:

$$\Delta V = (\sum V / n) - V_i, \quad (3.7)$$

де $\sum V$ – сумарний об'єм палива, що надійшов у мірні ємності під час випробування всіх секцій паливного насоса, мл; n – число секцій мірного блоку, шт.; V_i – об'єм палива, що надійшов у i -у мірну ємність, мл.

3.5 Методика стендових випробувань дизеля

Техніко-економічні та інші показники роботи двигунів внутрішнього згорання, як правило, оцінюють за характеристиками, що отримуються під час стендових випробувань. Для проведення випробувань використовувався гальмівний стенд КИ-5543.

Загальна методика проведення стендових випробувань полягала у випробуванні двигуна Д-245 із встановленими по черзі на ньому насосами, відрегульованими відповідно на базовому та модернізованому стендах з подальшим зняттям та побудовою графіків відповідних характеристик.

Зняття регуляторної (швидкісної) характеристики проводили на усталеному режимі роботи і при цьому вимірювали такі величини: частоту обертан-

ня гальмівного вала n_2 ; навантаження на гальмі P_2 ; витрату палива за дослід ΔG_T ; час витрати палива τ , температуру охолоджувальної рідини t_p .

За результатами дослідів підраховувалися: потужність N_e ; годинна витрата палива G_T ; крутний момент M_k ; питома ефективна витрата палива g_e .

Після закінчення випробувань двигуна та після обробки отриманих даних будувалися криві регуляторної характеристики у функції частоти обертання: $N_e, M_k, g_e, G_T = f(n_{\text{об}})$.

Усі експериментально отримані дані оброблялися за стандартними методиками. Необхідні розрахунки виконувались за такими залежностями.

Ефективна потужність двигуна:

$$N_e = \frac{P_2 \cdot n}{1,36 \cdot 10^3} \text{ (кВт)}, \quad (3.8)$$

де P_2 – покази шкали динамометричного стенда, кгс, n – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

Крутний момент:

$$M_k = 9550 \frac{N_e}{n} \text{ (Нм)}. \quad (3.9)$$

Годинна витрата палива:

$$G_T = 3,6 \frac{\Delta G}{t} \text{ (кг/год)}, \quad (3.10)$$

де ΔG – контрольна маса палива, витрачена дизелем за час виміру, г, $\Delta G = 50\text{г}$; t – тривалість витрати контрольної маси палива, с.

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{G_T \cdot 10^3}{N_e} \text{ (г/кВтгод)}. \quad (3.11)$$

3.6 Висновки за розділом

1. Розроблена програма та методика експериментальних досліджень дозволяє вирішити поставлені завдання з мінімальними витратами трудових та матеріальних ресурсів за необхідної, але достатньої кількості вимірювань, що гарантують одержання дійсних значень контрольованих величин.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1 Результати досліджень впливу температурного чинника на точність вимірювання параметрів паливоподачі

З метою обґрунтування допустимого діапазону зміни температури палива у системі паливоподачі випробовуваного стенда було проведено дослідження впливу температури палива, що подається в головку ПНВТ на його основні параметри – циклову подачу палива, нерівномірність подачі палива за насосними секціями, кут початку впорскування палива.

Під час проведення досліджень на регульовальному стенді був встановлений ПНВТ моделі 4УТНМ, у якого рейка регулятора закріплена у положенні номінальної подачі. Насос подавав паливо через стендові форсунки, відрегульовані на тиск 18,0 МПа. Режим випробування встановлювався та підтримувався за допомогою приладів та систем стенду. Тиск у головці випробовуваного насоса дорівнював 0,1 МПа, а температура палива на вході в головку насоса змінювалася від 20 до 75 °С.

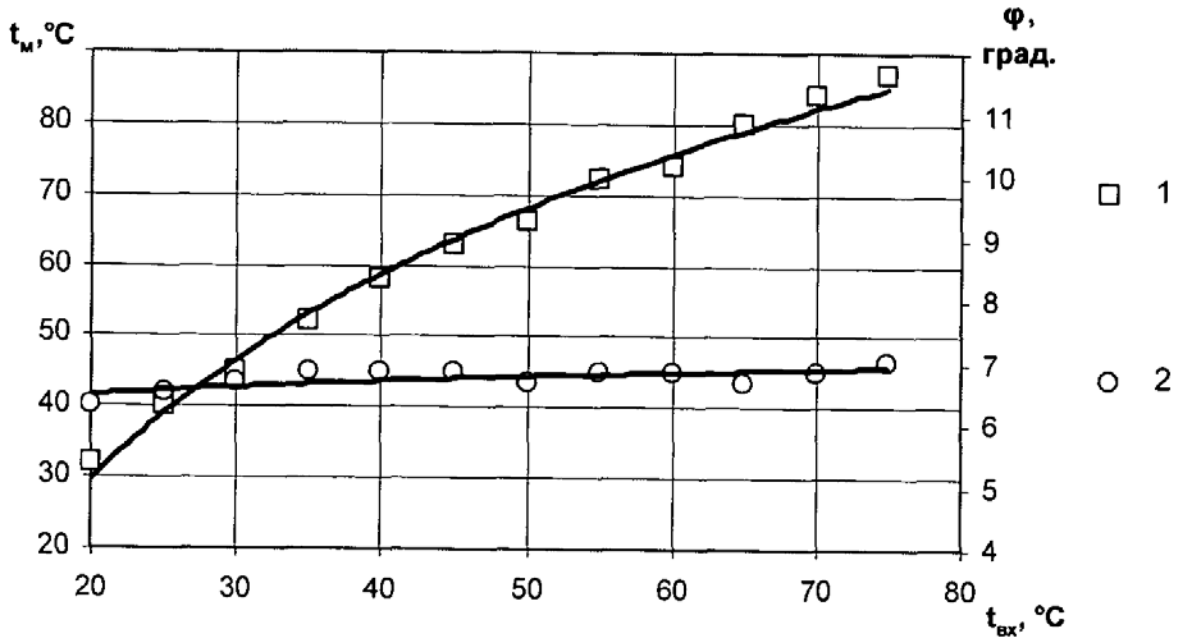
Після безпосередніх вимірювань подачі палива у мірні мензурки стенда проведено розрахунки дійсного значення подачі з урахуванням температури палива.

Розрахунки проводилися за формулою [19]:

$$V = V_{20}(1 + \beta t), \quad (4.1)$$

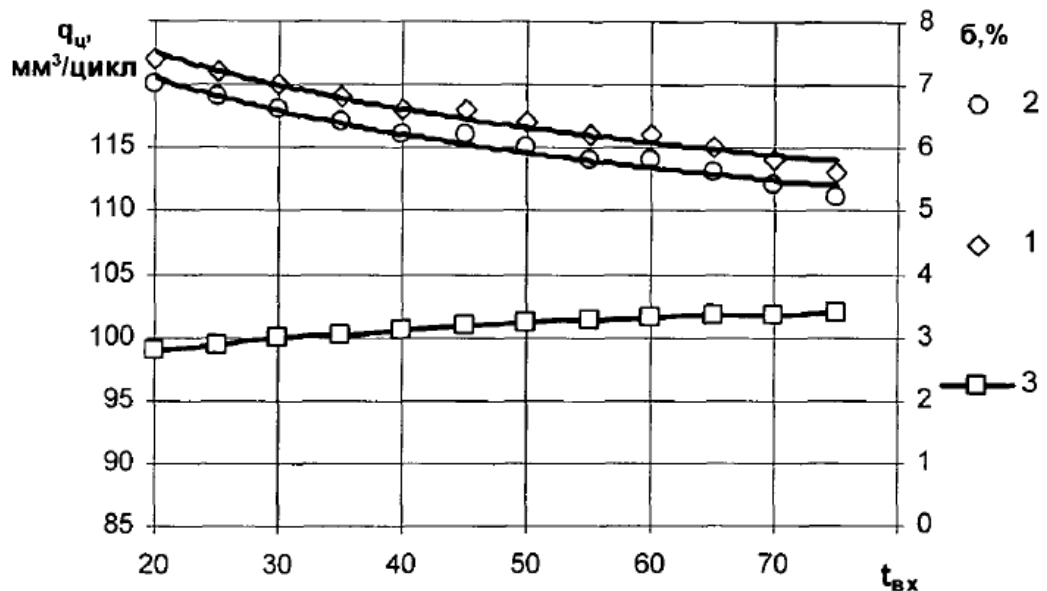
де V – об'ємна циклова подача палива при температурі $(20+t)$ °С, мм³/цикл;
 V_{20} – об'ємна циклова подача палива за температури 20 °С, мм³/цикл; β – коефіцієнт об'ємного розширення.

