

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

Бржестовський Євген Олегович

УДК 621.43

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**Підвищення зносостійкості прецизійних деталей
паливної апаратури дизельних двигунів
автотракторної техніки**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ Бржестовський Є.О.

Керівник роботи

Дерев'яно Д.А.

доктор технічних наук, професор

Житомир – 2023

АНОТАЦІЯ

Бржестовський Євген Олегович. Підвищення зносостійкості прецизійних деталей паливної апаратури дизельних двигунів автотракторної техніки. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

В магістерській роботі для забезпечення працездатності прецизійних пар розпилювачів форсунок дизельних двигунів розроблено компонентний склад присадки та визначено концентрацію її в дизельному паливі. Вибір компонентів присадки ґрунтується на проведеному аналізі наукових робіт у сфері зношування деталей паливної системи дизельних ДВЗ. Як компоненти пропонованої протизношувальної присадки запропоновано талову і лляну олії. Співвідношення компонентів у пропонованій присадці ПТЛМ талова олія 55%: лляна олія 41%: поліалкілбензол 4%.

Для оцінки зносостійкості деталей розпилювачів форсунок дизельних ДВЗ розроблено спосіб і пристрій, який дає змогу визначити гідравлічну густину прецизійних пар і кількість розпиленого палива розпилювачем за встановлений час на стенді КІ-921М відповідно до ДСТУ. Спосіб і пристрій до нього дає змогу порівняти фактичну витрату палива з номінальною та зробити висновок про працездатність розпилювача, його подальшу експлуатацію або заміну.

Проведені експлуатаційні випробування дали змогу встановити, що , середнє напрацювання розпилювачів, які працюють на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ становить 1902 мото-годин, що на 481 мото-годин більше ніж при роботі на стандартному дизельному паливі.

Ключові слова: дизельне паливо, присадка, розпилювач, форсунка, зношування.

ANNOTATION

Brzhestovskiy Yevhen Olehovych. Increase of wear resistance of precision parts of fuel equipment of diesel engines of motor-tractor equipment. – Qualification work on the rights of the manuscript.

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2023.

In the master's thesis, the component composition of the additive was developed to ensure the performance of precision spray pairs of diesel engine injectors and its concentration in diesel fuel was determined. The choice of additive components is based on the analysis of scientific works in the field of wear of parts of the fuel system of diesel internal combustion engines. Tal and linseed oils are proposed as components of the proposed antiwear additive. The ratio of components in the proposed ПТЖМ additive is 55% tallow oil: 41% linseed oil: 4% polyalkylbenzene.

To evaluate the wear resistance of diesel internal combustion engine injector nozzle parts, a method and device have been developed that allows determining the hydraulic density of precision vapors and the amount of fuel sprayed by the nozzle for a set time on the KI-921M stand in accordance with DSTU. The method and its apparatus make it possible to compare the actual fuel consumption with the nominal one and draw a conclusion about the sprayer's performance, its further operation or replacement.

The conducted operational tests made it possible to establish that the average operating time of sprayers operating on diesel fuel with ПТЖМ additive is 1902 man-hours, which is 481 man-hours more than when operating on standard diesel fuel.

Keywords: diesel fuel, additive, atomizer, nozzle, wear.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗНИЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ РОБОТУ РОЗПИЛЮВАЧА ФОРСУНКИ ТА ДИЗЕЛЬНОГО ДВЗ У РАЗІ ЗНОШУВАННЯ ПРЕЦИЗІЙНИХ СПРЯЖЕНЬ.....	9
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	24
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	37
ВИСНОВКИ.....	52
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	53

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Концепція сталого розвитку виробничих підприємств АПК України передбачає підвищення ефективності використання дизельних двигунів, які є основним енергетичним засобом тракторів, комбайнів та інших мобільно-енергетичних засобів (МЕЗ) АПК.

Забезпечення високих техніко-економічних показників дизельних двигунів з урахуванням вимог, що посилюються, за потужностними та екологічними параметрами неможливе без забезпечення працездатності системи подачі пального, що характеризує процеси сумішоутворення, згоряння та, як наслідок, виділення теплоти в двигуні.

Аналіз чинників, що впливають на знос деталей ДВЗ, показує, що паливна апаратура вкрай чутливо реагує на якість дизельного палива.

Нині основною вимогою до технології виготовлення дизельного палива є поліпшення екологічних характеристик, до складу палива під час зберігання, до продуктів згоряння палива. Однак, при виконанні цих вимог виникають питання щодо збереження в паливі протизносних властивостей.

Однією з технологій виготовлення дизельного палива, що поліпшує екологічні характеристики, є гідроочищення палив. Представлена технологія передбачає зниження в паливі оксидів сірки і поверхнево-активних речовин, що позбавляє здатності палива утворювати захисну плівку на поверхні деталей і, як наслідок, знижує змащувальну здатність палива. Це негативно позначається на ресурсі прецизійних сполучень форсунки і паливного насоса високого тиску.

Зниження якості палива спричиняє збільшення несправного стану тракторів і комбайнів, перевитрати ПММ і забруднення докільця під час експлуатації МЕЗ.

Ресурс розпилювачів сучасних тракторних і комбайнових дизелів за ДСТУ 10579-00 (зі змінами від 2018 р.) має становити не менше ніж 50% ресурсу форсунки, автомобільних дизелів – не менше ніж 3500 год. Фактичний ресурс

вітчизняних розпилювачів у дизелях часто не перевищує 1200...1300 мотогодин, тоді як ресурс розпилювачів фірми Bosch становить понад 4500 мотогодин. Статистичні спостереження експлуатації дизелів показують, що 75% причин несправностей розпилювачів є зниження гідравлічної щільності внаслідок зношування прецизійних сполучень.

Підвищення протизносних властивостей палив і як наслідок, напрацювання розпилювачів форсунок є ознакою високого технічного рівня дизелів. Отримання палива з високими екологічними показниками, яке водночас володіє високими змащувальними властивостями, не є можливим без легування палива присадками з різним функціональним призначенням: протизносні, цетанопідвищувальні, диспресорно-диспергувальні (для зимового періоду).

Існують різні види присадок для поліпшення мастильних властивостей, здебільшого іноземного виробництва: Infmeum, BASF, Clariant, Lubrizol тощо. Склад цих присадок не відомий. Однак ці присадки не дають змоги отримувати дизельні палива необхідної якості під час використання в умовах АПК.

Для вирішення завдання підвищення протизносних властивостей дизельних палив необхідне розроблення і застосування вітчизняних присадок під час виробництва палива або для використання на місці споживання. Це дасть змогу істотно збільшити напрацювання деталей паливної апаратури і забезпечити високий ресурс дизельних ДВЗ.

У даній роботі розглянуто питання, пов'язані з розробкою протизношувальної присадки на основі лляного масла. Обґрунтовано визначення ефективності розроблюваної присадки, моделювання процесів зносу деталей розпилювачів форсунок (лінійний знос, ваговий знос, закоксовування розпилювачів форсунок). Наведено порівняльний аналіз зміни головних показників дизельних двигунів під час роботи на товарному дизельному паливі та на паливі з присадкою на основі лляного мастила.

Об'єкт дослідження – процес зношування розпилювача форсунки дизельного ДВЗ.

Предмет дослідження – залежності величини зносу прецизійних деталей паливної апаратури дизельних двигунів автотракторної техніки від властивостей палива.

Метою роботи є підвищення протизносних властивостей дизельних палив за рахунок впровадження протизношувальної присадки на основі лляного масла.

У зв'язку з поставленою метою в цій роботі вирішувалися такі науково-практичні завдання:

- проаналізувати зниження показників, що характеризують роботу розпилювача форсунки та дизельного двз у разі зношування прецизійних спряжень;

- провести експериментальні дослідження закоксовування розпилювальних отворів форсунки випробувань та процесу зношування деталей розпилювачів форсунок.

Методи наукового дослідження. Дослідження проводилися на основі застосування методів кореляційного та регресійного аналізу, математичного моделювання, теорії планування експериментів, теорії імовірностей і математичної статистики.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Д. Дерев'янку, **Є. Бржестовський**. Експлуатаційні показники роботи дизельного двз при зношуванні розпилювачів форсунок. *Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»*. Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 398-399.

2. Дерев'янку Д.А., **Бржестовський Є.О.** Ящук В.О. Результати стендових випробувань зношування деталей розпилювачів форсунок. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали V Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-24 листопада 2023 р.)*. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. С. 277-283.

3. **Бржестовський Є.О.** Зниження показників, що характеризують роботу розпилювача форсунки та дизельного ДВЗ у разі зношування прецизійних спряжень. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених «Інженерні процеси та системи»*. 14-15 червня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 51-53.

Практичне значення одержаних результатів. Практичний інтерес для виробництва представляє розроблена протизношувальна присадки для дизельного палива на основі лляного масла.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 17 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 55 сторінок комп'ютерного тексту, містить 20 рисунків і 10 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ЗНИЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ РОБОТУ РОЗПИЛЮВАЧА ФОРСУНКИ ТА ДИЗЕЛЬНОГО ДВЗ У РАЗІ ЗНОШУВАННЯ ПРЕЦИЗІЙНИХ СПРЯЖЕНЬ

Зміни конструктивних параметрів розпилювачів форсунок (зношення або закоксування розпилювальних отворів) суттєво впливають на розміри та форму ефективного прохідного перерізу розпилювача μ_f . На зміну конструктивних параметрів розпилювача внаслідок зносу впливають такі показники: - форма факела розпилу палива; - розподіл палива за об'ємом камери згоряння; - дисперсний склад крапель, що утворюються внаслідок розпаду палива; - випаровування крапель палива; - самозагоряння і повнота згоряння палива [17].

Зміна гідродинамічних умов впорскування (тиску впорскування, стисливості палива, в'язкості, густини палива і випаровуваності) також впливає на параметри факела розпилу і, як наслідок, на процес згоряння, який, за даними різних авторів, включає два періоди [17].

За даними ННЦ ІМЕСГ на рис. 1.1 наведено дані щодо відмов розпилювачів форсунок двигунів Д-240, СМД-62 і ЯМЗ. Аналіз наведених даних показує, що всі розпилювачі мають однотипні відмови [17]:

- порушення рухливості голки;
- зміна якості розпилу;
- втрата герметичності;
- зниження гідравлічної щільності;
- знос соплових отворів;
- зміна розмірів і форми розпилювальних отворів.

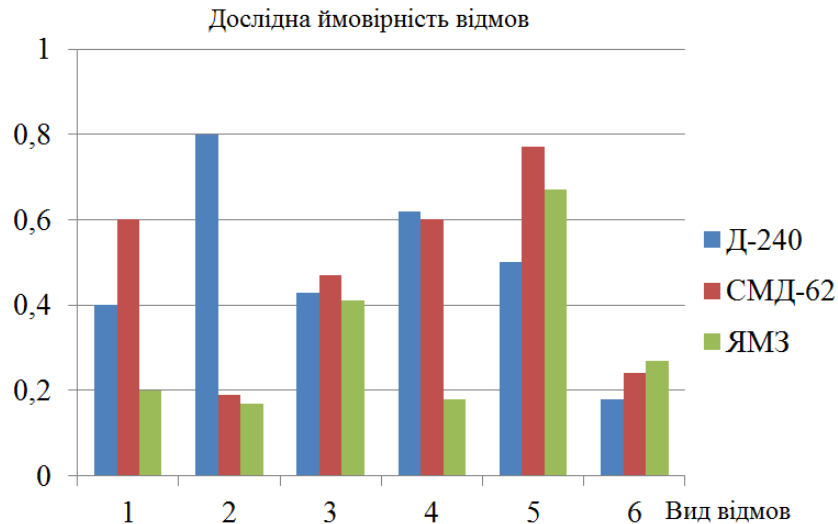


Рис. 1.1. Дослідна ймовірність розпилювачів форсунок за видами відмов: 1 – по рушення рухливості голки; 2 – зміна якості розпилу; 3 – порушення герметичності; 4 – порушення гідравлічної щільності; 5 – зношування соплових отворів; 6 – зміна розмірів і форми розпилювальних отворів [17].

Однак розподіл відмов у кожному двигуні індивідуальний, що пов'язано з конструктивними особливостями розпилювачів, відмінністю механічних, гідродинамічних, теплових навантажень, а також матеріалів, що використовуються для деталей розпилювачів. Крім того розподіл відмов розпилювачів тісно пов'язаний з фізико-хімічними властивостями використовуваних палив [17].

З наведених на рис. 1.1 даних встановлено, що для всіх типів двигуна найбільша частка відмов припадає на знос соплових отворів, що спричиняє зміну розмірів і форми розпилювальних отворів [17].

Зміна розмірів і форми соплових отворів розпилювача відбувається як унаслідок абразивного зношування, так і в результаті кавітаційного руйнування, а також шляхом утворення нагару в розпилювальних отворах розпилювача. Збільшення розпилювальних отворів відбувається під час абразивного, кавітаційного та корозійного зношування. Зменшення розпилювальних отворів відбувається під час закоксування [17].

Зміна розпилювальних отворів впливає на форму, далекодійність і розподіл паливного факела в об'ємі камери згоряння, тонкість розпилу палива.

