

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 621.43.068

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему «Підвищення ефективності використання МТА шляхом
застосування палив з модифікаторами»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Голуб Геннадій Анатолійович
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Колеснік Іван Васильович
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Павлюк Дмитро Владиславович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

Д.Т.Н., професор

Калінін Є.І.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

“ ” 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту
Павлюк Дмитро Владиславович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Підвищення ефективності використання МТА шляхом застосування палив з модифікаторами»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024 р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 07.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи технічні характеристики двигунів та палив з модифікатором.

Перелік питань які потрібно розробити:

Зміст дипломної роботи: стан питання і завдання дослідження;

Теоретичне обґрунтування підвищення ефективності використання мта з урахуванням

Застосування модифікатора в паливо;

Методика експериментальних досліджень;

Результати експериментальних досліджень;

Висновки;

Список використаних джерел;

Додатки.

Перелік графічного матеріалу:

Стан питання і завдання дослідження; теоретичне обґрунтування підвищення ефективності використання мта з урахуванням застосування модифікатора в паливо; методика експериментальних досліджень; результати експериментальних досліджень; висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Павлюк Д.В.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота викладена на 73 сторінці друкованого тексту та включає 4 основні розділи, 28 ілюстрацій, 12 таблиць і список використаних джерел, що налічує 57 найменувань. Структура роботи забезпечує послідовне розкриття теоретичних, методичних і практичних аспектів дослідження.

Метою дослідження є підвищення ефективності використання машинно-тракторних агрегатів шляхом забезпечення стабільної працездатності двигунів сільськогосподарських тракторів за рахунок використання модифікованого палива. Особлива увага приділяється збереженню та покращенню потужнісних характеристик двигунів, що безпосередньо впливає на продуктивність техніки та економічну ефективність виконання сільськогосподарських робіт.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішувалися такі основні завдання:

- здійснити обґрунтування вибору модифікатора палива та визначити його оптимальну концентрацію, яка забезпечує підтримання працездатності та стабільних потужнісних показників двигунів сільськогосподарських тракторів;
- провести теоретичний аналіз впливу встановленої потужності енергетичної установки на продуктивність машинно-тракторних агрегатів, а також дослідити особливості робочого процесу дизельного двигуна при використанні палива з модифікуючими добавками;
- виконати комплекс лабораторних досліджень і випробувань двигуна 4Ч 11/12,5 із застосуванням модифікованого палива для визначення зміни його техніко-експлуатаційних показників;
- провести польові випробування в умовах реальної експлуатації техніки та оцінити ефективність використання модифікованого палива у сільськогосподарському виробництві.

Об'єктом дослідження є процес зміни потужнісних та експлуатаційних показників двигунів сільськогосподарських тракторів при використанні палива з модифікатором.

Предметом дослідження виступають закономірності впливу модифікованого палива на робочі процеси дизельного двигуна, його енергетичні характеристики та ефективність функціонування машинно-тракторних агрегатів.

У процесі виконання роботи були використані методи структурного аналізу, натурного експерименту, математичного та імітаційного моделювання виробничих процесів за участю машинно-тракторних агрегатів. Застосований комплекс методів дослідження повною мірою відповідав поставленій меті та забезпечив достовірність отриманих результатів.

Практичне значення отриманих результатів полягає у формуванні науково-практичної основи для підвищення ефективності експлуатації машинно-тракторних агрегатів шляхом забезпечення стабільної роботи двигунів сільськогосподарських тракторів при використанні модифікованого палива. Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення технологій експлуатації сільськогосподарської техніки, зниження витрат палива, підвищення продуктивності агрегатів та покращення техніко-економічних показників роботи машин у виробничих умовах.

Ключові слова: двигун, модифіковане паливо, машинно-тракторний агрегат, дизельний двигун, потужнісні показники, оцінка ефективності, паливний модифікатор, сільськогосподарська техніка

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1 Аналіз причин зниження потужності тракторних двигунів в експлуатації.....	8
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МТА З УРАХУВАННЯМ ЗАСТОСУВАННЯ МОДИФІКАТОРА В ПАЛИВО.....	17
2.1 Втрати продуктивності МТА з урахуванням зниження встановленої потужності двигуна.....	17
2.2 Вибір модифікатора в паливо.....	23
Висновки до розділу 2.....	42
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	44
3.1 Об'єкти досліджень апаратура, засоби вимірювань.....	44
3.2 Програма та методики експериментальних досліджень.....	44
Висновки по розділу.....	54
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	55
4.1 Дослідження характеристик двигуна 4Ч 11/12,5 при роботі на паливі з модифікатором.....	55
4.2 Результати випробувань тракторно-транспортного і посівного агрегатів	63
Висновки по розділу 4.....	64
ВИСНОВКИ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	68
ДОДАТКИ.....	73