Результати експериментальних вимірювань та розрахунків показані на рисунках 4.1 та 4.2.



1 - залежність $t_m = f(t_{ex})$ при $n=2200$ хв⁻¹; 2 - залежність $\phi = f(t_{ex})$ при $n=1050$ хв⁻¹

Рисунок 4.1 – Залежність зміни температури палива в мензурках випробувального стенда (t_m) та кута початку впорскування палива (ϕ) від температури палива на вході в головку випробуваного насоса (t_{ex})



1, 2 - відповідно розрахункова та експериментальна залежності зміни циклової подачі палива; 3 - міжциклова нерівномірність паливоподачі

Рисунок 4.2 – Залежність зміни середньої циклової подачі палива (q_u) та нерівномірності циклової подачі (δ) від температури палива на вході в головку випробуваного насоса (t_{ex}) при $n = 2200$ хв⁻¹

З аналізу залежності 1 (рисунок 4.1) випливає, що на заданому швидкісному режимі у випадку зміни температури палива на вході в головку ПНВТ від 18 до 75 °С температура палива, що надходить у мензурки випробувального стенда, змінювалася від 32 до 88 °С, тобто на 56 °С. Прийнявши для розрахунків $\beta = 0,001$, отримаємо, що підвищення температури палива у мірних мензурках вимірювальної системи випробувального стенда на кожні 10°С змінює об'єм циклової подачі палива на 1%.

З метою уточнення допустимого поля зміни температури палива були проведені дослідження впливу температури палива на вході в головку насоса на міжциклову рівномірність паливоподачі (залежність 3, рисунок 4.2).

Зростання температури з 18 °С до 77 °С збільшило нерівномірність подачі палива приблизно на 2,5%. **При цьому різниця абсолютних максимальних та мінімальних подач палива для температур від 18°С до 77°С практично не залежала від величини циклової подачі і склала відповідно: для $g_{ц.ср} = 25$ мм³/цикл – 6,5 та 7,0 мм³/цикл, $g_{ц.ср} = 40$ мм³/цикл – 6,4 і 7,0 мм³/цикл, для $g_{ц.ср} = 67$ мм³/цикл – 6,0 та 7,0 мм³/цикл.**

Встановлено, що кут випередження початку упорскування палива збільшився на 0,5° по всьому діапазону зміни температури палива (залежність 2, рисунок 4.1).

На рисунку 4.2 показані експериментальні та теоретичні залежності зміни середньої циклової подачі палива від температури палива на вході в головку випробуваного насоса. Як бачимо, на номінальному швидкісному режимі у випадку підвищення температури палива на вході в головку випробуваного насоса з 18 до 75 °С циклова подача палива зменшилася зі 122,5 до 111 мм³/цикл, тобто на 106%. Зміна дійсного значення циклової подачі палива, розрахованого за формулою (4.1), відображено залежністю 1 (рисунок 4.2). З аналізу цієї залежності слідує, що по всьому діапазону зміни температури зменшення циклової подачі палива становило 13,5%. Згідно залежності 1 на температурному режимі 40°С неточність підтримання температури палива в

межах $\pm 2^\circ\text{C}$ спричинила неточність вимірювання циклової подачі палива на $\pm 0,4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, що становить $\pm 0,35\%$. Різниця між експериментальними та розрахунковими значеннями циклової подачі палива на номінальному швидкісному режимі становила 5%.

Виявлені закономірності пояснюються тим, що зміна температури палива в системі паливоподачі регулювального стенду з 18 до 75°C насамперед впливає на фізичні властивості палива – щільність, кінематичну в'язкість та коефіцієнт стискання.

Температура палива різко впливає на коефіцієнт його стискання. Із підвищенням температури палива від 20°C до 80°C цей коефіцієнт зменшується на 30%. З одного боку, зменшення коефіцієнта стискання палива позитивно позначається на стабільності подачі через величину залишкового тиску (оскільки під час роботи паливного насоса з нагнітальним клапаном з об'ємним розвантаженням залишковий тиск у лінії високого тиску при більшій температурі буде вищим). З іншого боку, з підвищенням температурного режиму в результаті спільного впливу зниження в'язкості та щільності та підвищення коефіцієнта стискання палива величина циклової подачі палива знижується. Зменшення циклової подачі палива пояснюється тим, що для забезпечення стиснення палива в надплунжерній порожнині до необхідного тиску активний хід плунжера збільшується. При цьому збільшується тривалість нагнітання палива і, як наслідок, зростають витoki палива через зазори прецизійних пар паливоподаючої апаратури.

Збільшення нерівномірності подачі палива з підвищенням температурного режиму відбувається внаслідок того, що прецизійні пари «втулка-плунжер» мають різні зазори за насосними секціями. При цьому має місце збільшення різниці витоків палива через зазори в плунжерній парі під час активного ходу в зв'язку зі зниженням в'язкості палива. У багатосекційних ПНВТ вплив температурного чинника на величину міжциклової нерівномірності подачі палива кожною насосною секцією може бути неоднаковим вна-

слідок відмінності гідравлічної щільності прецизійних пар. Ця обставина зумовлює погіршення міжсекційної стабільності подачі палива зі збільшенням температури палива.

Таким чином, встановлено, що з метою забезпечення високої точності регулювання ПНВТ за параметрами паливоподачі шляхом зниження впливу температурної похибки, регулювальні стенди необхідно обладнати системою автоматичної підтримки заданої температури палива на вході в головку випробуваного насоса з точністю $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Для мінімізації похибок виміру параметрів паливоподачі ПНВТ, що викликаються нестабільністю температурного режиму, рекомендується підтримувати температуру палива на вході в головку випробуваного насоса в межах $65 \pm 0,5^\circ\text{C}$.

4.2 Вплив мензуркового блоку на точність вимірювання циклової подачі палива

Порівняльні дослідження мензуркових систем вимірювання циклової подачі паливних насосів проводилися на контрольно-регулювальних стендах КИ-15711М і NC-129 "Motorpal".

Величина сумарної похибки мірних циліндрів змінюється залежно від їхнього об'єму. Для мірних циліндрів, якими укомплектовані стенди СНД, залежність відносної похибки виміру від їх обсягів показано на рисунку 4.3.