При цьому для забезпечення нормальної роботи двигуна необхідно змінювати тиск уприскування палива [17].

Згідно з дослідженнями розрахунки, проведені в КНТУ, дали змогу встановити, що в разі збільшення умовної площі розпилювальних отворів форсунки ФД-22 за $\mu f = 0,22 \text{ мм}^2 - 0,3 \text{ мм}^2$ для забезпечення нормальної роботи дизеля максимальний тиск уприскування необхідно зменшити приблизно в 2 рази. Таке зниження тиску уприскування призводить до зміни параметрів розпилювання палива, його випаровуваності, самозаймання, повноти згоряння та зниження експлуатаційних параметрів дизеля. За даними тих же досліджень, за зменшення тиску уприскування зі 160 до 120 МПа, індикаторний ККД зменшується з 44 до 40%, потужність двигуна знижується на 10-15%, збільшується питома витрата палива [17].

Експериментальними дослідженнями встановлено, що за відхилення тиску початку уприскування від номінального значення на 6,0-7,0 МПа питома витрата пального зростає на 20-25 %. За зниженого тиску знижується дисперсність розпилювання (з'являються частинки палива понад 40 мкм) і погіршується його випаровування, що призводить до неповного згоряння великих крапель і, як наслідок, потужність дизеля знижується на 10-15%, збільшується витрата палива, утворюється нагар і закоксовуються розпилювачі з подальшим підвищенням димності відпрацьованих газів. Найінтенсивніше зменшення тиску відбувається під час припрацювання прецизійних сполучень розпилювача за напрацювання 200-500 мотогодин. У цей період відбувається інтенсивна зміна прецизійних сполучень розпилювача, спричинена зносом мікронерівностей на поверхні деталей. Під час напрацювання 500-2000 мотогодин спостерігається більш уповільнене зниження тиску початку уприскування палива. У разі зменшення ефективної площі розпилювальних отворів μf розпилювача форсунки ФД-22 від $0,3 \text{ мм}^2$ до $0,22 \text{ мм}^2$ тиск уприскування підвищується приблизно вдвічі, водночас можливе неприпустиме затягування процесу уприскування палива [17].

Однією з головних причин зниження рухливості голки розпилювача є результат потрапляння в зазор А напрямної частини прецизійного сполучення (сполучення "голка - корпус розпилювача") дрібних механічних частинок (рис. 1.2), разом із паливом. Так само внаслідок утворення коксу на поверхнях направляючого прецизійного сполучення [17].

Зниження рухливості голки або перекіс голки в корпусі розпилювача призводить до зтяжних впорскувань. Зтяжне впорскування можна визначити під час діагностики форсунки на стенді. Критерієм зтяжного впорскування є надмірне падіння тиску. За нормальної роботи розпилювача форсунки падіння тиску після впорскування становить 4,0 – 6,0 МПа. При зтяжних впорскуваннях падіння тиску досягає понад 8,5 МПа. Тиск палива під диференціальним майданчиком знижується до завершення посадки голки в сідло корпусу розпилювача, що дає змогу робочим газам прориватися всередину розпилювача і спалювати паливо на поверхні деталей розпилювача [17].

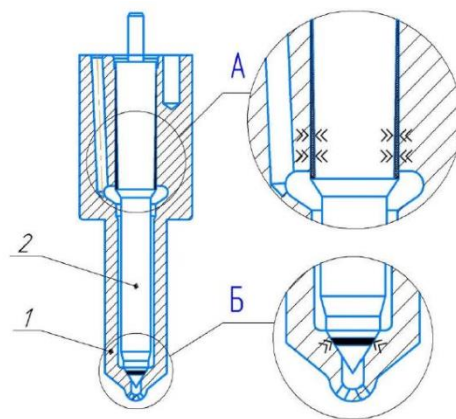


Рис. 1.2. Локальні ділянки зношування прецизійної пари розпилювача [17].

У разі втрати рухливості голки 2 розпилювача внаслідок зависання її у верхньому (відкритому) положенні розпилу палива не відбувається, що призводить до порушення процесів сумішоутворення і згоряння. У разі зависання голки в нижньому (закритому) положенні паливо не надходить до отворів розпилювача, що призводить до відсутності впорскування палива в камери згоряння циліндрів двигуна, і, як наслідок, різкого зниження частоти обертання колінчастого вала. Зростає тиск палива під час роботи паливного

насоса високого тиску, що спричиняє високі напруги, які призводять до руйнування деталей ПНВТ [17].

Знос напрямної та ущільнювальної частин прецизійних пар розпилювача форсунки супроводжується втратою гідравлічної щільності. Унаслідок зносу напрямного сполучення розпилювача при зниженні гідравлічної щільності розпилювача відбуваються витoki палива, зниження тиску впорскування, порушення процесу горіння палива, втрати теплоти під час згорання [17].

Знос замикаючого сполучення розпилювача супроводжується порушенням герметичності сполучення, проривом продуктів горіння з високою температурою в порожнину розпилювача, що сприяє закоксовуванню розпилювальних отворів.

Перевірка прецизійних сполучень розпилювача форсунки на гідравлічну щільність і герметичність замикаючого сполучення виконується на стенді для випробувань і регулювання розпилювачів форсунок.

У роботах В.В. Антипова проведено дослідження гідравлічної густини розпилювачів форсунок у кількості 40 шт. експлуатованих дизельних ДВЗ і нових розпилювачів у кількості 10 шт. За результатами досліджень встановлено:

- 10% відповідають технічним умовам;
- гідравлічна густина 32% розпилювачів дорівнює нулю внаслідок витоків пального в спрямовуючій і замикаючій частинах розпилювача [17].

Порівняльні випробування динаміки зміни гідравлічної густини експлуатованих і нових розпилювачів представлено на рис. 1.3.

Аналіз, представлених на рис. 1.3, кривих показує, що зміна гідравлічної щільності нових розпилювачів відбувається монотонно, практично за лінійною залежністю. Падіння тиску протягом 120 с випробувань становило 6...8 МПа. Гідравлічна щільність розпилювачів, що експлуатуються, змінюється за гіперболічною залежністю. Падіння тиску в часі для розпилювачів, що експлуатуються, вже в перші 20 с випробування перебуває в межах 6...11 МПа, що практично в 2 рази більше за абсолютною величиною, ніж нових [17].

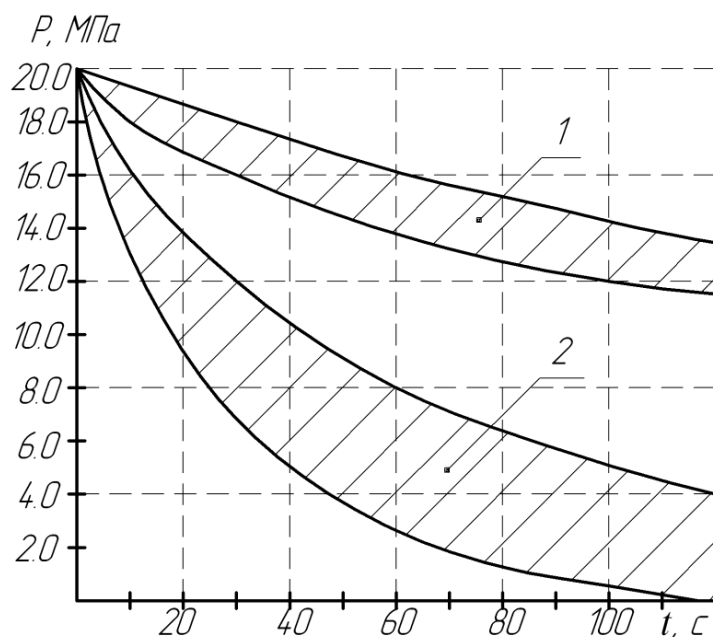


Рис. 1.3. Гідравлічна густина розпилювачів: 1 – нові розпилювачі; 2 – розпилювачі, що експлуатуються [17].

Дослідженнями НУБІП України встановлено, що герметичність розпилювачів знижується внаслідок зношування замикаючого конуса голки та сідла корпусу розпилювача, а також за рахунок збільшення зазору в напрямній частині розпилювача. У разі зношування замикаючого конуса голки і сідла корпусу розпилювача частка витоків через ефективний прохідний перетин μf становить 70%. У направляючому сполученні розпилювача в разі збільшення зазору частка витоків становить 30%. Це пояснює значний ступінь впливу зносу замикаючої частини розпилювача на параметри струменя палива та ефективність його виділення теплоти в процесі згоряння [17].

На початку експлуатації під час напрацювання перших 100...300 мотогодин гідравлічна щільність зростає на 30...45% від початкової. Підвищення гідравлічної щільності розпилювачів слід вважати припрацюванням поверхонь сполучених деталей розпилювача. Підвищення герметичності замикаючої поверхні в середньому протікає протягом 250 - 600 мотогодин. Під час експлуатації протягом 600-1500 мотогодин зниження гідравлічної густини незначне внаслідок появи зносу замикаючих і напрямних поверхонь голки та корпусу розпилювача [17].

Під час напрацювання розпилювачів форсунок понад 2500 мотогодин зношування в напрямному сполученні "голки - корпусу розпилювача" критичне. Найсильніший ступінь зношування в конусній поверхні "голка - корпус розпилювача". У результаті різке падіння гідравлічної щільності та утворення на розпилювачах підтікань палива [17].

Зношування прецизійних пар розпилювачів форсунок впливає на техніко-економічні показники роботи дизельного ДВЗ [15].

Виділяють два періоди в процесі згоряння палива: початковий і основний період. Відмінною особливістю між ними є механізм виникнення і поширення полум'я [15].

Швидкість згоряння палива в початковому періоді залежить від таких чинників: випаровуваність палива; поверхня випаровування; кількість активних центрів займання; коефіцієнт надлишку повітря; швидкість розвитку передполум'яних реакцій; швидкість турбулізації полум'я [15].

Характерною особливістю швидкості згоряння в основний період є вигорання парів палива, яке залежить від таких процесів, як: тепло-масоперенос заряду; кінетика процесу горіння випаровування палива; дифузії, турбулентне перенесення заряду; швидкість хімічних перетворень неоднорідної за складом з температурою горючої суміші [15].

І всі ці процеси відбуваються в умовах збільшення об'єму циліндра. Як зазначалося вище, одним з основних параметрів, що впливає на підготовку паливно-повітряної суміші до згоряння є геометрія розпилювального пристрою розпилювача [15].

Кавітаційне зношування з поступовим закоксовуванням розпилювальних отворів призводить до зміни геометричних параметрів розпилювальних отворів (з їх нерівномірною зміною перерізу). Під час визначення характеристик впливу перерізу на експлуатаційні параметри роботи дизеля використовується умовний прохідний переріз сполучення "голка - корпус розпилювача". У теорії енергетичного машинобудування ефективний прохідний перетин позначається

як μf . Від величини μf залежить дисперсність крапель, що розпилюються, які утворюються в результаті розпилу палива в циліндрі. Так само впливає форма, далекобійність і розподіл палива за об'ємом камери згорання і, як наслідок, процес виділення і використання теплоти в двигуні [15].

У дослідженнях Лазарева Є.А., Лишевського О.С. та ін. встановлено, що зменшення μf розпилувача супроводжується зростанням тиску розпилування палива, тривалістю впорскування і зниженням далекобійності паливного факела.

Зменшення μf за постійної годинної витрати палива G_m призводить до погіршення показників ефективності та паливної економічності робочого циклу. Знижуються механічна навантаженість деталей дизельного ДВЗ внаслідок зменшення максимального тиску впорскування p_{max} і швидкості наростання тиску $W_{p_{max}}$. Знижується максимальна температура T_{max} робочого циклу, з одночасним збільшенням температури відпрацьованих газів t_r [15].

Зменшення μf сприяє зменшенню періоду затримки займання та інтенсивності вигорання палива в початковому й основному періодах процесу згорання, що призводить до збільшення тривалості процесу згорання φ_z , теплових втрат і зниження ефективної витрати палива q_e на 4...6 г/кВт·год [16].

Підвищення радіального зазору в направляючому прецизійному сполученні розпилувача за незмінної циклової подачі сприяє збільшенню тривалості процесу впорскування палива. Лазарев Є.А. досліджував вплив тривалості впорскування палива на параметри процесу згорання та ефективні показники робочого циклу в ДВЗ типу 1ЧН 14,5/20,5 за постійної частоти обертання $n = 1250 \text{ хв}^{-1}$, постійної годинної витрати палива $G = 7,6 \text{ кг/год}$, постійної $p_k = 0,148 \text{ МПа}$ та температури $t_k = 76^\circ\text{C}$. У наведених ним висновках встановлено, що збільшення тривалості процесу впорскування в досліджуваних межах супроводжується погіршенням показників ефективності та паливної економічності робочого циклу. Збільшення $\varphi_{впр}$ з 23 до 32 град, п.к.в. підвищує питому ефективну витрату палива приблизно на 10 г/кВт·год, за незначного зниження максимальних тисків циклу та швидкості наростання тиску [15].

Дослідження дали змогу встановити, що збільшення тривалості впорскування призводить до певного зниження тиску розпилювання палива, що зумовлює зміну структури та поширення паливного факела. Для ДВЗ з об'ємно-плівковим сумішоутворенням заключні стадії впорскування палива мають особливе значення, оскільки вони протікають за умов його вигорання, яке розпочалося.