ВСТУП

Підвищення ефективності використання потенційних можливостей сільськогосподарських енергетичних засобів є однією з ключових науково-технічних задач у сфері механізації аграрного виробництва. В умовах сучасного сільського господарства ефективна робота машинно-тракторних агрегатів безпосередньо впливає на продуктивність технологічних процесів, зниження енерговитрат та економічну ефективність виробництва сільськогосподарської продукції. Результати проведених досліджень свідчать про те, що в реальних умовах експлуатації сільськогосподарських тракторів фактичні показники потужності їх двигунів часто є нижчими за значення, зазначені у нормативно-технічній документації. Встановлено, що приблизно 80–85 % тракторних дизелів не забезпечують номінальної потужності та характеризуються підвищеною питомою витратою палива. Такий стан призводить до зменшення продуктивності машинно-тракторних агрегатів, збільшення тривалості виконання технологічних операцій та перевитрати паливно-мастильних матеріалів під час проведення робіт у рослинництві.

Одним із перспективних напрямів вирішення цієї проблеми є використання модифікованого дизельного палива, застосування якого дає можливість покращити потужнісні та експлуатаційні характеристики двигунів тракторів, а також підвищити ефективність використання енергетичного потенціалу машинно-тракторних агрегатів. Під модифікованим паливом розуміють моторне паливо, властивості якого були змінені або покращені шляхом введення спеціальних присадок та функціональних компонентів. Такі добавки здатні позитивно впливати на процес згоряння палива, зменшувати утворення нагару, покращувати паливну економічність, знижувати токсичність відпрацьованих газів та сприяти стабільній роботі паливної апаратури дизельного двигуна.

У зв'язку з цим особливої актуальності набуває пошук ефективних способів підвищення продуктивності та енергоефективності

сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів шляхом забезпечення стабільної роботи енергетичних установок за рахунок використання модифікованого палива. Важливим науково-практичним завданням є також розробка та вдосконалення методів технічного обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів, що дозволить підтримувати їх потужнісні показники на необхідному рівні та забезпечити надійну експлуатацію техніки в умовах інтенсивного агровиробництва.

Аналіз наукових праць і результатів попередніх досліджень у сфері забезпечення ефективної роботи тракторного парку агропромислового комплексу свідчить про наявність значної теоретичної та експериментальної бази з питань підвищення надійності та продуктивності дизельних двигунів. Разом із тим питання застосування модифікованого палива як засобу підтримання встановленої потужності тракторних двигунів та забезпечення їх працездатності досліджене недостатньо. Це обумовлює необхідність проведення додаткових теоретичних і експериментальних досліджень щодо визначення впливу модифікованого палива на потужнісні, економічні та екологічні показники роботи дизельних двигунів.

Крім того, чинна нормативно-технічна документація не в повній мірі враховує особливості використання модифікованого палива та можливі зміни режимів роботи й регулювання паливної апаратури при його застосуванні. У зв'язку з цим виникає необхідність комплексного дослідження впливу модифікованого палива на паливну економічність двигунів, їх потужнісні характеристики, стабільність роботи паливної системи, а також на загальну продуктивність машинно-тракторних агрегатів у процесі виконання сільськогосподарських робіт.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз причин зниження потужності тракторних двигунів в експлуатації

Стан основних виробничих фондів сільськогосподарських підприємств свідчить про те, що процес оновлення машинно-тракторного парку в Україні відбувається недостатньо швидкими темпами. Значна частина технічних засобів, які використовуються в аграрному секторі, має високий ступінь фізичного та морального зносу, що негативно впливає на ефективність виконання сільськогосподарських робіт, продуктивність техніки та економічні показники господарств.

На території Полтавської області протягом останніх років зберігається стійка тенденція до скорочення кількості сільськогосподарської техніки, що підтверджується статистичними даними (рисунок 1.1). Особливо помітним є постійне зменшення чисельності тракторів, які є основними енергетичними засобами в аграрному виробництві. Одночасно скорочується парк зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів, що ускладнює своєчасне виконання технологічних операцій у рослинництві та призводить до збільшення навантаження на наявну техніку.