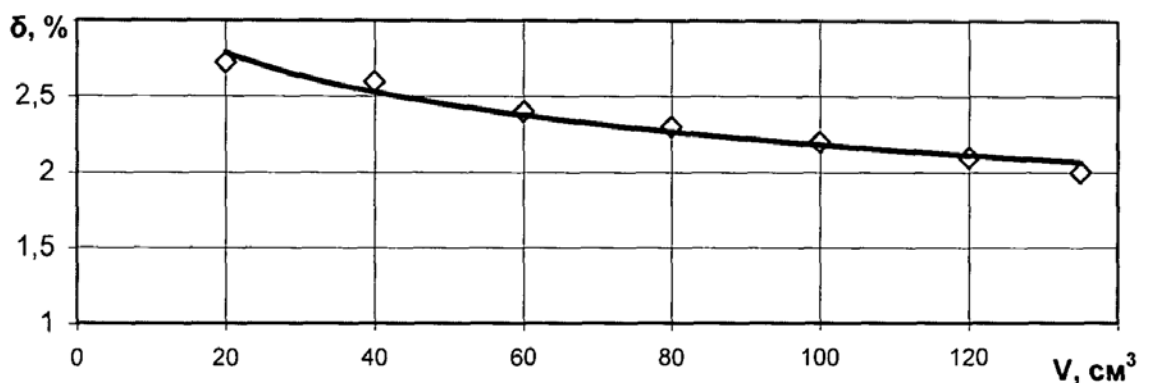


Рисунок 4.3 – Залежність відносної похибки вимірювань від об'єму мірного циліндра

Як зазначалося у розділі 2, на точність вимірювання циклової подачі палива під час випробування ПНВТ на стендах впливають похибки зливу палива із мірних циліндрів та осадження палива під час заповнення мірних циліндрів. Залежність величини абсолютної похибки зливу та осадження палива від величини заповнення мірних циліндрів наведено у таблицях 4.1 та 4.2.

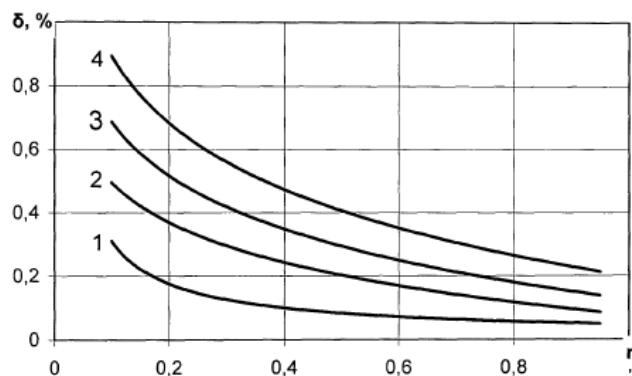
Таблиця 4.1 – Значення абсолютної похибки зливу палива з мірних циліндрів

Величина заповнення місткості, см ³	Похибка зливу, см ³	Величина заповнення місткості, см ³	Похибка зливу, см ³	Величина заповнення місткості, см ³	Похибка зливу, см ³
10	0,10	60	0,35	110	0,60
20	0,15	70	0,40	120	0,65
30	0,20	80	0,45	130	0,70
40	0,25	90	0,50	135	0,75
50	0,30	100	0,55		

Таблиця 4.2 – Значення абсолютної похибки осадження під час заповнення мірних циліндрів паливом

Величина наповнення місткості, см ³	10...40	41...80	81...135
Похибка осадження, см ³	0,20	0,15	0,10

Дві похибки (внесені оператором стенда та лічильником циклів) безпосередньо залежать від об'єму мірного циліндра та від ступеня його наповнення (рисунок 4.4), а також від числа циклів (рис. 4.5).



1 - циліндр об'ємом 20 см³; 2 - циліндр об'ємом 40 см³; 3 - циліндр об'ємом 100 см³; 4 - циліндр об'ємом 135 см³

Рисунок 4.4 – Залежність відносної похибки, що вносить оператор, від коефіцієнта наповнення з урахуванням об'єму мірного циліндра

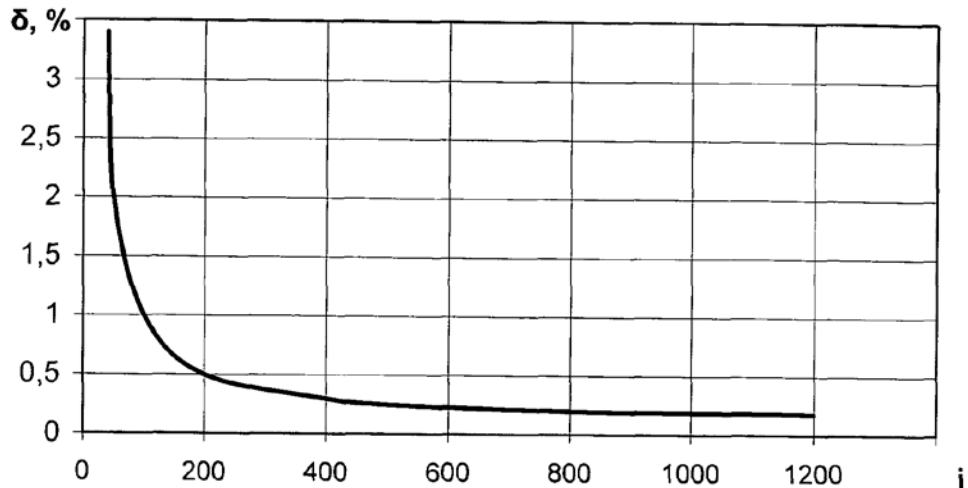


Рисунок 4.5 – Залежність відносної похибки вимірювань від числа циклів

Як видно з поданих на рисунках 4.4 та 4.5 залежностей, відносна похибка вимірювання циклової подачі палива збільшується в міру зменшення коефіцієнта наповнення мірних циліндрів та зменшується з підвищенням числа циклів.

Похибка лічильника циклів призводить до потрапляння у вимірювальні циліндри кількості доз (поодиноких впорскувань) палива, більших або менших від встановленого оператором. Експериментальними дослідженнями встановлено, що помилка циклів пов'язана, в основному, з механізмом, який приводить у дію лічильник циклів. Похибка лічильника та механізму приводу лотка становить одне впорскування та найвагоміша під час проведення вимірювань з використанням циліндрів із найменшим об'ємом (40 см^3). Наприклад, якщо замість 100 заданих впорскувань в циліндр потрапляє паливо від 102 впорскувань, то за величини циклової подачі палива 200 мм^3 ($0,2 \text{ см}^3$) похибка циклів становитиме $0,4 \text{ см}^3$.

Результати експериментальних досліджень стосовно впливу похибок, що вносяться мензурковою системою контрольно-регулювального стенда КИ-15711 на точність вимірювання циклової подачі палива, згруповані та представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.5 – Величина абсолютної та відносної мензуркової похибки системи вимірювання подачі палива на номінальному режимі випробування

Складові похибки	Абсолютна похибка, см ³	Відносна похибка, %
Температурна	1,48	1,85
Градування	0,50	0,62
Зливу	0,45	0,56
Осадження	0,15	0,19
Шкальна (зчитування)	0,50	0,62
Відліку циклів	0,16	0,20
Інші похибки	0,11	0,15
Сумарна похибка вимірювання	3,35	4,19

Аналіз конструктивного виконання вітчизняних та зарубіжних стендів показує, що нижча похибка мензуркових вимірювальних систем у закордонних стендів пояснюється тим, що вони використовують мірні циліндри меншого діаметра та більшої висоти з підвищеною роздільною здатністю шкали. Наповнення мірних циліндрів здійснюється знизу, а злив – з примусовим витісненням палива. У випадку наповнення мірних циліндрів знизу виключається можливість утворення піни і цим забезпечується підвищення продуктивності та точності вимірювань.

З вищевикладеного випливає, що вплив систематичних складових похибок на точність вимірювань можна усунути такими конструктивними рішеннями:

система вимірювання кількості палива, що впорскується форсунками, під час регулювання секцій ПНВТ на продуктивність та рівномірність подачі повинна комплектуватись мірними циліндрами з відкритим дном. Ціна найменшої поділки 0,1 мл (циліндри місткістю 40 мл) та 0,2 мл (циліндри місткістю 135 мл). Нижня шкала поділок на мірних циліндрах має починатися з нуля;

використання на стендах мензуркової системи вимірювання з нижнім наповненням та примусовим витісненням палива із мірних циліндрів, що забезпечує усунення «прилипання» палива до поверхні стінок мірних циліндрів.

Таким чином, на підставі результатів даних випробувань встановлено, що оптимальним приводом для стендів є частотно-регульований електропривод із зворотним зв'язком за швидкістю на базі асинхронного електродвигуна та перетворювача частоти обертання.