Аналіз впливу збільшення кута впорскування $\varphi_{впр}$ на процес згорання палива в дизельному двигуні дав змогу встановити, що в початковому періоді збільшення $\varphi_{впр}$ не чинить критичного впливу на період затримки займання. Інтенсивність вигорання палива змінюється незначно. Найбільший вплив на інтенсивність вигорання палива $\varphi_{впр}$ відбувається в основному періоді. Відбувається зменшення коефіцієнта ефективності згорання ξ при збільшенні $\varphi_{впр}$.

Проведений аналіз досліджень щодо впливу зношування прецизійних пар на працездатність розпилювачів форсунок засвідчив, що зміни отворів розпилювача, які розпилюють, унаслідок зношування або закоксування безпосередньо впливають на експлуатаційні характеристики дизеля зі зниженням потужностних та економічних показників.

Зниження зношування з метою підвищення напрацювання вузлів і агрегатів у техніці існують такі способи: матеріалознавчі, технологічні, конструктивні, виробничі та експлуатаційні:

- матеріалознавчі методи передбачають вибір матеріалів і раціональних режимів змащення вузлів тертя;
- технологічні методи засновані на підвищенні зносостійкості поверхонь деталей, що контактують, зміцненням їх фізико-хімічними, тепловими, механічними тощо способами;
- конструктивні методи полягають у підборі матеріалів і технологій виготовлення деталей, їх термічної обробки, підбір експлуатаційних режимів роботи деталей (навантаження, швидкості, температури);

- виробничі методи забезпечення зносостійкості в процесі виробництва та експлуатації деталей;

- експлуатаційні методи передбачають заходи, пов'язані із забезпеченням зносостійкості деталей машин у процесі експлуатації.

Наразі під час експлуатації МТП в умовах АПК з метою збільшення зносостійкості, як наслідок, напрацювання вузлів і агрегатів паливної системи дизельних ДВЗ, найперспективнішим напрямком є підвищення змащувальних властивостей пального застосуванням присадок до дизельного пального. При цьому застосування присадки в дизельне паливо може відбуватися безпосередньо на місці використання в процесі експлуатації. Напрацювання прецизійних сполучень паливної апаратури дизелів і, зокрема, розпилювачів форсунок залежить від виду присадки та її концентрації в паливі.

Змащувальну здатність дизельного палива можна пояснити схемою (рис. 1.4).

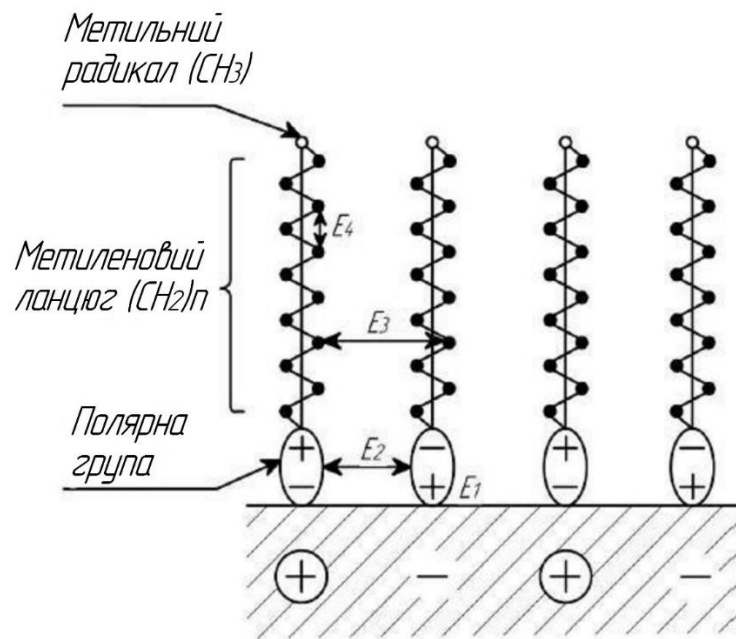


Рис. 1.4. Схема орієнтації полярних молекул на поверхні металу.

Процес адсорбції частинок палива на мікронерівностях поверхні прецизійних деталей, що працюють в умовах тертя, залежить від кількості полярних груп та їхньої орієнтації на поверхні деталей. Здійснюючи рух у зазорі прецизійних пар, молекули дизельного палива піддаються дії силового поля,

наближаються до поверхні металу. При цьому в полярній групі молекули відбувається перерозподіл зарядів. При прискоренні молекула наближається і вдаряється об поверхню деталі.

Якщо при ударі молекула звернена до поверхні деталі полярною групою COO, SO₂, прискорюючись вона вдаряється об поверхню деталі при тяжінні. Відбувається передача більшої частини своєї кінетичної енергії поверхні деталі й адсорбується на ній. Якщо при ударі молекула звернена до поверхні деталі СН₃ своїм неполярним кінцем, притягання молекули деталлю й адсорбції на її поверхні не відбувається, і молекула знову повертається в об'єм. Отже, для отримання стійкої захисної плівки в мікронерівностях поверхонь сполучених деталей необхідно забезпечити переважання полярних молекул у складі дизельного палива.

Дизельне паливо являє собою суміш вуглеводнів різної будови та складу, в основному їх можна представити трьома основними групами:

- парафінові вуглеводні C_nH_{2n+2} ;
- нафтеніві вуглеводні C_nH_{2n} ;
- ароматичні вуглеводні C_nH_{2n-6} .

Молекули дизельного палива мають дифільну будову, тобто містять, як полярну групу COO, так і неполярний вуглеводневий радикал $(CH_2)_n$ - ненасичених жирних кислот, $(CH_2)_{n+2}$ - насичених жирних кислот. Наявність у паливі полярної групи COO дозволяє адсорбуватися її на поверхні деталей, що дає змогу віднести її до поверхнево-активних речовин (ПАР).

З метою підвищення санітарно-екологічних властивостей дизельних палив видаляють сірковмісні сполуки, у процесі якого відбувається видалення кисневмісних сполук, що містять кисень (полярна група COO), що істотно знижує здатність дизельного палива утворювати на поверхні деталі захисний шар і, як наслідок, знижує протизносні властивості дизельного палива. Змінюється режим тертя в деталях прецизійних пар. Збільшується зношування сполучень в умовах граничного змащення. Поліпшення експлуатаційних

властивостей дизельних палив необхідне легуванням протизносними присадками, що мають полярні групи, зі збільшенням вмісту в паливі ПАР, в'язкості та температури википання.

Аналіз наявних вітчизняних та іноземних протизносних присадок до дизельного пального дав змогу встановити, що багато присадок виготовлено на основі талового масла. Недоліком є її різний хімічний склад, який залежить від виду, періоду заготівлі лісової сировини, і безлічі неконтрольованих факторів. Подібні присадки мають погану сумісність із водою, внаслідок чого виникає необхідність додавати деемульгатор у кількості до 1,0 мас. %.

Для підвищення ефективності згорання палива в камері згорання необхідне застосування цетанопідвищувальних присадок, що суперечить хімічному складу протизносних присадок. У зв'язку з цим, протизносна присадка має бути сумісною з цетанопідвищувальною присадкою.

За результатами проведених аналізів способів підвищення протизносних властивостей дизельного пального з метою збільшення напрацювання деталей розпилювачів форсунок дизелів встановлено, що як основу компонентів присадок необхідно використовувати рослинні масла (рапсову, соєву, кокосову, пальмову, лляну тощо), переваги яких полягають у такому:

- висока стабільність фізико-хімічних властивостей;
- висока сумісність із цетанопідвищувальними присадками;
- здатність утворювати на поверхні деталей захисну плівку, що покращує режим тертя і нівелює мікронерівності прецизійних пар при їхньому контакті.

Рослинні масла містять у своєму складі жирні кислоти (таблиця 1.1).

Аналіз даних таблиці 1.1 показує, що в вироблених на території України рослинних маслах містяться як насичені, так і ненасичені кислоти. Відсотковий вміст жирних кислот в оліях різний і залежить як від виду рослин, так і від технології отримання олій.

Наявність у рослинній олії ненасичених жирних кислот, що мають полярні групи, сприяє створенню на поверхні деталей сполучення граничного шару, який складається з адсорбованих частинок оксидів кислоти і металу.

Таблиця 1.1 – Вміст жирних кислот у рослинних маслах.

Масла	Насичені кислоти	Ненасичені жирні кислоти			
	Пальмітинова	Стеаринова	Олеїнова	Лінолева	Ліноленова
Соняшникова нерафінована високоолеїнова	4,5	4,6	78	11,3	1,1
Соняшникова нерафінована	6,6	5,1	42,6	47	-
Ріпакова	4,3	1,8	60,8	20,5	9,8
Оливкова	13,0	3,5	71	11,5	1,0
Сосва	10,8	4,0	23,8	52,3	7,4
Кукурудзяна	7,7	3,6	45	44,4	-
Лляна	8,36	5,26	24,7	19,4	48,6

У роботах Г.І.Фукса досліджено товщину примежового шару, утвореного на поверхні твердих тіл розчинами жирних кислот у різних розчинниках. Він встановив, що товщина примежового шару, міцність і опір зсуву залежать від типу матеріалу деталі, складу жирних кислот, типу і складу розчинника, а також прикладеного навантаження. Так само встановлено, що величина товщини залишкового шару, незалежно від розчину кислот, на сталі порівняно більша, ніж на рубіні, і ніж на кварці. Цей ефект пов'язаний з енергією взаємодії кислот.

На поверхні металу жирні кислоти утворюють захисний шар. На поверхнях рубіна і кварцу жирні кислоти закріплюються тільки за рахунок слабкого водневого зв'язку або фізичної адсорбції.

У процесі експлуатації розпилювачів під впливом сил, що діють, у сполученні змінюється товщина невитісненого захисного шару. При цьому товщина залишкового шару залежить від природи кислот, пружності, орієнтації по відношенню до поверхні і один до одного шарів молекул жирної кислоти і розчинника. При цьому товщина залишкового шару є функцією вуглеводневого радикала кислоти. Від товщини залишкового шару залежить опір зсуву під час контакту деталей, утворений розчинами кислот. Статичне тертя в умовах

граничного режиму змащування залежить наявності ПАР у захисній плівці. Зі збільшенням температури палива відбувається дезорієнтація граничного шару. Температура дезорієнтації зростає в міру наближення до поверхні твердого тіла.

Дослідження залежності властивостей присадок жирних кислот від температури дали змогу встановити, що в разі неактивних і активних металів, які хімічно не взаємодіють із цими кислотами, максимальне спрацьовування та сила тертя спостерігаються в оливах із вищим вмістом ненасичених жирних кислот.

У таблиці 1.2 наведено дані щодо температур плавлення жирних кислот.

Таблиця 1.2 – Температури плавлення жирних кислот.

Жирна кислота	Температура плавлення, °С	Вміст у лляній олії
Пальмітинова	62,8	8,35
Стеаринова	69,7	5,26
Олеїнова	13,4	24,7
Лінолева	-5	19,4
Ліноленова	-11	48,5

Середньозважена температура плавлення кожного виду олій має такі значення:

2,4°С - для лляної олії;

4,92 °С - для кукурудзяної олії;

4,1 °С - для соєвої олії;

1,41 °С - для оливкової олії;

1,6 °С - для ріпакової олії;

3,7 °С - для соняшnikової нерафінованої олії;

2,33°С - для соняшnikової нерафінованої високо-олеїнової олії.

У табл. 1.3 наведено дані щодо вмісту ненасичених кислот у рослинних оліях і температури застигання олії.

Аналіз даних табл. 1.3 показує, що мінімальною температурою застигання володіє лляна олія (-16 до -27). Таким чином, слід припустити, що лляна олія при найнижчій температурі плавлення - 2,4 °С - має максимальне тертя і знос. За подальшого збільшення температури знос і сила тертя знижуються, і стають

найнижчими за температур 110-130°C. За вищих температур, що відповідають температурам плавлення солей цих металів, сили тертя і знос різко зростають.

Таблиця 1.3 – Вміст ненасичених кислот у рослинних оліях.

Масла	Насичені кислоти, %	Температура застигання, °C
	Вміст ненасичених кислот	
Соняшникова нерафінована високоолеїнова	96,6%	від -16 до -19
Соняшникова нерафінована	94,5	від -16 до -19
Рапсова	96,8	від 0 до 10
Оливкова	88	від 0 до 6
Соєва	88,9	від -7 до -8
Кукурудзяна	95,3	від -10 до -20
Лляна	91,66	від -16 до -27

Висновки за розділом

Наведені в таблицях 1.1 – 1.3 дані дали змогу встановити, що лляна олія має кращі експлуатаційні властивості за низьких температур порівняно з іншими видами олив, виробленими в умовах України, і є найефективнішою як основа протизношувальної присадки.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як об'єкт дослідження було обрано насос УТН-5 двигуна Д-240 виробництва Мінського моторного заводу.

Дослідження проводили у два етапи. На першому етапі визначення відповідності паливного насоса високого тиску та форсунок технічним вимогам. Оцінку працездатності форсунок проводили на приладі КІ-3333 (рис. 2.1) шляхом визначення тиску початку впорскування палива, якості розпилю палива і герметичність замикаючого конуса.