Скорочення кількості машин і агрегатів пов'язане з високою вартістю нової техніки, недостатнім рівнем фінансування аграрних підприємств, а також значними витратами на технічне обслуговування та ремонт існуючих машин. У результаті цього господарства змушені експлуатувати техніку понад нормативні строки служби, що призводить до зниження її надійності, збільшення витрат пального та зростання простоїв через технічні несправності.

За таких умов особливого значення набуває питання підвищення ефективності використання наявного машинно-тракторного парку шляхом удосконалення методів експлуатації, технічного обслуговування та застосування сучасних паливно-мастильних матеріалів і модифікованих

палив, які здатні забезпечити стабільну роботу двигунів та покращити експлуатаційні показники сільськогосподарської техніки..

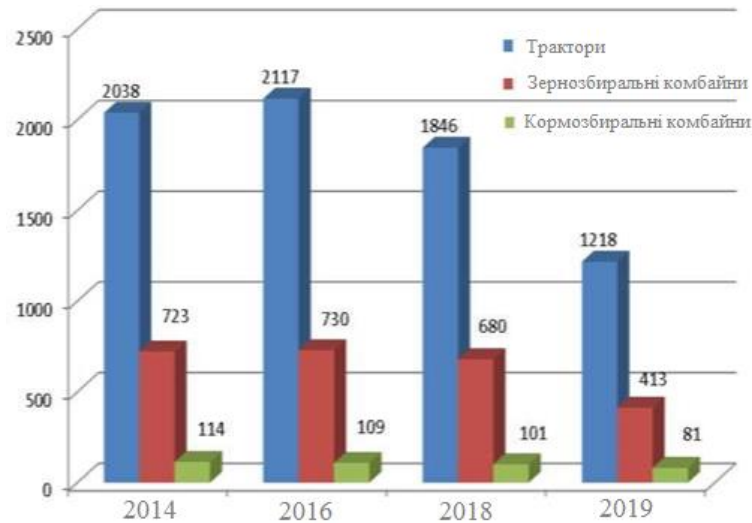


Рисунок 1.1 - Наявність машинно-тракторного парку в Полтавській області (по рокам)

Темпи оновлення сільськогосподарської техніки залишаються недостатніми та не відповідають темпам її вибуття з експлуатації. Існуючі обсяги технічного переоснащення аграрного сектору не забезпечують прискореної модернізації галузі, а лише частково стримують тривалий процес скорочення машинно-тракторного парку в сільському господарстві [1]. Разом із тим слід зазначити позитивну тенденцію щодо поступового збільшення частки сучасних енергонасичених тракторів серед техніки, яка закуповується аграрними підприємствами [2].

Станом на 2019 рік у тракторному парку Полтавської області понад 50 % техніки експлуатується більше десяти років, що свідчить про значний рівень фізичного та морального зносу машин. Дещо краща ситуація спостерігається із зернозбиральними комбайнами, проте й у цьому випадку близько третини техніки використовується понад встановлений нормативний термін служби (рисунок 1.2).

Унаслідок недостатньої кількості сучасної техніки значно зростає сезонне навантаження на зернозбиральні, кормозбиральні та інші

сільськогосподарські машини. У багатьох випадках фактичне навантаження перевищує нормативні показники у 2,0–2,5 рази [3], що призводить до прискореного зношування техніки, підвищення витрат на ремонт і технічне обслуговування, а також до збільшення ризику виникнення відмов під час виконання польових робіт..