Зворотний зв'язок знімається з датчика кутового положення вала приводу, який поряд з інформацією про кутову швидкість вала дозволяє отримати інформацію про поточне кутове положення вала, необхідну для вимірювання фазових параметрів ПНВТ. Електропривод виконується за замкненою структурною схемою зі стабілізуючим зворотним зв'язком за частотою обертання на основі тахогенератора). Крім того, електропривод перевершує можливості гідроприводу щодо досягнення рівня мінімально стійких частот обертання. Конструктивне розташування приводу на еластичних опорах на одній осі з кулачковим валом випробуваного насоса значно підвищує динамічні якості приводу, спрощує конструкцію стенда та знижує його металомісткість.

Аналіз результатів виробничих випробувань модернізованого стенда показує його переваги в порівнянні з стендом КИ-15711М, що серійно випускається. У процесі модернізації контрольно-регульовального стенда вирішено наступні завдання: обґрунтовано оптимальну потужність електроприводу (мінімальна – 8,5 кВт, максимальна – 10 кВт); розширений діапазон відтворення частоти обертання вала приводу з 70...3000 хв⁻¹ до 30...4000 хв⁻¹; покращені динамічні якості приводу: величина можливої нестабільності частоти обертання вала склала 1,07 хв⁻¹; підвищена точність та продуктивність вимірювань; знижена металомісткість із 1100 кг до 750 кг.

4.3 Результати стендових випробувань двигуна

Для перевірки адекватності отриманих результатів були проведені порівняльні випробування двигуна Д-245, укомплектованого ПНВТ відрегульованому на базовому та модернізованому стенді. Випробування двигуна проводились відповідно до вимог нормативної документації [17, 18, 23] на гальмів-

ному стенді КИ-5543. При цьому знімалася регуляторна характеристика, яка дозволяють оцінити техніко-економічні показники двигуна (рис. 4.6).

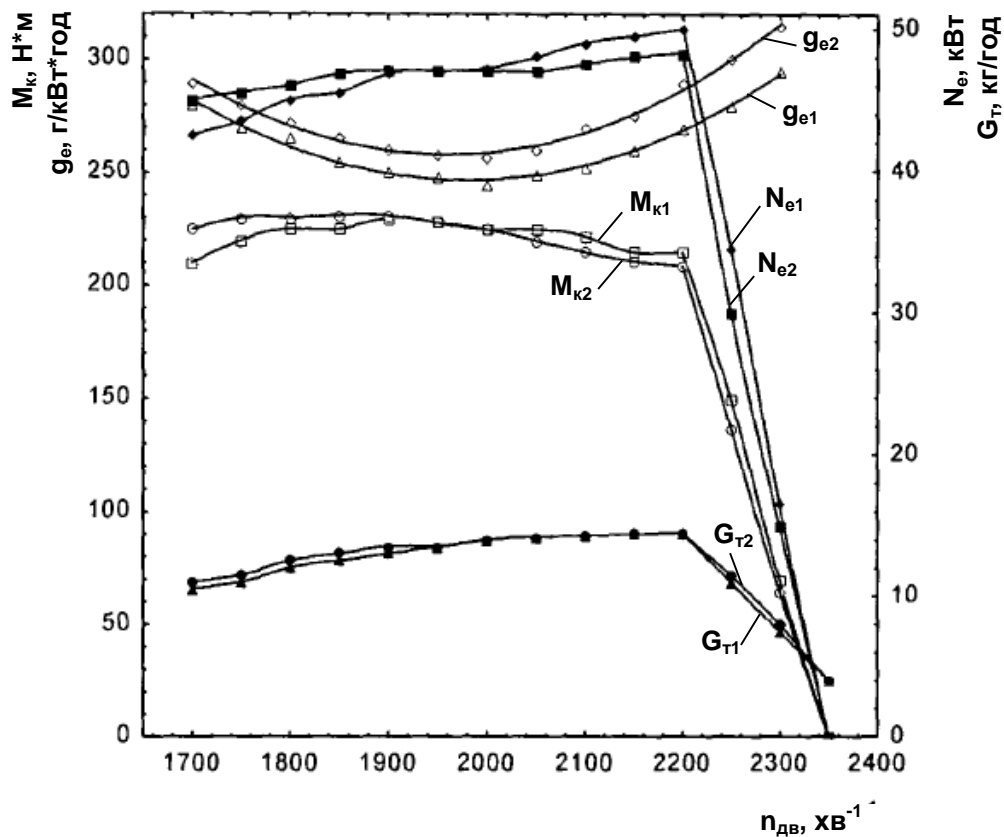


Рисунок 4.6 – Порівняльна регуляторна характеристика двигуна Д-245 у випадку комплектування насосом, відрегульованому на модернізованому (1) та базовому (2) стендах

За результатами аналізу регуляторної характеристики, що дозволяє оцінити характер зміни динамічних та енергетичних показників двигуна, встановлено, що під час роботи двигуна з ПНВТ, відрегульованому на модернізованому стенді, ефективна потужність дизеля підвищилася на 4 кВт або на 8,5%, а питома ефективна витрата палива знизилася на 9,5 г/кВтгод або на 3,8%.

Таким чином, наведені результати стендових випробувань двигуна на різних режимах роботи та під час використання насоса, відрегульованого на модернізованому і базовому стенді, підтвердили адекватність розроблених конструктивних рішень та можливість їх використання під час проектування нових моделей випробувальних стендів та модернізації стендів, що знаходяться в експлуатації.

4.4 Висновки до розділу

1. В результаті експериментальних досліджень встановлено вплив температури палива на вході в головку випробуваного насоса на контрольовані параметри паливоподачі. У випадку зміни температури палива з 18 до 77°C нерівномірність подачі палива лініями високого тиску збільшилася на 2,5%, кут випередження початку впорскування палива збільшився на 0,5°, продуктивність насосного елемента (секції) зменшилась на 10%. Це пояснюється зростанням витоків палива через зазори плунжерних пар у зв'язку зі зниженням його в'язкості та щільності. На практиці параметри паливоподачі насосів високого тиску регулюють за температури палива в баку стенда, що дорівнює 20...30°C. Під час роботи двигуна температура палива в головці насоса сягає 60...70°C. Для мінімізації похибок вимірювання параметрів паливоподачі, що викликані нестабільністю температурного режиму, рекомендується контрольно-випробувальні стенди обладнати системою автоматичної підтримки заданої температури палива з точністю $\pm 1,0^\circ\text{C}$.

2. Експериментально встановлено величини абсолютної та відносної похибок, що вносяться мензурковою системою контрольно-регулювального стенда КИ-15711М у значення вимірюваної циклової подачі палива: сумарна абсолютна похибка вимірювання становить $3,35 \text{ см}^3$, а відносна – 4,19%.

4. Розроблено модернізований стенд для випробування та регулювання ПНВТ. Підтверджена працездатність та ефективність запропонованих конструктивних рішень та відповідність їх технічним регламентованим показникам.

5. Стендові випробування двигуна Д-245, укомплектованого паливним насосом, відрегульованим на модернізованому стенді, показали покращення техніко-економічних показників роботи дизеля: ефективна потужність підвищилася на 4 кВт (8,5%), а питома ефективна витрата палива знизилася на 9,5 г/кВтгод (3,8%).

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Правила техніки безпеки під час випробування насосів високого тиску дизельних двигунів

Безпека праці працівника має найважливіше значення під час проведення будь-якого технологічного процесу. Працюючий може бути допущений для роботи на ділянці випробування паливної апаратури після ознайомлення з правилами техніки безпеки і одержання інструктажу на робочому місці [12].

Всі приводні і з'єднувальні пристрої обертових деталей випробувального стенда повинні бути надійно захищені відповідними огорожами.

У приміщенні ділянки випробування паливної апаратури обов'язково розміщують належні протипожежні засоби: вогнегасники, ящики з піском і т.д.