Для визначення відповідності паливного насоса технічним вимогам і оцінки циклової подачі залежно від частоти обертання і положення рейки паливного насоса, перед початком випробувань паливної апаратури знімали швидкісну характеристику ПНВТ. Зняття швидкісної характеристики проводили на стенді КІ-921М (рис. 2.2). Стенд був обладнаний штатним обладнанням. Обладнання та прилади стенда відповідали вимогам ГОСТ 10578 - 1986. Використовували дизельне паливо марки Л-55 ГОСТ 32511 - 2013. Щільність палива 856 кг/м^3 ; кінематична в'язкість $4,1 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температурі 20°C . Температура палива на впуску в паливний насос становила $20 \pm 1^\circ\text{C}$.

Точність вимірювань визначається засобами та умовами їхнього застосування. У нашому випадку точність вимірювань була прийнята згідно з паспортними даними обладнання та приладів стенду.

Обґрунтоване призначення методів вимірювань параметрів розпилювача форсунки дало змогу оцінити показники із заданою достовірністю. Для отримання достовірних даних про технічний стан розпилювачів форсунок, що були в експлуатації, визначали мінімально необхідну кількість розпилювачів одного найменування, за формулою:

$$n = \frac{t_{\beta}^2 \sigma^2}{\varepsilon^2} \quad (2.1)$$

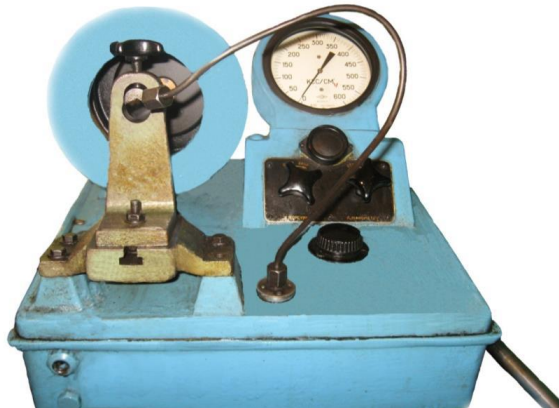


Рис. 2.1. Стенд для випробування та регулювання форсунок КИ – 3333 де t_{β} – нормоване відхилення, що дорівнює 1,96, при довірчій ймовірності 95%;

σ – середньоквадратичне відхилення;

ε – похибка дослід.

За прийнятих у розрахунках відповідно до рекомендацій значеннях довірчої ймовірності $q = 0,95$, відносної помилки $\varepsilon = 0,10$ і коефіцієнта варіації $\vartheta = 0,15$ мінімально необхідна кількість деталей N має бути не меншою за 8.

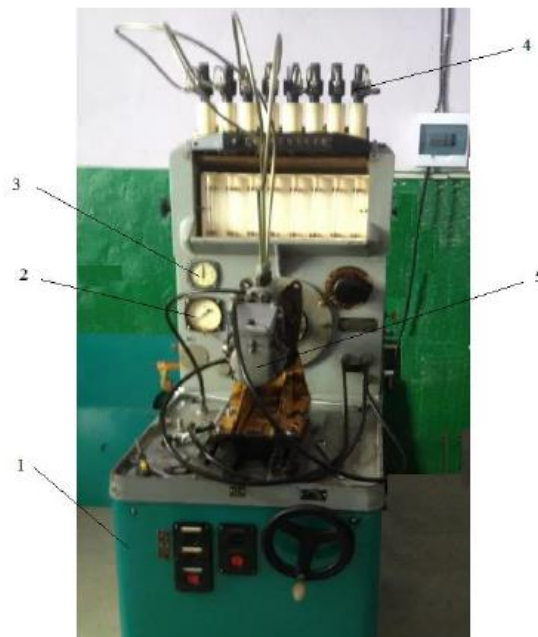


Рис. 2.2. Стенд КИ - 921М: 1 – корпус стенда; 2 – манометр; 3 – тахометр; 4 – форсунок; 5 – паливний насос високого тиску

Визначення циклової подачі палива і максимального тиску, що розвивається насосом УТН-5, здійснювали не менше, ніж у трикратній повторності, що забезпечує довірчу ймовірність $q=0,95$ за відносної помилки $\varepsilon=0,03$.

Дослідження параметрів зносу ущільнювального пояса запірного конуса голки розпилювача форсунки ФД-22.

На другому етапі проводили дослідження параметрів зносу ущільнювального пояса запірного конуса голки розпилювача на стенді КІ-921М (рис. 2.2). Випробування та опрацювання результатів проводили з використанням ортогонального центрального композиційного плану (ОЦКП). Під час експериментальних досліджень, як відгук (ДСТУ), обирали параметри зносу ущільнювального паска, вагове зношування голки та корпусу розпилювача. Ці параметри задовольняють усім вимогам, що висуваються до відгуку. Після вибору відгуку, виходячи з аналізу літературних даних і результатів попередніх дослідів, обирали фактори, що найбільшою мірою впливають на зміну відгуку. Як такі чинники використовували напрацювання розпилювача форсунки (що працюють на стенді або під час експлуатації) та об'ємний процентний вміст присадки ПТЛМ у дизельному паливі.

На підставі попередніх експериментів для опису впливу факторів на відгук було прийнято математичну модель такого вигляду:

$$y = b_0 + b_1 t + b_2 \alpha + b_{12} t \cdot \alpha + b_{11} t^2 + b_{22} \alpha^2 \quad (2.2)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ – коефіцієнти полінома, що підлягають визначенню за результатами експерименту;

t – напрацювання розпилювачів;

α – концентрація присадки ПТЛМ у паливі.

Інтервал варіювання факторів обирали на основі аналізу літературних джерел та аналізу попередніх експериментів. Рівні варійованих факторів наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Рівні варіювання факторів.

Рівень варіювання	Кодове позначення факторів	τ , год	α , %
		X_1	X_2
Основний рівень	0	500	1
Інтервал варіювання	Δx_i	1000	1
Верхній рівень	+1	2500	2
Нижній рівень	-1	500	0

Напрацювання і концентрація присадки в паливі мають різні розмірності. Для приведення їх до однієї розмірності (безрозмірного вигляду) і спрощення розрахунків фактори кодували за формулою:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i} \quad (2.3)$$

де X_i – кодоване значення фактора (t або α); x_i – максимальне або мінімальне значення натурального фактора; x_{i0} – середнє значення натурального фактора; Δx_i – напіврізниця максимального і мінімального значень (інтервал варіювання) натурального фактора.

Кожен дослід проводили в триразовій повторності. Таким чином усього було проведено 27 дослідів. Порядок проведення дослідів, для виключення систематичної помилки, рандомізували за допомогою таблиці випадкових чисел. План двофакторного ОЦКП наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - План двофакторного ОЦКП.

U	X_0	X_1	X_2	$X_1 X_2$	$X_3' - X_1^2 - a$	$X_4' - X_2^2 - a$	y_1	y_2	y_3	y_{cp}
1	+	-	-	+	1/3	1/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
2	+	+	-	-	1/3	1/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
3	+	-	+	-	1/3	1/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
4	+	+	+	+	1/3	1/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
5	+	-	-	0	1/3	-2/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
6	+	+	-	0	1/3	-2/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
7	+	-	+	0	-2/3	1/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
8	+	+	+	0	-2/3	1/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
9	+	0	0	0	-2/3	-2/3	y_1	y_2	y_3	y_{1cp}
$\sum_{u=1}^N X_{ju}^2$	9	6	6	4	2	2				

Перед випробуваннями проводили зважування нових розпилювачів, використовуваних у дослідах, визначали параметри ущільнювального пояска голки розпилювача, значення яких фіксували в журналі випробувань. Після проведення кожного досліду проводили оцінку зносу параметрів ущільнювального пояска голки розпилювача. Для виключення похибок вимірювання геометричних параметрів ущільнювального пояска та оцінки вагового зносу голки і корпусу розпилювача перед проведенням вимірювань їх очищали від коксу і домішок технічним етиловим спиртом (ГОСТ 17299-78) з подальшим просушуванням у сушильній шафі за температури $80 \pm 2^\circ\text{C}$ протягом 1 години. Методика оцінки включала визначення змін зазору, ширини ущільнювального пояска b , зміну положення паска в процесі експлуатації L_1 щодо кінцевої точки запірного конуса голки (рис. 2.3).

Оцінку вагового зносу голки та корпусу розпилювача форсунки визначали величиною зменшення ваги відповідних деталей після проведення чергового досліду.

Вимірювання параметрів ущільнювальної кромки проводили на мікроскопі БМИ-3 (рис. 2.4). Мікроскоп забезпечує точність вимірювання ± 3 мкм. Середнє квадратичне відхилення показань мікроскопа не більше 1,5 мкм.

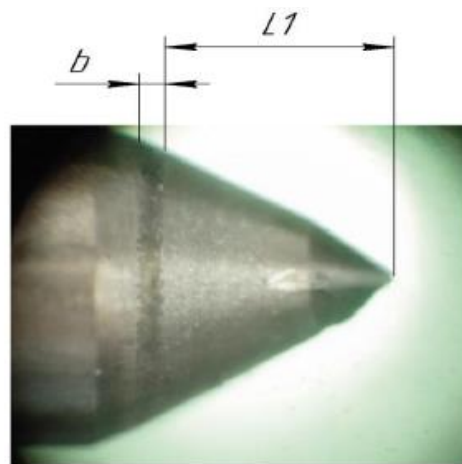


Рис. 2.3. Схема вимірювання параметрів ущільнювального паска: L_1 – відстань від кінцевої точки голки до ущільнювальної кромки, мм; b – ширина ущільнювальної кромки

Чисельні значення коефіцієнтів отримували за формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{0u} \cdot Y_u}{9} \quad (2.4)$$

$$b_1 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{1u} \cdot Y_u}{6} \quad (2.5)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{2u} \cdot Y_u}{6} \quad (2.6)$$

$$b_{12} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{12u} \cdot Y_u}{4} \quad (2.7)$$

$$b_{11} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_3'^2 \cdot Y_u}{2} \quad (2.8)$$

$$b_{22} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_4'^2 \cdot Y_u}{2} \quad (2.9)$$

Перевірку значущості коефіцієнтів проводили за критерієм Стьюдента.



Рис. 2.4. Мікроскоп БМИ-3 для дослідження вагового зносу голки і корпусу розпилювача

Висушені деталі розпилювача зважували на аналітичних вагах Ньютон ЛС (ГЛС) з точністю 0,0001г. Для виключення впливу вологи, що конденсується з повітря, проводили кілька зважувань і просушувань, щоб похибка в останніх

двох зважуваннях не перевищувала 0,0002 г. При цьому для встановлення залежності зносу від концентрації присадки ПТЛМ у дизельному паливі по 8 форсунок проходили випробування зі зразками палива в концентрації присадки ПТЛМ % 0; 1% і 2%.

У кожній групі визначали середнє значення величини зносу для відповідного часу випробування. Математичну модель зносу голки та корпусу встановлювали за допомогою методу планування експерименту. Використовували ОЦКП другого порядку з двома факторами. План передбачає проведення 9 дослідів. Цей план включає 4 точки повного факторного експерименту, 4 зіркові точки та одну центральну точку. Величина зоряного плеча $\alpha = 1$, коефіцієнт $a = 0,667$. Залежність зносу від концентрації присадки в паливі α і напрацювання на стенді шукали у вигляді полінома другого порядку:

$$H = b_0 + b_1 t + b_2 \alpha + b_{12} t \cdot \alpha + b_{11} t^2 + b_{22} \alpha^2 \quad (2.10)$$

де $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ - коефіцієнти полінома, що підлягають визначенню за результатами експерименту;

t - напрацювання розпилювачів під час випробувань;

α - концентрація присадки ПТЛМ у паливі.

У плані значення факторів варіюються на двох рівнях максимальному \max і мінімальному \min . Рівні варіювання факторів визначали виходячи з попередньо проведених експериментів, що позначили область допустимих значень α щодо мінімального зносу. А час випробувань виходячи з максимально можливої експлуатації розпилювача форсунки. Як зазначалося раніше, максимальна працездатність розпилювача форсунки знаходиться в межах 2500 мотогодин. Тому мінімальне значення t в експериментах приймали 0 год, а максимальне 2500 год. Середнє значення $t = 1250$ год, інтервал варіювання $\Delta t = 1000$ год. Максимальний вміст присадки ПТЛМ приймали рівним 2%, мінімальний - 0%, середнє значення - 1%, інтервал варіювання - 1%. Після підстановки у формулу (2.4) значень величин, що входять до неї, було отримано значення кодованих

факторів на нижньому рівні - 1 і на верхньому рівні +1. Досліди проводили в трикратній послідовності (всього 27 дослідів). Для виключення систематичної

У процесі роботи розпилювач форсунки, з одного боку, зазнає зносу внаслідок ерозії та кавітації частинок забруднень об поверхню отворів, з іншого боку - закоксовування розпилювальних отворів. Під час зношування ефективний прохідний перетин отворів збільшується. При закоксовуванні відбувається зменшення розпилювальних отворів. У результаті відбувається зміна геометрії прохідного перерізу, форми отворів і, як наслідок, циклової подачі пального та інших пов'язаних параметрів, що характеризують процес згоряння дизельного пального в циліндрі. У зв'язку з цим виникає необхідність оцінки впливу в паливі присадки на основі рослинних олій на процес коксування отворів розпилювача форсунки.

Математичну модель зносу голки та корпусу встановлювали за допомогою методу планування експерименту. Попередньо методом ранжування чинників визначено найбільш значущі чинники, що впливають на процес закоксування розпилювальних отворів розпилювачів форсунки: концентрацію присадки в паливі α , напрацювання розпилювачів τ , температуру довкілля t та рівні їхнього варіювання на двох рівнях. Чисельні значення рівнів варіювання чинників визначали виходячи з наявних експериментальних даних за умовами роботи розпилювачів (таблиця 2.3)

Таблиця 2.3 – Рівні варіювання факторів

Рівні факторів	Позначення	Фактори		
		X_1	X_2	X_3
		α	τ , год	t , °C
Основний рівень	0	0,04	1600	100
Інтервал варіювання	Δx_i	0,02	1000	50
Верхній рівень	+1	0,06	2600	150
Нижній рівень	-1	0,02	600	50

Для кодування факторів використовували формулу (2.3).

Як передбачувану модель було прийнято нелінійну модель такого вигляду:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i,u=1}^n b_{iu} x_i x_u + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2 \quad (2.11)$$

У цьому рівнянні \hat{y} означає модельне, що розраховується за рівнянням моделі, значення функції відгуку. Коефіцієнти регресії визначали експериментально для статистичної оцінки теоретичних коефіцієнтів. У математичній моделі члени другого ступеня $x_i x_u$, x_i^2 , характеризують кривизну поверхні відгуку. Для оцінки коефіцієнтів моделі було обрано ортогональний центральний композиційний план із трьома факторами: $\mu F = f(\alpha, \tau, t)$. Ортогональність плану дає змогу оцінювати коефіцієнти математичної моделі незалежно один від одного, а крім того він дає змогу оцінити коефіцієнти з високою точністю.

План передбачає проведення 15 дослідів. Він включає 8 точок повного факторного експерименту, 6 зіркових точок і одну центральну точку. Величину зоряного плеча визначали за формулою:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{N \cdot N_0} - N_0} \quad (2.12)$$

де N - загальне число дослідів;

N_0 - число точок повного факторного експерименту.

Після підстановки чисельних значень величин, що входять у формулу, отримаємо:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{15 \cdot 8} - 8} = 1,215 \quad (2.13)$$

Величину коефіцієнта a визначали за формулою:

$$a = \sqrt{\frac{N_0}{N}} \quad (2.14)$$

Після підстановки чисельних значень величин у формулу (2.13), отримаємо: $a = 0,667$, $\alpha = 1$, коефіцієнт $a = 0,73$.

Отже, $1 - a = 1 - 0,73 = 0,27$; $\alpha^2 - a = 1,2152 - 0,73 = 0,75$.

З урахуванням отриманих даних план набуває вигляду:

Таблиця 2.4 – Ортогональний центрально-композиційний план з визначення закоксовування розпилювальних отворів форсунки.

U	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	X ₁ X ₂ X ₃	X ₄	X ₅	X ₆	Y
1	+	-	-	-	+	+	+	-	0,27	0,28	0,27	Y1
2	+	+	-	-	-	-	+	+	0,27	0,28	0,27	Y2
3	+	-	+	-	-	+	-	+	0,27	0,28	0,27	Y3
4	+	+	+	-	+	-	-	-	0,27	0,28	0,27	Y4
5	+	-	-	+	+	-	-	-	0,27	0,28	0,27	Y5
6	+	+	-	+	-	+	-	+	0,27	0,28	0,27	Y6
7	+	-	+	+	-	-	+	-	0,27	0,28	0,27	Y7
8	+	+	+	+	+	+	+	+	0,27	0,28	0,27	Y8
9	+	-1,215	0	0	0	0	0	0	0,76	0,74	0,74	Y9
10	+	+1,215	0	0	0	0	0	0	0,76	0,74	0,74	Y10
11	+	0	-1,215	0	0	0	0	0	0,74	0,75	0,74	Y11
12	+	0	+1,215	0	0	0	0	0	0,74	0,75	0,74	Y12
13	+	0	0	-1,215	0	0	0	0	0,74	0,73	0,75	Y13
14	+	0	0	+1,215	0	0	0	0	0,74	0,73	0,75	Y14
15	+	0	0	0	0	0	0	0	0,74	0,73	0,73	Y15
15		10,963			8				4,3831			

Кожен дослід проводили в триразовій повторності. Для виключення систематичної помилки послідовність проведення дослідів рандомізували. Таким чином усього було проведено 45 дослідів.

Випробування проводили таким чином. Насамперед визначали густину палива. Паливо з ємності 1 за відкритого вентиля 2, через фільтр надходило в насос 4, з якого нагніталось в ємність 5. У ємності 5, за допомогою перепускного клапана 6, встановлювали постійний тиск, що дорівнює 0,6 МПа, контрольований манометром 7. З ємності 7 паливо надходило на форсунку 9. Паливо, що витікає з форсунки 9 збирали в мірну 11 ємність, використовуючи розподільник палива, що впорскується.

Випробування закоксування проводили на установці, принципова схема якої показана на рис. 2.5.

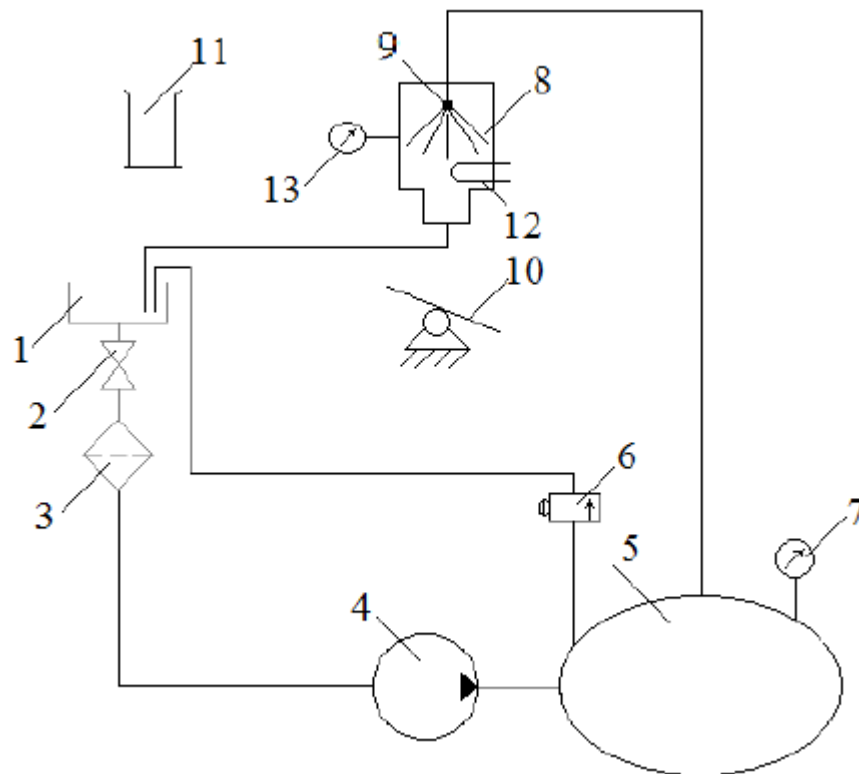


Рис. 2.5. Схема установки для визначення прохідного перерізу розпилювача: 1 – бак із паливом; 2 – кран; 3 – фільтр; 4 – насос; 5 – ємність; 6 – клапан перепускний; 7 – манометр; 8 – гаситель піни; 9 – форсунка з розпилювачем; 10 – розподільник палива, що впорскується; 11 – мірна ємність; 12 - ТЕН; 13 – термометр

Закоксування розпилювальних отворів розпилювача форсунки визначали за зменшенням ефективного прохідного перетину μF .

Відомо, що об'ємну витрату палива Q з розпилювача ($\text{м}^3/\text{с}$), визначають за формулою:

$$Q = \mu F \cdot u = \mu F \sqrt{2\Delta P / \rho} \quad (2.15)$$

де μF - ефективний прохідний перетин розпилювача, м^2 ;

u - швидкість витікання палива $\text{м}/\text{с}$;

ΔP - тиск палива перед сопловими отворами, $\text{Н}/\text{м}^2$.

За проміжок часу t обсяг палива, що спливає (м^3), дорівнює:

$$V = Q \cdot t \quad (2.16)$$

Отримаємо формулу для визначення ефективного перерізу отвору розпилювача:

$$\mu F = \frac{V}{t \cdot \sqrt{2\Delta P / \rho}} \quad (2.17)$$

Час закінчення t приймали рівним 100 с.

Метою стендових моторних випробування є підтвердження працездатності розпилювачів форсунок і дослідження робочого процесу двигуна під час експлуатації на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ. Випробування проводилися на німецькому електрогальмівному стенді RAPIDO (рис. 2.6). Стенд призначений для випробування та обкатки двигунів внутрішнього згоряння. Стенд обладнаний необхідними вимірювальними приладами, пристроями та пультом керування. Метою випробування було зняття зовнішніх регуляторних характеристик згідно з ДСТУ, порівняння їх із паспортними, і з характеристикою, знятою під час експлуатації на товарному дизельному паливі.

Об'єктом випробування був двигун Д-240 трактора МТЗ-82.

На рис. 2.6 а показано загальний вигляд електрогальмівного стенда RAPIDO.

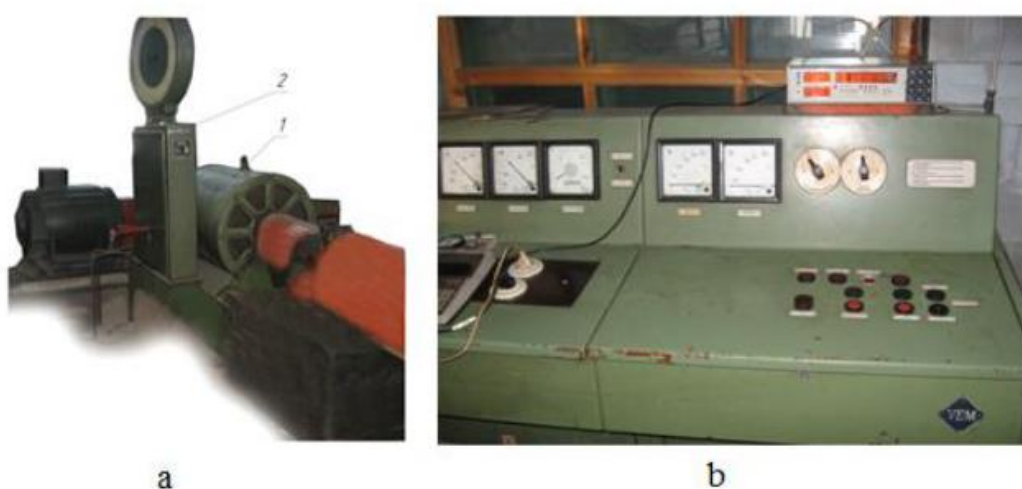


Рис. 2.6. Електрогальмівний стенд RAPIDO: а – Загальний вигляд електрогальмівного стенда: 1 – електрогальмо; 2 – динамометричний механізм електрогальма; б – пульт керування електрогальмівним стендом

Витрату палива через форсунки під час роботи двигуна визначали за допомогою датчика ГСП БА-1005 з електроавтоматичним відліком. Загальний вигляд датчика представлений на рис. 2.7.



Рис. 2.7. Датчик ГСП БА - 1005 для визначення витрати дизельного палива.

Частота обертання колінчастого вала дизеля вимірюється дистанційним електротактометром з похибкою $\pm 5 \text{ хв}^{-1}$ електрогальмівного стенда. Контроль температури і тиску навколишнього середовища здійснювали ртутним термометром із ціною поділки $0,5^\circ\text{C}$ і барометром МД-49-А з паспортною похибкою вимірювання тисків не більше 1 мм.рт.ст.

Моторні випробування проводилися за методикою визначеною ГОСТ 18509-88. Було знято потужні та економічні показники дизеля Д-240 за зовнішньою регуляторною характеристикою з форсунками типу ФД-22, які експлуатуються на товарному дизельному паливі і на паливі з присадкою ПТЛМ. Результати порівняльних випробувань дизеля Д-240 зі штатними форсунками фіксували в протоколі випробувань. За отриманими результатами побудовано зовнішні регуляторні характеристики залежно від потужності.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

У результаті проведених стендових випробувань ПНВТ і розпилювачів форсунок двигуна Д-240 виявлено, що регуляторна характеристика паливного насоса і параметри, що характеризують працездатність форсунки, відповідають технічним вимогам для цього двигуна. На рис. 3.1 наведено дані за знятою швидкісною характеристикою паливного насоса УТН-5 [16].