Під час увімкнення електродвигуна стенда працівник зобов'язаний:

- а) переконатись, що ніхто не доторкається до обертових частин стенда;
- б) попередити оточуючих людей про увімкнення;
- в) у випробувальних стендах забороняється включати стенд без надійного з'єднання випробовуваного насоса і стенда через муфту.

Під час заміру витрати палива і огляду фільтрів необхідно витерти пролите масло і паливо.

Забороняються будь-які регулювання механізмів і вузлів паливного насоса при працюючому випробувальному стенді.

Забороняються зайві, не викликані роботою, ходіння по території ділянки.

Перед дослідженням потрібно провести зовнішній огляд системи паливоподачі випробувального стенда, перевірити та підтягнути кріплення.

Не допускається робота випробувального стенда при виявлених підтіканнях палива в з'єднаннях і води в системі термостабілізації температурного режиму насоса.

Забороняється користуватися відкритим вогнем, а також куріння в приміщенні дільниці випробування паливної апаратури.

Виконання вищезазначених умов техніки безпеки дасть можливість уникнути небезпеки виникнення травм і нещасних випадків під час випробування насоса високого тиску дизельного двигуна [12, 15].

5.2. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм під час випробування насоса високого тиску

Для висвітлення можливих небезпек та факторів, які призводять до небезпечної ситуації (травми, нещасного випадку тощо), проводять моделювання процесу виникнення небезпечної ситуації та її наслідків [12, 15].

Для прикладу виконаємо моделювання процесу виникнення небезпечної ситуації (травми або нещасного випадку) під час випробування насоса високого тиску дизельного двигуна на електричному стенді КИ-15711. Для цього побудуємо логіко-імітаційну модель процесу виникнення травми у працюючого під час випробування насоса високого тиску дизельного двигуна (рис. 5.1).

Будь-яка аварія може бути наслідком однієї з багатьох потенційних небезпечних ситуацій або їх поєднання. Тому метод логічного моделювання може бути застосований для моделювання складних аварій і катастроф. Обчислення рівня небезпеки можна спрямувати на удосконалення конструкції технічних засобів, на зниження їх небезпеки, а також вживати термінових заходів для першочергового усунення небезпек з більш високим рівнем.

Аналіз умов, обставин та причин різних аварій, виробничих травм та деяких катастроф показав, що процеси формування та виникнення цих явищ можна заздалегідь моделювати, застосовуючи метод побудови "дерева відказів" та помилок оператора людино-машинних систем. Так, побудовані операторні або логіко-імітаційні моделі травм при роботі.

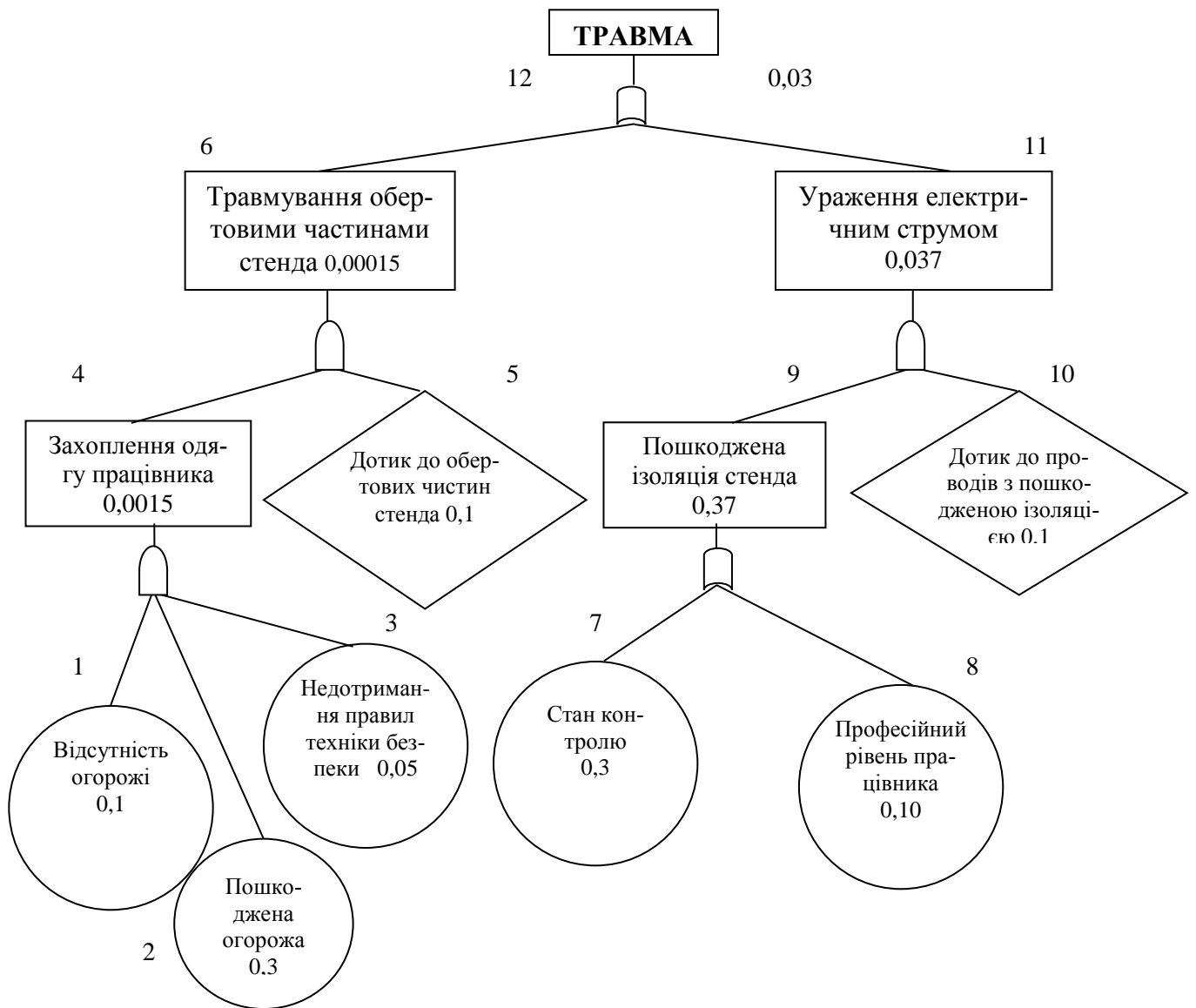


Рисунок 5.1 – Логіко-імітаційна модель процесу виникнення травми у працівника під час випробування насоса високого тиску дизельного двигуна

Ймовірність виникнення вихідної події P_{12} визначаємо з наступних математичних виразів:

$$P_4 = P_1 P_2 P_3 = 0,1 \times 0,3 \times 0,05 = 0,0015$$

$$P_6 = P_4 P_5 = 0,0015 \times 0,1 = 0,00015$$

$$P_9 = P_7 + P_8 - P_7 P_{14} = 0,3 + 0,1 - 0,3 \times 0,1 = 0,37$$

$$P_{11} = P_9 P_{10} = 0,37 \times 0,1 = 0,037$$

$$P_{12} = P_6 + P_{11} - P_6 P_{11} = 0,00015 + 0,037 - 0,00015 \times 0,037 = 0,037.$$

Таким чином, на робочому місці під час випробування паливного насоса дизельного двигуна при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях можна очікувати 0,037 травми.

Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень працюючих, підвищити контроль та не порушувати правила техніки безпеки), то можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1.

5.3 Екологічна безпека

Одне з основних джерел забруднення атмосфери – автомобільний транспорт. У викидах автомобілів знаходяться такі шкідливі речовини, як угарний газ, окиси азоту, тверді частинки та летючі органічні з'єднання. 90% викидів угарного газу, які потрапляють в атмосферу, спричинені автомобільним транспортом. У разі його високого вмісту в повітрі газ викликає сонливість і навіть призводить до смерті. Максимальна кількість викидів реєструється в години пік, причому всередині автомобіля концентрація шкідливих речовин найбільша. Припускають, що двоокис азоту подразнює легені і викликає загострення астми [22].

Тверді частинки, що осідають навколо (в тому числі на нашому одязі та шкірі) є складовою частиною забруднень від автотранспорту. Найменші з них (діаметром до 10 мікрметрів, тобто однієї сотої міліметра) спроможні проникати глибоко в легені, загострюючи респіраторні захворювання. Значну кількість цих частинок викидають у повітря автомобілі з дизельними двигунами та великі вантажівки.

Вихлопні гази сприяють утворенню парникового ефекту, який викликає глобальне потепління. Летючі органічні речовини, такі як поліароматичні вуглеводні та бензол, призводять до утворення смогів. Викиди вуглеводнів є наслідком не повного згорання палива. Це можуть бути гази чи тверді частинки. Бензол (що потрапляє у атмосферу з вихлопами та випарами з бензобаків

та бензоколонки під час заправки автомобілів) може викликати рак легенів та респіраторні захворювання.

Кожен автомобіль при згорянні 1 кг бензину використовує 15 кг повітря, зокрема, 5,5 кг кисню. При згорянні 1 т пального в атмосферу викидається 200 кг окису вуглецю. На частку автотранспорту припадає близько 55 % шкідливих надходжень загального обсягу, що включають понад 200 різних сполук, у тому числі: окиси вуглецю, свинцю, азоту, формальдегіди, зокрема домішки ароматичних вуглеводів, бенз(а)пірен, канцерогени, у тому числі й ПАВ, серед яких чимало мутагенів. Вирішити цю проблему можливо через виробництво і впровадження нових (альтернативних) видів екологічно безпечного пального, наприклад, водню [22].

Фотохімічний смог (видима не озброєним оком туманність їдких газів, характерна для великих міст) формується в результаті дії сонячного ультрафіолетового випромінювання на вуглеводні та окиси азоту. Через температурні інверсії смог висить над містом і не розсіюється.

Автотранспорт – не єдина причина забруднення повітря. Головним його джерелом є промислові підприємства. Спалювання, наприклад, вугілля на теплових електростанціях супроводжується викидами диму, який містить двоокис сірки та окис азоту. Окрім згаданих вище наслідків, двоокис сірки може викликати звужування дихальних шляхів та загострює різні хвороби. В процесі виробництва пластмас у атмосферу потрапляє хлорофторвуглець, який руйнує її озоновий шар. Відрізняючись великою стійкістю, ці гази спроможні накопичуватись і зберігатись в атмосфері до 100 років.

Щоб зменшити викиди в атмосферу у розвинених країнах повсякчас встановлюються системи контролю викидів продуктів згорання. Посилюється контроль над вмістом вихлопних газів, за перевищення норм накладається штраф. Дає результати і встановлення очисних споруд на електростанціях та інших промислових підприємствах. Введення технології десульфуризації димового газу на ТЕС, які працюють на вугіллі, дозволяють значно скоротити

вміст двоокису сірки у димі. Комбіноване використання тепла та енергії на промислових підприємствах означає, що тепло, замість того, щоб "йти на вітер" і розсіюватися в атмосфері, буде обігрівати приміщення.

Установка каталітичних нейтралізаторів на бензинових автомобільних двигунах дозволить зменшити об'єми викидів у атмосферу оксидів азоту, угарного газу та вуглеводнів більш ніж на 75%.

Для вирішення проблеми необхідно впровадити:

- використання на автотранспорті спеціальних моторних мастил, присадок до них та палива, модифікаторів кінематичних вузлів автомобілів, впровадження каталітичних перетворювачів палива та ін., що приведе до зменшення витрат пального, зменшення викидів забруднюючих речовин та збільшення моторесурсів двигунів;

- жорсткий контроль за якістю пального, що постачається і реалізується автозаправними станціями, його відповідністю державним стандартам.

5.4 Висновки до розділу

1. Виконання умов техніки безпеки дасть можливість уникнути небезпеки виникнення травм і нещасних випадків під час випробування паливних насосів високого тиску дизельного двигуна.

2. За допомогою методики оцінка рівня небезпеки виникнення аварій та травм, було розрахована та передбачено небезпеки, що можуть виникнути під час дослідження паливних насосів дизелів.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗАПРОПОНОВАНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Річний економічний ефект обумовлений збільшенням доходу за рахунок зниження експлуатаційних витрат та економії витрати палива:

$$E = E_E + E_{II}, \quad (6.1)$$

де E_E – економічний ефект від зниження експлуатаційних витрат під час проведення випробувань ПНВТ на модернізованому стенді порівняно з випробуваннями на базовому стенді (зумовлений підвищенням продуктивності праці та зниженням енергоємності процесу), грн.; E_{II} – економічний ефект від зниження витрати палива в розрахунку на один автомобіль (зумовлений підвищенням точності регулювання ПНВТ за параметрами паливоподачі на модернізованому стенді), грн.

З урахуванням капітальних вкладень у виробничі фонди річний економічний ефект від застосування модернізованого стенда визначався за виразом:

$$E_E = [(C_{\bar{o}} + E_n \cdot K_{\bar{o}}) - (C_n + E_n \cdot K_n)], \quad (6.2)$$

де $C_{\bar{o}}$, C_n – відповідно собівартість випробування насосів на базовому та модернізованому стендах, грн.; E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, що дорівнює 0,25; $K_{\bar{o}}$, K_n – відповідно капітальні вкладення у виробничі фонди за порівнюваним варіантам, грн.

Собівартість випробування насосів за порівнюваними варіантами складається з наступних основних статей витрат:

$$C = Z_n + Z_{cv} + Z_a + Z_p + Z_e + Z_{mn} \quad (6.3)$$

де Z_n – заробітна плата слюсаря-регулювальника, грн.; Z_{cv} – обов'язковий страховий внесок, грн.; Z_a – амортизаційні відрахування, грн.; Z_p – витрати на ремонт стенда, грн.; Z_e – витрати на електроенергію, грн.; Z_{mn} – витрати на метрологічну перевірку стенда, грн.

Витрати на оплату праці визначаються за такою формулою:

$$Z_n = Z_{ocn} + Z_{ood}, \quad (6.4)$$

де $Z_{осн}$ – основна заробітна плата слюсаря-регулювальника, грн.; $Z_{дод}$ – додаткова заробітна плата, грн.

Основна заробітна плата визначається за формулою:

$$Z_{осн} = C_2 \cdot T_в \cdot A, \quad (6.5)$$

де C_2 – годинна тарифна ставка слюсаря-регулювальника 4-го розряду ($C_{2б} = 24$ грн/год; $C_{2н} = 24$ грн/год); $T_в$ – тривалість випробування та регулювання паливного насоса, год ($T_{вб} = 1,76$ год; $T_{вн} = 1,32$ год); A – річний обсяг робіт ($A_б = 500$ шт.; $A_н = 500$ шт.).

$$Z_{оснб} = 24 \cdot 1,76 \cdot 500 = 21120 \text{ грн.}$$

$$Z_{оснн} = 24 \cdot 1,32 \cdot 500 = 15840 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата визначається з виразу:

$$Z_{дод} = (Z_{осн} K_n)/100, \quad (6.6)$$

де K_n – відсоток від основної заробітної плати, що дорівнює 20%.

$$Z_{додб} = (21120 \cdot 20)/100 = 4224 \text{ грн.}$$

$$Z_{додн} = (15840 \cdot 20)/100 = 3168 \text{ грн.}$$

Обов'язкові страхові внески визначаються за такою формулою:

$$Z_{св} = R_{св} (Z_{осн} + Z_{дод})/100, \quad (6.7)$$

де $R_{св}$ – встановлений відсоток відрахувань на страхові внески, що дорівнює 22%.

$$Z_{свб} = 22 (21120 + 4224)/100 = 5575 \text{ грн.}$$

$$Z_{свн} = 22(15840 + 3168)/100 = 4182 \text{ грн.}$$

Таким чином, основна заробітна плата з відрахуваннями на страхові внески за порівнюваними варіантами склала:

$$Z_б = 21120 + 4224 + 5575 = 30919 \text{ грн.}$$

$$Z_н = 15840 + 3168 + 4182 = 23190 \text{ грн.}$$

Відрахування на амортизацію визначаються за такою формулою:

$$Z_a = (B \cdot a)/100, \quad (6.8)$$

де B – балансова вартість базового чи модернізованого станда, грн.; a – норма річних амортизаційних відрахувань, що дорівнює 12%.