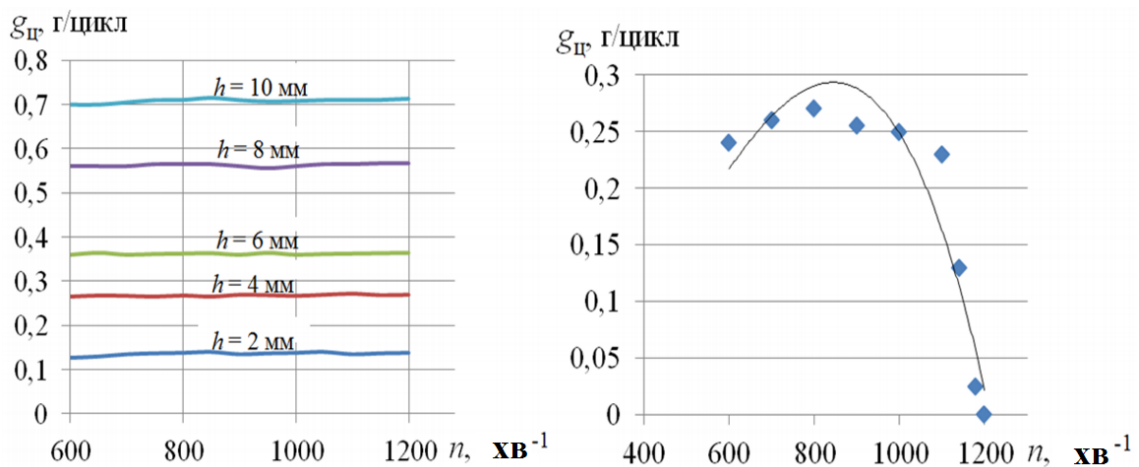


Рис. 3.1. Швидкісна характеристика паливного насоса УТН-5 [16].

Представлена характеристика дала змогу визначити циклову подачу палива від положення дозатора та частоти обертання паливного насоса, які використовуються під час подальших випробувань [16].

Результати експериментального визначення зношування голки форсунки ФД-22 наведені згідно з методикою експериментальних досліджень визначення зміни геометричних параметрів ущільнювального паска замикаючого конічного сполучення та зміни ваги голки і ваги корпусу розпилювача під час експлуатації.

Для отримання математичної моделі зміни вагового зношування голки згідно з методикою експериментального дослідження було використано ортогональний центральний композиційний план. Відгуком математичної моделі є зміна ваги голки $m_{\text{и}}$. Факторами, що впливають на зношування, прийнято напрацювання t розпилювача форсунки і концентрацію α присадки ПТЛМ у

дизельному паливі. У таблиці 3.1 наведено результати експериментального визначення вагового зносу голки форсунки ФД-22 [16].

Таблиця 3.1- План експерименту в кодованих значеннях факторів і результати дослідів [16].

U	X ₀	X ₁	X ₂	X ₁ X ₂	X' ₃ =X ₁ ² -a	X' ₄ =X ₂ ² -a	y ₁	y ₂	y ₃	y _{ср}
1	+	-	-	+	1/3	1/3	0,330	0,339	0,339	0,336
2	+	+	-	-	1/3	1/3	0,999	0,975	0,993	0,991
3	+	-	+	-	1/3	1/3	0,330	0,353	0,335	0,336
4	+	+	+	+	1/3	1/3	0,975	0,999	0,993	0,991
5	+	-	-	0	1/3	-2/3	0,156	0,153	0,163	0,156
6	+	+	-	0	1/3	-2/3	0,791	0,955	0,900	0,901
7	+	-	+	0	-2/3	1/3	0,563	0,599	0,539	0,560
8	+	+	+	0	-2/3	1/3	0,539	0,536	0,636	0,56
9	+	0	0	0	-2/3	-2/3	0,590	0,590	0,590	0,59
$\sum_{u=1}^N X_{ju}^2$	9	6	6	4	2	2				

Обробка результатів дослідів дала змогу отримати регресійне рівняння залежності зміни ваги голки від концентрації присадки ПТЛМ і напрацювання форсунки в такому вигляді:

$$\Delta m_{\text{н}} = -9,721 \cdot 10^{-10} \cdot t^2 + 3,26 \cdot 10^{-4} t + 0,082 \alpha^2 - 0,161 \alpha + 0,074 \quad (3.1)$$

Рівняння (3.1) дало змогу розрахувати знос голки від концентрації присадки в ДП, і провести аналіз впливу низки факторів. На графіку (рис. 3.2) побудовано криві, що дають змогу наочно уявити характер впливу напрацювання і концентрації присадки в ДП. Аналіз кривих показує, що залежно від напрацювання розпилювача, втрати ваги голки збільшуються практично за лінійним законом (відстані між кривими практично однакові) [16].

Залежність вагового зносу голки від концентрації присадки в ДП має складніший характер і являє собою криву другого порядку (парабола). Усі криві мають мінімальне значення втрати ваги за концентрації присадки в ДП 1%. Дані

щодо вагового зносу голки показують, що оптимальна концентрація присадки ПТЛМ у ДП дорівнює 1% [16].

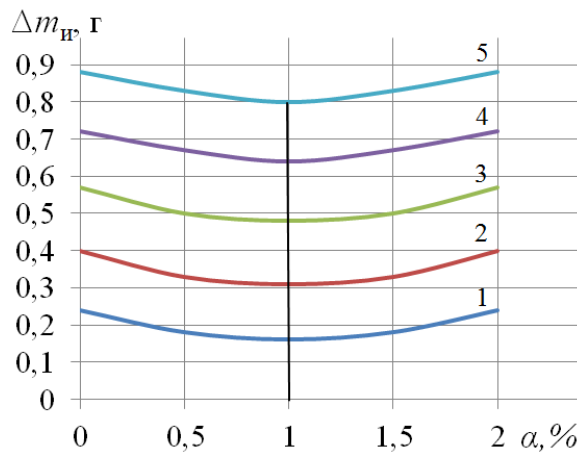


Рис. 3.2. Розрахункові криві залежності вагового зносу голки від концентрації присадки ПТЛМ у ДП і напрацювання розпилювача. Напрацювання: 1 – 500 мото-год; 2 – 1000 мото-год; 3 – 1500 мото-год; 4 – 2000 мото-год; 5 – 2500 мото-год [16].

Результати експериментального визначення вагового зносу корпусу розпилювача форсунки ФД-22 наведено в табл. 3.2 [16].

Таблиця 3.2 – Результати експериментальних досліджень вагового зносу корпусу розпилювача [16].

U	Результати дослідів $D_{тк}, г$			
	y_1	y_2	y_3	$y_{ср}$
1	0,0968	0,095	0,096	0,096
2	0,3149	0,311	0,3198	0,313
3	0,0943	0,088	0,093	0,093
4	0,3035	0,196	0,313	0,301
5	0,0835	0,089	0,068	0,083
6	0,199	0,190	0,303	0,194
7	0,1395	0,136	0,134	0,135
8	0,1319	0,139	0,134	0,113
9	0,1395	0,119	0,136	0,133

Перевірка однорідності паралельних дослідів показала, що критерій Кохрена розрахунковий дорівнює 0,280888. Табличне значення критерію дорівнює 0,3346 за довірчої ймовірності 0,95 і ступенів свободи $f_1 = 9$ $f_2 = 2$.

У результаті опрацювання матеріалів було отримано регресійне рівняння:

$$\Delta m_{\kappa} = 2,2 \cdot 10^{-8} t^2 + 0,013 \alpha^2 - 2 \cdot 10^{-6} t - 0,026 \alpha - 2,2 \cdot 10^{-6} t \alpha + 0,082. \quad (3.2)$$

Адекватність моделі підтверджували критерієм Фішера: розрахункове значення дорівнює 1,8064, табличне - 2,06 за довірчої ймовірності, що дорівнює 0,95, та ступеню свободи $f_1 = 30$ і $f_2 = 2$.

На рис. 3.3. наведено розраховані за формулою криві, що показують характер впливу напрацювання розпилювача і концентрації присадки [16].

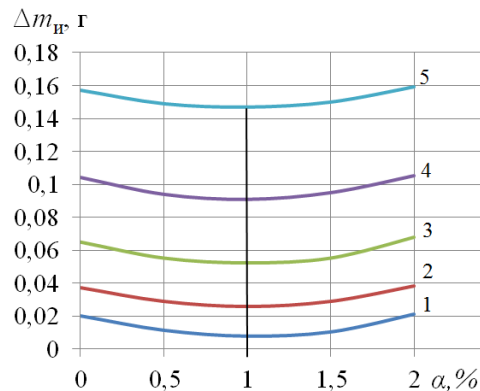


Рис. 3.3. Залежність вагового зносу корпусу розпилювача від концентрації присадки в паливі та напрацювання τ : 1 – 500 мото-год; 2 – 1000 мото-год; 3 – 1500 мото-год; 4 – 2000 мото-год; 5 – 2500 мото-год [16].

Аналіз наведених на рис. 3 кривих показав, що концентрація в паливі впливає на вагове зношення корпусу аналогічно впливу на вагове зношення голки (за параболическим законом) [16].

Мінімальне значення втрати ваги припадає на концентрацію присадки 1%. Збільшення вагового зносу корпусу розпилювача спостерігається за концентрації присадки ПТЛМ більше або менше 1% [16].

Залежність вагового зносу корпусу розпилювача від напрацювання має також нелінійний характер. Зі збільшенням напрацювання вагове зношення збільшується. За концентрації присадки ПТЛМ 1% у ДП вагове зношення корпусу розпилювача становить за таких напрацювань [16]:

- за 500 мото-годин – 0,009 г;
- за 1500 мото-годин – 0,053 г;
- за 2500 мото-годин – 0,144 г.

Результати експерименту показують, що раціональна концентрація присадки ПТЛМ у ДП становить 1% [16].

Згідно з методикою дослідження геометричних параметрів у сполученні "голка – корпус розпилювача" форсунок, викладеною в главі 4, проведені дослідження зміни довжини твірної L_1 від вершини конуса до ущільнювальної крайки, і зміна ширини ущільнювальної крайки Δb , мм [16].

У таблиці 3.3 наведено результати вимірювання довжини твірної L_1 від вершини конуса до ущільнювальної кромки [16].

Однорідність паралельних дослідів підтверджується критерієм Кохрена: розрахункове значення $G_p = 0,244$, табличне значення $G_T = 0,334$ за $\alpha = 0,05$, $f_1 = 2$, $f_2 = 15$ [16].

На підставі результатів у табл. 3.3, отримано регресійну залежність зміни довжини твірної L_1 від напрацювання сполучення t і концентрації присадки ПТЛМ у паливі:

$$L_1 = 5,028 - 3,07 \cdot 10^{-4} t - 0,07108 \alpha - 8,7 \cdot 10^{-5} t \cdot \alpha + 3,94 \cdot 10^{-7} t^2 + 0,021508 \alpha^2 \quad (3.3)$$

$$R^2 = 0,8673.$$

Таблиця 3.3 - Результати вимірювання довжини твірної L_1 замикаючого конуса, мм [16].

№ досліда	У ₁	У ₂	У ₃	У _{ср}
1	2,36	2,20	2,26	2,27
2	6,249	6,264	6,27	6,268
3	0,829	0,824	0,814	0,822
4	3,369	3,624	3,638	3,477
5	1,663	1,634	1,676	1,678
6	4,263	4,448	4,433	4,386
7	3,376	3,311	3,372	3,363
8	1,666	1,887	1,741	1,764
9	2,461	2,623	2,638	2,637

Адекватність моделі перевіряли за критерієм Фішера: розрахункове значення дорівнює 2,05, табличне значення – 2,13 за $\alpha = 0,05$, $f_1 = 14$ і $f_2 \text{ восп.} = 30$. Табличне значення критерію Фішера більше за розрахункове, гіпотеза про адекватність приймається [16].

Розраховані за формулою (3.3) криві зміни відстані L_1 від концентрації присадки ПТЛМ у дизельному паливі α та напрацювання сполучення t наведено на графіку (рис. 3.4) [16].

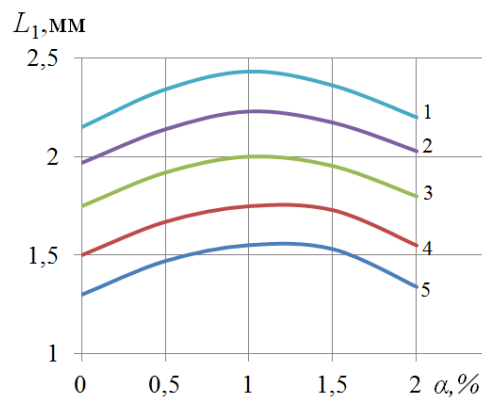


Рис. 3.4. Залежність зменшення довжини твірної L_1 від вершини конуса до ущільнювальної кромки від концентрації α присадки ПТЛМ і напрацювання сполучення t . Напрацювання сполучення t , (мото-год): 1 – 500; 2 – 1000; 3 – 1500; 4 – 2000; 5 – 2500 [16].

З наведених на рис. 3.4 графіків встановлено, що зі збільшенням напрацювання довжина твірної L_1 від вершини конуса до ущільнювальної кромки зменшується. Це пов'язано з деформацією ущільнювальної кромки під час ударної дії голки об корпус розпилювача. При цьому ширина ущільнювальної кромки збільшується [16].

На рис. 3.5 наведено дані щодо величини зменшення L_1 залежно від напрацювання розпилювача і концентрації присадки в ДП [16].