Вартість модернізованого станда визначаємо за формулою:

$$C_n = (C_{bc} - C_{ca}) + (C_{кд} + C_{пд} + C_{мн} + H_{оп}), \quad (6.9)$$

де C_{bc} – залишкова вартість базового станда з урахуванням амортизації, грн.; C_{ca} – вартість агрегатів, які можна використовувати на запасні частини, грн.; $C_{кд}$ – вартість виготовлення корпусних деталей, грн.; $C_{пд}$ – вартість закуплених деталей та агрегатів, грн.; $C_{мн}$ – вартість монтажних-налагоджувальних робіт, грн.; $H_{оп}$ – загальновиробничі накладні витрати, пов'язані з модернізацією станда, грн.

Витрати на виготовлення корпусних деталей визначаємо за формулою:

$$C_{кд} = C_M + З_P, \quad (6.10)$$

де C_M – вартість матеріалів, витрачених на виготовлення корпусних деталей, грн.; $З_P$ – заробітна плата (з нарахуваннями) робітників, зайнятих виготовлення корпусних деталей, грн.

Оплата праці включає основну і додаткову, а також нарахування на цю оплату:

$$З_P = З_о + З_д + З_с, \quad (6.11)$$

де $З_о$ – основна заробітна плата робітників, грн.; $З_д$ – додаткова заробітна плата, що включає виплати стимулюючого характеру, грн.; $З_с$ – обов'язкові страхові внески, грн.

Основна заробітна плата ($З_о$) визначається за такою формулою:

$$З_о = C_T T, \quad (6.12)$$

де C_T – годинна тарифна ставка робітника (вартість нормо-години), грн./год; T – трудомісткість робіт, люд.-год.

Додаткову заробітну плату ($З_д$) визначаємо з виразу:

$$З_д = (З_о K_n)/100, \quad (6.13)$$

де K_n – відсоток від основної зарплати ($K_n = 20\%$);

$$З_д = (2917 \cdot 20)/100 = 583 \text{ грн.}$$

Обов'язкові страхові внески визначаємо за такою формулою:

$$З_с = R_c (З_о + З_д)/100, \quad (6.14)$$

де R_C – відрахування на обов'язкові страхові внески за встановленим відсотку ($R_C = 22\%$).

$$Z_C = 22(2917 + 583)/100 = 770 \text{ грн.}$$

$$Z_{II} = 2917 + 583 + 770 = 4270 \text{ грн.}$$

Витрати на матеріали визначаються за формулою:

$$C_M = C_{II} \cdot Q_{кд}, \quad (6.15)$$

де C_{II} – ціна 1 кг металу, грн.; $Q_{кд}$ – маса заготовки, кг.

Таким чином, витрати на виготовлення корпусних деталей склали:

$$C_{кд} = 4270 + 4480 = 8750 \text{ грн.}$$

Загальновиробничі (цехові) накладні витрати на модернізацію станда визначаються за формулою:

$$H_{оп} = Z_{II} \cdot R_{оп}, \quad (6.16)$$

де Z_{II} – основна заробітна плата робітників, зайнятих на виготовленні деталей, грн.; $R_{оп}$ – відсоток загальновиробничих витрат ($R_{оп} = 130\%$).

$$H_{оп} = 2917 \cdot 1,3 = 3792 \text{ грн.}$$

Вартість монтажних та налагоджувальних робіт визначаємо з виразу:

$$C_{MH} = C_{II} \cdot K_M, \quad (6.17)$$

де K_M – коефіцієнт додаткових витрат за монтаж і налагодження, $K_M = 0,1$.

$$C_{MH} = 20210 \cdot 0,1 = 2021 \text{ грн.}$$

Визначаємо вартість модернізованого станда за формулою (6.9):

$$C_n = (97200 - 8600) + 34773 = 123373 \text{ грн.}$$

З урахуванням проведених обчислень амортизаційні відрахування за базовим та модернізованим стандами склали:

$$Z_{Ab} = 97200 \cdot 12/100 = 11664 \text{ грн.}$$

$$Z_{An} = 123373 \cdot 12/100 = 14805 \text{ грн.}$$

Витрати на поточний ремонт стандів (Z_p) визначаються за формулою:

$$Z_p = (B \cdot p)/100, \quad (6.18)$$

де p – норматив витрат за ремонт та обслуговування станда, %, ($p=9\%$).

$$Z_{pб} = (97200 \cdot 9)/100 = 8748 \text{ грн.}$$

$$Z_{Pn} = (123373 \cdot 9) / 100 = 11103 \text{ грн.}$$

Витрати на електричну енергію (33) розраховуються за такою формулою:

$$Z_E = N \cdot T_{\phi} \cdot C \cdot A, \quad (6.19)$$

де N – встановлена потужність стенда, кВт; T_{ϕ} – фактичний час роботи стенда, год.; C – відпускний тариф на електроенергію за 1 кВтгод, грн.; A – середньорічний обсяг робіт, шт.

$$Z_{E\phi} = 15 \cdot 1,76 \cdot 1,75 \cdot 500 = 23100 \text{ грн.}$$

$$Z_{En} = 10 \cdot 1,32 \cdot 1,75 \cdot 500 = 11550 \text{ грн.}$$

Витрати на метрологічну повірку ($Z_{МП}$) засобів вимірювань стендів приймаються згідно з чинним преїскурантом за послуги та становлять 0,8 тис. грн.

$$Z_{МП\phi} = Z_{МПn} = 800 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків елементів експлуатаційних витрат для кожного досліджуваного стенда представлені у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані та складові експлуатаційних витрат для базового та модернізованого стенду

Назва показника, одиниці вимірювання	Значення показника	
	базовий стенд	модернізований стенд
Балансова вартість B , грн.	97200	123373
Амортизаційні відрахування Z_A , грн.	11664	14805
Затрати на поточний ремонт Z_P , грн.	8748	11103
Затрати на метрологічну повірку $Z_{МП}$, грн	800	800
Затрати на електричну енергію, Z_E , грн.	23100	11550
Трудомісткість регулювання ПНВТ, год	1,76	1,52
Річний обсяг робіт A , шт.	500	500
Основна заробітна плата слюсаря-регулювальника Z_O , грн..	21120	15840
Додаткова заробітна плата Z_D , грн.	4224	3168

Підставляючи вираховані значення елементів витрат в рівняння (6.3) визначимо експлуатаційні витрати:

$$C_6 = 25344 + 5575 + 11664 + 8748 + 23100 + 800 = 75231 \text{ грн.}$$

$$C_n = 19008 + 4182 + 14805 + 11103 + 11550 + 800 = 61448 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від зниження експлуатаційних витрат:

$$E_E = (75231 + 0,25 \cdot 97200) - (61448 + 0,25 \cdot 123373) = 7240 \text{ грн.}$$

Термін окупності (T_0) додаткових капітальних вкладень у модернізацію стенда визначається за формулою:

$$T_0 = K_n / C_n, \quad (6.20)$$

$$T_0 = 123373 / 61448 = 2,0 \text{ роки.}$$

Додаткова економічна ефективність від зниження витрат пального автомобілем у випадку впровадження модернізованого стенда визначається за такою формулою:

$$E_{II} = C_n \cdot \Pi_n \cdot G_m \cdot T_n / 100, \quad (6.21)$$

де C_n – вартість 1 кг дизельного палива, грн.; Π_n – відсоток зниження витрати палива, $\Pi_n = 3,8$; G_m – середня годинна витрата палива, кг/год; T_n – річне напруження автомобіля, мото-год.