На кожному інтервалі напрацювання найменше зменшення L_1 відбувається під час роботи на дизельному паливі з концентрацією присадки ПТЛМ у діапазоні від 0,95 до 1%. Під час напрацювання на товарному ДП зміна L_1 більша, ніж на ДП +1% присадки ПТЛМ [16].

Під час напрацювання 500 мото-годин зменшення довжини твірної L_1 становило: на товарному ДП – 0,163 мм; на паливі з присадкою ПТЛМ у концентрації 1% – 0,00235 мм. При подальшому збільшенні концентрації присадки L_1 зменшується на 0,341 мм. [16].

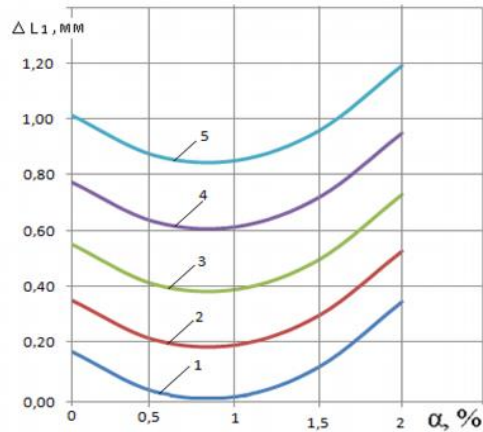


Рис. 3.5. Зміна довжини твірної L_1 від вершини конуса до ущільнювального паска залежно від концентрації присадки в ДП і напрацювання розпилювача: 1 – 500 мото-год; 2 – 1000 мото-год; 3 – 1500 мото-год; 4 – 2000 мото-год; 5 – 2500 мото-год.

Вимірювання довжини твірної від вершини конуса до ущільнювальної кромки показали, що під час напрацювання розпилювачів на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ у концентрації 0,95-1,05% зміщення ущільнювального паска від вихідного положення менше на порядок, ніж під час напрацювання на дизельному паливі.

Експериментальні дослідження проведені на установці за методикою, викладеною в 2 розділі, дали змогу отримати кодовану залежність $\mu F - f(\alpha, \tau, t)$ у такому вигляді:

$$\mu F = 0,235 - 0,011X_1 - 0,021X_2 - 0,023X_3 + 0,007X_1X_2 + 0,004X_1X_3 - 0,011X_2X_3 - 0,006X_{11}^2 - 0,009X_{33}^2 \quad (3.4)$$

Після декодування регресійна залежність у натуральних значеннях параметрів має вигляд:

$$\mu \hat{F} = 0,268 - 7,3 \cdot 10^{-9} \cdot \tau^2 - 3,63 \cdot 10^{-6} \tau - 0,00167 \alpha^2 + 0,0592 \alpha - 2,892 \cdot 10^{-6} t^2 + 2,097 \cdot 10^{-5} t \quad (3.5)$$

Однорідність дисперсій паралельних дослідів підтверджено критерієм Кохрена. Розрахункове значення критерію Кохрена - 0,2809. Табличне значення критерію Кохрена визначали за ступенями свободи $f_1 = N = 15$, $F_2 = r-1 = 3-1 = 2$ і ймовірністю 0,95, і склало 0,3346. Розрахункове значення критерію Кохрена менше табличного значення, гіпотеза про однорідність паралельних дослідів приймається.

Значимість коефіцієнтів визначали за критерієм Стюдента. Перевірка значущості коефіцієнтів за показала, що коефіцієнти, рівняння в кодованих значеннях, що позначають спільний вплив чинників виявилися незначущими на рівні значущості $\alpha=0,05$ і ступеня свободи 45.

Адекватність математичної моделі перевіряли за критерієм Фішера. Розрахункове значення критерію Фішера дорівнює 1,8064, табличне значення при числі ступенів свободи дисперсії адекватності $f_{ad} = N-\lambda=13$, дисперсії відтворюваності $fE = N(r-1)=30$, імовірності 0,95, дорівнює 2,06. Розрахункове значення критерію Фішера не перевищує табличного значення, гіпотеза про адекватність математичної моделі експериментальним даним приймається.

На рис. 3.6 представлено залежність μF від концентрації присадки α і напрацювання τ .

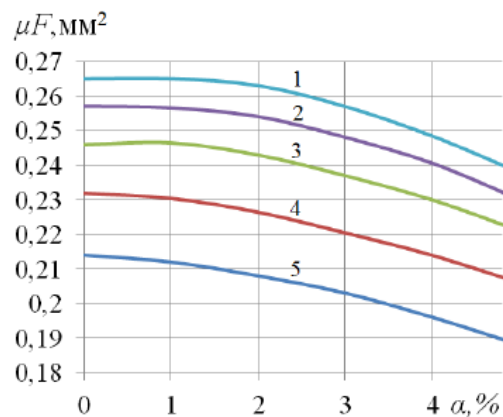


Рис. 3.6. Залежність зміни ефективного перерізу μF від концентрації присадки в паливі α і напрацювання розпилювача форсунки τ : 1 – 500 мото-год; 2 – 1000 мото-год; 3 – 1500 мото-год; 4 – 2000 мото-год; 5 – 2500 мото-год.

Результати розрахунків закоксовування розпилювачів форсунок за формулою (3.5) дали змогу визначити вплив досліджуваних чинників на зміну ефективного перерізу розпилювача форсунки μF (за зменшення μF відбувається закоксовування форсунки).

Графік, наведений на рис. 3.6 показує, що зі збільшенням концентрації присадки ПТЛМ і часу експлуатації розпилювача ефективний переріз розпилювачів μF зменшується. Це свідчить про монотонне закоксовування отворів розпилювача форсунки. Інтенсивність закоксовування залежить як від концентрації присадки ПТЛМ, так і від напрацювання розпилювача. На початку досліджень ефективний прохідний перетин μF становив 0,268 мм². Найменша закоксованість отворів спостерігається за концентрації присадки в ДП 1% і напрацювання 500 мотогодин. На початку випробувань $\mu F=0,244$ мм². При напрацюванні розпилювача 500 мото-годин зменшення μF становило 0,024 мм² зі збільшенням концентрації ПТЛМ від 1 до 5%. Після випробувань протягом 2500 мото-год ефективно прохідне:

- при експлуатації на ДП з 1% присадки ПТЛМ, μF зменшилося з 0,268 до 0,213 мм²;

- за експлуатації на ДП з 5% присадки ПТЛМ μF зменшилося до 0,19 мм².

Інтенсивність закоксовування отворів розпилювача між інтервалами напрацювання збільшується, про що свідчить збільшення відстані між кривими (рис. 3.6).

Для оцінки зносу розпилювальних отворів розпилювача, після очищення їх від коксу, проведено визначення ефективного перерізу розпилювача після напрацювання 2500 годин. Збільшення μF при 5% вмісті ПТЛМ, склало 0,063мм².

На рис. 3.7 представлено залежність зміни μF від концентрації присадки α та температури повітря t °С, що обтікає розпилювач за постійного напрацювання.

Випробування проводили за температур повітря, середовища, що оточує форсунку, за температур від 50°С до 150°С з інтервалом 25 С.

Розрахунки дали змогу побудувати графіки залежності зміни ефективного перерізу розпилювача залежно від впливу температури навколишнього повітря та концентрації присадки ПТЛМ у дизельному пальному (рис. 3.7). Побудовані криві (рис. 3.7) дали змогу виявити вплив чинників на закоксовування розпилювальних отворів розпилювача.

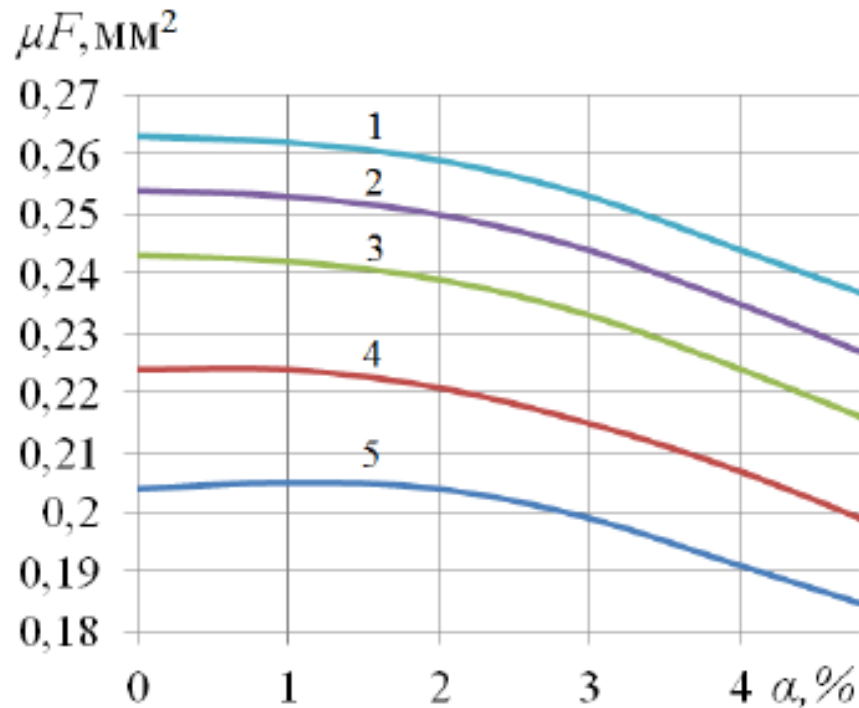


Рис. 3.7. Зміна ефективного перерізу розпилювача μF від концентрації ПТЛМ α і температури повітря t °C: 1 – вихідний ефективний переріз розпилювача; 2 – ефективний переріз розпилювача під час випробування на закоксовування за 50°C; 3 – 75 °C; 4 – 100 °C; 5 – 125 °C; 6 – 150 °C.

Аналіз представлених графіків (рис. 3.7) показав, що зі збільшенням температури повітря за постійної концентрації ПТЛМ у паливі μF зменшується, що свідчить про вплив як концентрації присадки ПТЛМ у ДП на закоксовування розпилювальних отворів, так і температури робочого середовища. Інтенсивність закоксовування залежить як від відсоткового вмісту ПТЛМ, так і від температури повітря (газів) у камері згоряння, проте інтенсивність закоксовування отворів різна (таблиця 3.4).

Таблиця 3.4 – Вплив температури робочого середовища і концентрації присадки в ДП на зміну ефективного перерізу розпилювача, мм².

Температура робочого середовища, °С	Концентрація присадки α , %					
	0	1	2	3	4	5
50	0,363	0,363	0,359	0,355	0,348	0,338
75	0,353	0,353	0,351	0,346	0,339	0,330
100	0,341	0,341	0,339	0,334	0,337	0,318
125	0,335	0,335	0,333	0,318	0,311	0,303
150	0,306	0,306	0,304	0,199	0,193	0,183

Аналіз даних табл. 3.4 і аналіз кривих (рис. 3.6) показав, що найменша інтенсивність закоксування спостерігається за концентрації присадки ПТЛМ у ДП, що не перевищує 2%, та температури повітря 50 °С. У цих умовах ефективний переріз розпилювача змінюється незначно, з 0,262мм² до 0,259мм². Зміна перерізу склала в середньому всього 0,003 мм², що свідчить про малу інтенсивність закоксування розпилювальних отворів. Під час експлуатації розпилювача в робочому середовищі з температурою 50 °С і концентрацією присадки понад 2%, інтенсивність зменшення μF збільшується. За концентрації присадки 5% у ДП μF досягає величини 0,238, тобто зменшення μF склало 0,030 мм². Найінтенсивніше накопичення коксу в отворах розпилювачів відбувається за концентрації ПТЛМ у паливі 5% і температури повітря 150°С. У цьому діапазоні зміни факторів ефективний прохідний переріз розпилювачів зменшився на 0,085 мм², з 0,268 мм² до 0,183 мм². У цьому випадку зменшення ефективного перерізу розпилювального отвору свідчить про високе закоксування отворів розпилювача.

Отримані результати досліджень закоксування отворів розпилювача під час експлуатації на товарному паливі та паливі з присадкою дали змогу встановити раціональну концентрацію присадки ПТЛМ у ДП не більше 2%.

На графіку (рис. 3.8) побудовано криві, що характеризують спільний вплив температури робочого середовища (повітря) t і напрацювання форсунки τ на зміну ефективного прохідного перерізу μF розпилювачів форсунки.

Під час аналізу спільного впливу напрацювання розпилювача та температури навколишнього середовища t на зміну ефективного перерізу μF розпилювача форсунки, слід зазначити, що за одного й того самого напрацювання розпилювача форсунки під час зміни температури повітря робочого середовища відбувається інтенсивне зменшення ефективного перерізу розпилювальних отворів розпилювача. Водночас інтенсивність зміни ефективного перерізу розпилювальних отворів у діапазоні роботи розпилювача від 50 °C до 100 °C менша, ніж у діапазоні від 100 °C до 150 °C.

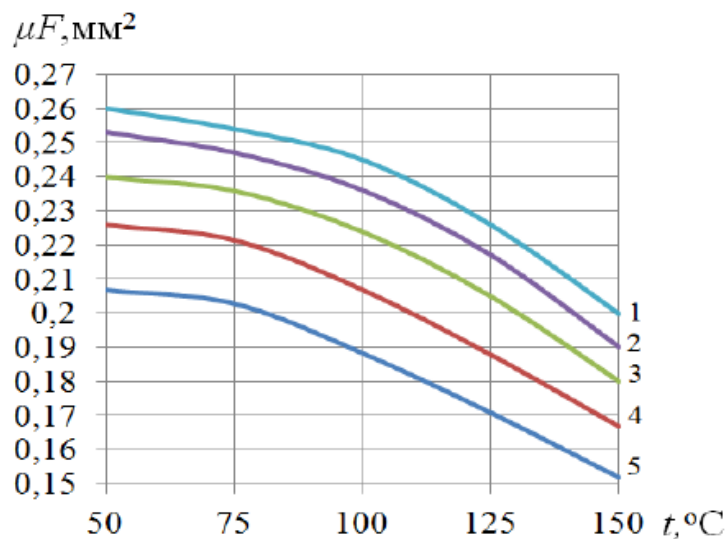


Рис. 3.8. Зміна ефективного прохідного перерізу розпилювачів μF від температури довкілля t , у якому працює розпилювач та напрацювання τ : 1 – 500 мото-год; 2 – 1000 мото-год; 3 – 1500 мото-год; 4 – 2000 мото-год; 5 – 2500 мото-год.

Наприклад, за постійного напрацювання 500 мотогодин у діапазоні температур від 50 °C до 100 °C μF зменшився з 0,262 мм² до 0,241 мм² і становив 0,021 мм². Під час роботи в діапазоні від 100 °C до 150 °C зменшення μF відбулося з 0,262 мм² до 0,206 мм², і становило 0,056 мм². Під час експлуатації розпилювача впродовж 2500 мотогодин за температури повітря робочого середовища 100 °C, зменшення зазору становило на 0,076 мм². Під час експлуатації з температурою навколишнього повітря 150 °C, зменшення зазору склало на 0,111 мм².

Під час проведення порівняльних випробувань розпилювачів форсунок, що експлуатуються на товарному дизельному паливі і на паливі з присадкою ПТЛМ, проведено оцінку ресурсу розпилювачів форсунок. Знос розпилювачів визначали за зниженням гідравлічної щільності. Рішення про закінчення зношувальних випробувань приймали у зв'язку з виходом гідравлічної густини за межі допустимих величин згідно з ГОСТ 10579-2017 (5-7).

Випробування розділені на етапи, тривалістю 500 мотогод. Після закінчення чергового етапу зі встановлених форсунок знімали показники, за якими побічно, без розбирання і вимірів деталей, можна судити про величину зносу розпилювача. До таких показників належить гідравлічна щільність розпилювачів форсунок.

Гідравлічну густину визначали за часом падіння тиску від 23 МПа до 21 МПа. На рис. 3.9 наведено графік залежності гідравлічної густини форсунок від напрацювання.

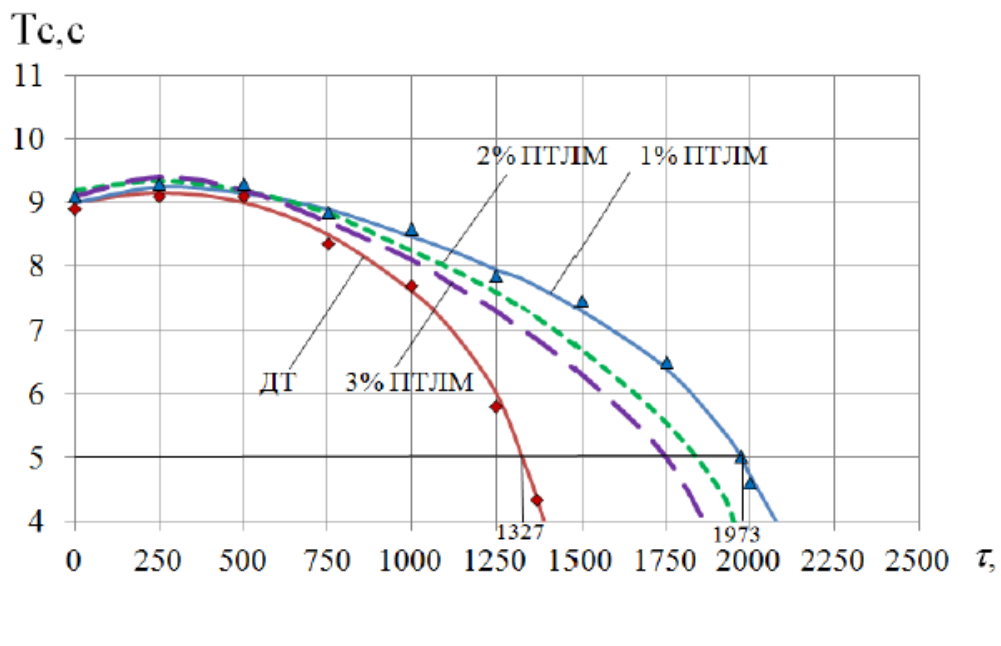


Рис. 3.9. Результати вимірювань гідравлічної густини форсунок залежно від напрацювання та концентрації ПТЛМ під час стендових порівняльних зношувальних випробувань: 1 – дизельне паливо ДСТУ; 2 – ДТ+3% ПТЛМ; 3 – ДТ+2% ПТЛМ; 4 – ДТ+1% ПТЛМ

У початковий період випробувань гідрощільність розпилювачів форсунок зростала з 8,9 с до 9,4 с. У цей період відбувалося зменшення зазору в ущільнювальному сполученні внаслідок пластичної деформації мікронерівностей на поверхні деталей. Під час подальшої роботи гідрощільність знижувалася монотонно, що є результатом зносу прецизійних сполучень припрацьованих деталей. При цьому, зменшення гідрощільності розпилювачів на товарному дизельному паливі відбувається більш інтенсивно, ніж на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ.

При напрацюванні форсунок на дизельному паливі 750 мото-год, гідрощільність становила 8,4 с. При напрацюванні форсунок на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ у концентрації 1%, гідрощільність становила 8,9 с.

Збільшення гідрощільності під час роботи форсунок на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ пояснюється як зниженням зношування прецизійних сполучень розпилювача форсунок, так і збільшенням в'язкості палива під час додавання присадки ПТЛМ.

За граничний ресурс узято вибірку розпилювача форсунок, за якої гідрощільність (зниження тиску від 19,6 до 17,6 МПа менш ніж за 5 с). Таким чином, з аналізу графіків встановлено, що під час використання дизельного пального з присадкою ПТЛМ у концентрації 1% зафіксовано збільшення напрацювання розпилювачів:

- під час роботи на дизельному паливі, напрацювання розпилювача форсунок становило 1327 мото-год;
- під час роботи розпилювачів на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ у концентрації 1%, напрацювання розпилювачів становило 1973 мото-год.

Напрацювання розпилювачів, що працюють на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ у концентрації 1%, перевищило 646 мотогодин роботи розпилювачів на дизельному паливі ГОСТ 32511.

Таким чином, при врахуванні впливу концентрації присадки ПТЛМ у дизельному паливі на зношування прецизійних сполучень "голка-корпус розпилювача" форсунок, впливає висновок:

- раціональна концентрація присадки ПТЛМ у дизельному паливі становить 1%.

Крім поліпшення протизносних властивостей дизельного пального, ефективність присадки має бути з економічною та екологічною доцільністю, мати набір певних властивостей з можливістю застосування в техніці без переобладнання систем і агрегатів ДВЗ.

З метою визначення можливості експлуатації техніки на ДП з присадкою ПТЛМ, було знято зовнішні регуляторні характеристики дизельного двигуна Д-240 під час експлуатації на товарному паливі і паливі з присадкою ПТЛМ 1%. Отримані результати показують, що під час експлуатації на паливі з присадкою ПТЛМ 1% відбувається зниження ефективної потужності двигуна на 1,3% і збільшення питомої ефективної витрати палива на 2,6%. Відхилення експлуатаційних параметрів перебуває в межах похибки досліду.

У разі зниження концентрації присадки в паливі до 1% відмінність цих параметрів відсутня, тобто параметри дорівнюють тим, що розвиває двигун під час роботи на товарному ДП. Під час переведення дизельного двигуна Д-240 на експлуатацію з присадкою ПТЛМ, жодні регулювальні роботи не потрібні. Впливає висновок про можливість експлуатації техніки на паливі з присадкою ПТЛМ у концентрації 1%.

Висновки по розділу

На основі проведених експериментальних досліджень розроблено рекомендації щодо роботи сільськогосподарської техніки на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ 1%.

ВИСНОВКИ

Експлуатація МТП в умовах АПК створює критичні умови експлуатації деталей паливної системи, що скорочує напрацювання дизельних ДВЗ.

Для забезпечення працездатності прецизійних пар розпилювачів форсунок дизельних двигунів розроблено компонентний склад присадки та визначено концентрацію її в дизельному паливі. Вибір компонентів присадки ґрунтується на проведеному аналізі наукових робіт у сфері зношування деталей паливної системи дизельних ДВЗ. Як компоненти пропонуваної протизношувальної присадки запропоновано талову і лляну олії. Співвідношення компонентів у пропонуваній присадці ПТЛМ талова олія 55%: лляна олія 41%: поліалкілбензол 4%.

Для оцінки зносостійкості деталей розпилювачів форсунок дизельних ДВЗ розроблено спосіб і пристрій, який дає змогу визначити гідравлічну густину прецизійних пар і кількість розпиленого палива розпилювачем за встановлений час на стенді КІ-921М відповідно до ДСТУ. Спосіб і пристрій до нього дає змогу порівняти фактичну витрату палива з номінальною та зробити висновок про працездатність розпилювача, його подальшу експлуатацію або заміну.

Проведені експлуатаційні випробування дали змогу встановити, що , середнє напрацювання розпилювачів, які працюють на дизельному паливі з присадкою ПТЛМ становить 1902 мотогодин, що на 481 мотогодин більше ніж при роботі на стандартному дизельному паливі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анисимов В.Ф. Дослідження характеристик процесу паливоподачі насоса з пружинним приводом плунжера *Промислова гідравліка і пневматика*. № 1(55). Вінниця. 2017. С. 45-51.
2. Анисимов В.Ф. Вплив технічного стану прецизійних пар на ефективні показники дизеля. *Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки*. № 1 (89). Том 2. 2015. С. 8 – 16.
3. Анісімов Ф.Ф. Системи діагностування сільськогосподарських тракторів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. №2 (94). Вінниця. 2016. С. 34-36.
4. Анісімов В.Ф. Паливні системи автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Трактори і автомобілі” для студентів факультету механізації сільського господарства спеціальність: 6.100102 «Процеси машини та обладнання агропромислового виробництва». Вінниця, 2015.
5. Анісімов В.Ф. Ефективні економічні конструкції двигунів внутрішнього згорання. Матеріали регіональної н.-т. конф. Вінниця. ВНАУ. 2015. С.103-105.
6. Анісімов В.Ф. Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботи паливної апаратури автотракторних двигунів. Монографія, ВНАУ, 2012 134с.
7. Гунько І.В. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. №2 (97). С. 139–140.
8. Лебедев А.Т. Вплив коксування соплових отворів розпилювачів форсунок двигуна при роботі на альтернативних видах палива на тяговоенергетичні показники МТА *Механіка та машинобудування*. Х.: ХПІ. 2011. С. 114-125.

9. Семенов В.Г., Комаха В.П., Рябошапка В.Б. Моделювання процесу згорання в тракторних і комбайнових дизелях працюючих на різних видах палива за допомогою уточненої моделі І.І. Вібе шляхом апроксимації еспериментальних даних . *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК»*. Вінниця, 2015. № 1 (91) С. 52-58.

10. Борак К. В. Комплексний підхід підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Поліський національний університет, м. Житомир. 2021. 380.

11. Das Common-Rail-System (CR, CRE, CRI, CRS) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/dicscl/commonrail.htm>.

12. Diesel-Einspritzausrustung // Technische Unterrichtung / Robert Bosch. - Stuttgart, 2001. S. 12.

13. Diezeleinspritztechnik im Uberblick . Technische Unterrichtung. Robert Bosch. Stuttgart, 1989. S. 20-21.

14. Анисимов В.Ф. Математична модель впорскування палива в малих відхиленнях для визначення залишкового ресурсу дизельної паливної апаратури *Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки*. Вінниця, 2015. –Випуск 1 (89)Том 1 – С 68-75.

15. Д. Дерев'янку, Є. Бржестовський. Експлуатаційні показники роботи дизельного двз при зношуванні розпилювачів форсунок. *Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки»*. Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 398-399.

16. Дерев'янку Д.А., Бржестовський Є.О. Ящук В.О. Результати стендових випробувань зношування деталей розпилювачів форсунок. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали V Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Запоріжжя, 01-24 листопада 2023 р.)*. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. С. 277-283

17. Бржестовський Є.О. Зниження показників, що характеризують роботу розпилювача форсунки та дизельного ДВЗ у разі зношування прецизійних спряжень. *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених «Інженерні процеси та системи»*. 14-15 червня 2023 р. Житомир: Поліський національний університет, 2023. С. 51-53.