Річна економія витрати пального з розрахунку на один автомобіль:

$$E_{II} = 53 \cdot 3,8 \cdot 12,8 \cdot 1200 \cdot 0,8 / 100 = 24748 \text{ грн.}$$

Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень визначаємо за формулою:

$$E_\phi = 1 / T_0, \quad (6.22)$$

$$E_\phi = 1 / 2,0 = 0,50$$

Оскільки умова $E_\phi > 0,25$ дотримується, то проект модернізації стенда вважається рентабельним.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Техніко-економічні показники роботи дизеля переважно визначаються параметрами процесу паливоподачі: величиною циклової подачі палива, міжсекційною нерівномірністю паливоподачі, кутом початку впорскування палива, ідентичністю пропускної спроможності стендових форсунок та паливопроводів високого тиску. Ці параметри формують характеристику впорскування, тобто кількість палива, впорскнутого за один градус повороту кулачкового вала насоса.

2. У процесі експлуатації дизелів, внаслідок механічних та фізико-хімічних впливів, параметри процесу паливоподачі, що керують паливним насосом, виходять за межі регламентованих значень, призводячи до підвищеної витрати палива, втрати потужності та збільшення токсичності відпрацьованих газів. На практиці для вимірювання та регулювання параметрів паливних насосів високого тиску використовують безмоторні випробувальні стенди.

3. Встановлено, що під час випробування паливних насосів дизелів на безмоторних стендах на об'єктивність оцінки контрольованих параметрів мають вплив керовані вхідні та вихідні конструкційні чинники. До вхідних чинників відноситься привод стенда та система паливоподачі, а до вихідних – системи вимірювання циклової подачі палива та фазових параметрів.

4. Теоретично обґрунтовано вплив на точність вимірювання контрольованих параметрів паливних насосів похибок, що вносяться конструктивними елементами випробувальних стендів: зливу та осадження палива, градуювання мірних ємностей, візуального зчитування рівня палива, температури палива, лічильника циклів, нестабільність частоти обертання приводу стенда.

5. Експериментально визначено вплив температури палива в системі паливоподачі випробувального стенда на контрольовані параметри паливного насоса. Встановлено, що у випадку зміни температури на кожні 2°C відносно

оптимальної ($35 \pm 0,5^\circ\text{C}$) похибка вимірювання циклової подачі палива становить $\pm 0,35\%$, при цьому кут випередження початку впорскування палива збільшується на $0,5^\circ$, а нерівномірність паливоподачі – на $0,8\%$.

6. Експериментально встановлено, що модель формування сумарної похибки вимірювання продуктивності паливних насосів з використанням мензуркової вимірювальної системи включає чотири найбільш значущі випадкові складові: температура палива у мензурках $1,85\%$, градування мензурок $0,62\%$, зливу палива $0,56\%$, зчитування $0,62\%$.

7. Виконані теоретичні та експериментальні дослідження дозволили довести, що одним із ефективних способів підвищення метрологічних показників стендів, що є у експлуатації, є їх модернізація. Стендові випробування двигуна Д-245, укомплектованого паливним насосом, відрегульованому на модернізованому стенді, показали покращення техніко-економічних показників роботи дизеля: ефективна потужність підвищилася на 4 кВт ($8,5\%$), а питома ефективна витрата палива зменшилась на $9,5 \text{ г/кВтгод}$ ($3,8\%$).

8. Використання модернізованого стенда дозволяє скоротити витрату палива на $4,0\%$ при загальній сумі річної економії 24748 гривень на один автомобіль.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анісімов В. Ф., Єленич А. П. Особливості конструкції паливної апаратури та збільшення терміну її експлуатації. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2021. № 2 (113). С. 67–77.
2. Анісімов В. Ф., Музичук В. І. П'ясецький А. А., Рябошапка В. Б. Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботи паливної апаратури автотракторних двигунів. Вінниця: ВНАУ, 2012. 142 с.
3. Аулін В. В., Гриньків А. В., Гороховський С. Р. Вдосконалення ефективності обслуговування паливної апаратури дизеля автомобіля під час експлуатації. *Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту* : зб. наук. матеріалів. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2020. С. 24-39.
4. Беседа О. О. Аналіз особливостей технічного діагностування паливної апаратури дизелів. *Сучасна наука: стан, проблеми, перспективи*: матеріали наукової конференції. Старобільськ. 2020. С. 115–120.
5. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посіб. Харків: ХНАДУ, 2003. 292 с.
6. Гавриш В.І., Бондаренко В.О. Основи теорії розрахунку мобільних енергетичних засобів: Навч. посіб. Миколаїв: МДАУ, 2011. 284 с.
7. Гряник І.М., Лехман С.Д. Охорона праці. Київ: Урожай, 1994. 187 с.
8. Єлістратов В.О. Шляхи підвищення паливної економічності дизелів. *Нові технології*. Кременчук. Вип. 2-3. 2012. С. 36–39.
9. Ігнатовський В. Ю., Попик П. С. Системи подачі палива дизельних двигунів. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матеріали XX Міжнародної наукової конференції. Миколаїв: МНАУ, 2019. С. 23–24.
10. Кислий В.М. Організація наукових досліджень: навчальний посібник. Суми: Університетська книга, 2011. 224 с.

11. Клімов С. В. Експлуатація і обслуговування машин : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2010. 218 с.
12. Ковжога С. О., Малько О. Д. Безпека життєдіяльності: навч. посіб. Харків: Нац. Юр. академія України, 2010. 224 с.
13. Козаченко О.В., Сорокін С.П., Шкрегаль О.М. Практикум з технічної діагностики: навч. посібник. Харків: Факт, 2013. 456 с.
14. Курус В.М. Робочі параметри системи впорскування дизелів. *Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя*. Тернопіль. 2016. С. 55–58.
15. Лехман С.Д., Рублев В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві. Київ: Урожай, 1993. 267 с.
16. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ: Вища шк., 2007. 527 с.
17. Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є. Основи діагностики автомобіля: Навчально-методичний посібник. Чернігів: ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2013. 188 с.
18. Маркович С.І., Бевз О.В. Експлуатація та ремонт двигунів внутрішнього згорання: Навчальний посібник. Кропивницький : ЦНТУ. 2022. 147 с.
19. Окоча А. І, Білоконь Я. Ю. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. Київ: Український духовний центр, 2004. 231 с.
20. Пасічник О.А., Бабак О.П. Стенд для випробувань паливних насосів високого тиску і методика вимірювання зносу деталей. *Проблеми трибології (Problems of Tribology)*. №3. 2003. С. 62–67.
21. Перетятко В.Р., Тітова Л.Л. Основні показники роботи паливної апаратури. *Крамаровські читання: матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції*. Київ. 2020. С. 103–105.
22. Хилько М. І. Екологічна безпека України: навч. посіб. Київ, 2017. 257 с.
23. Чишкала П. В., Мешков Д. В., Божко Е. В. Визначення поточного технічного стану дизельного двигуна методами безрозбірної діагностики за пара-

метрами паливної апаратури. *Вісник Національного технічного університету "ХПИ"*: зб. наук. пр. Харків : НТУ "ХПИ", 2021. № 2 (6). С.15-19.

24. Шкрегаль О.М., Лимаренко В.О., Рильський Д.О. Застосування сучасних діагностичних методів та засобів підвищення технічного рівня машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків. Вип. 145. 2014. С. 174–178.

25. Яремчук Т.О., Тітова Л.Л. Вплив несправностей паливоподаючої апаратури на працездатність автотракторних дизелів. *Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції в АПК*: матеріали VIII міжнародної наукової конференції. Київ. 2020. С. 90 – 95.