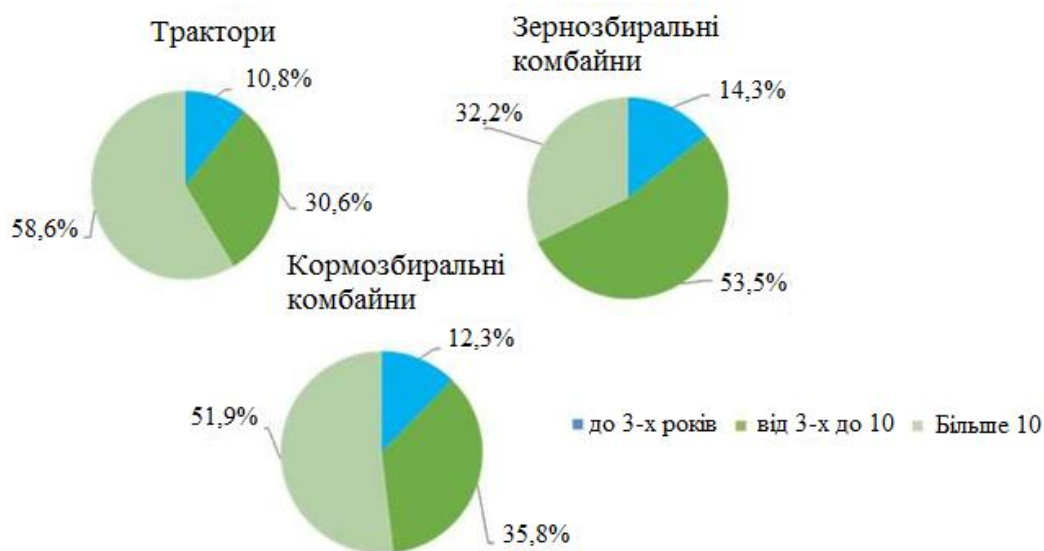


Рисунок 1.2 - Терміни експлуатації машинно-тракторного парку Полтавської області на 2019 рік

Результати аналізу діяльності 12 сільськогосподарських господарств свідчать про наявність дефіциту технічних засобів у кожному з них, що змушує аграрні підприємства збільшувати погектарне навантаження на наявний машинно-тракторний парк. Недостатня забезпеченість технікою призводить до інтенсивнішої експлуатації машин, підвищення їх зношування та збільшення витрат на технічне обслуговування і ремонт.

Зокрема, у більшості обстежених господарств нестача зернозбиральних комбайнів перевищує половину від нормативної потреби [4]. Така ситуація негативно впливає на своєчасність проведення збиральних робіт, спричиняє перевантаження наявної техніки та може призводити до втрат урожаю через порушення оптимальних строків збирання.

Крім того, результати обстеження господарств двох районів показали суттєвий дефіцит тракторів різних тягових класів (рисунок 1.3). Нестача

енергетичних засобів ускладнює виконання польових робіт у встановлені агротехнічні строки та знижує загальну ефективність використання машинно-тракторних агрегатів у сільськогосподарському виробництві.



Рисунок 1.3 - Результати обстеження наявності парку тракторів в 18 господарствах двох районів Полтавської області

Якщо врахувати, що в багатьох сільськогосподарських господарствах ремонтно-обслуговуюча база перебуває у незадовільному стані, можна зробити висновок, що така ситуація суттєво впливає на надійність та ефективність роботи сільськогосподарської техніки. Недостатній рівень технічного обслуговування, несвоєчасне проведення ремонтів і дефіцит сучасного обладнання призводять до зниження продуктивності машин, збільшення кількості відмов і простоїв техніки. У результаті цього порушуються строки виконання технологічних операцій, зростають експлуатаційні витрати та знижується рентабельність сільськогосподарського виробництва в цілому.

У таких умовах одним із найважливіших показників працездатності трактора під час експлуатації є величина встановленої потужності двигуна. Зниження потужнісних характеристик двигуна безпосередньо впливає на ефективність роботи машинно-тракторних агрегатів, призводить до зменшення їх продуктивності та спричиняє наднормативну витрату палива під час виконання робіт у рослинництві. Відповідно до нормативно-технічної документації, в умовах експлуатації допускається зниження ефективної потужності двигуна не більше ніж на 5 %, а збільшення погодинної витрати

палива – до 7 %. Проте навіть за таких допустимих відхилень питома ефективна витрата палива може зростати до 12 % [5, 6, 7, 8], що негативно позначається на економічній ефективності використання техніки.

Результати досліджень [9] свідчать про те, що в умовах реальної експлуатації тракторів спостерігаються суттєві відхилення фактичних експлуатаційних показників від їх номінальних значень. Проведені обстеження показали, що 96,7 % досліджених тракторів мали погіршення показників потужності та паливної економічності в процесі експлуатації (рисунок 1.5). Це свідчить про необхідність удосконалення систем технічного обслуговування, підвищення якості експлуатації техніки та пошуку ефективних способів підтримання працездатності дизельних двигунів і паливної апаратури тракторів.

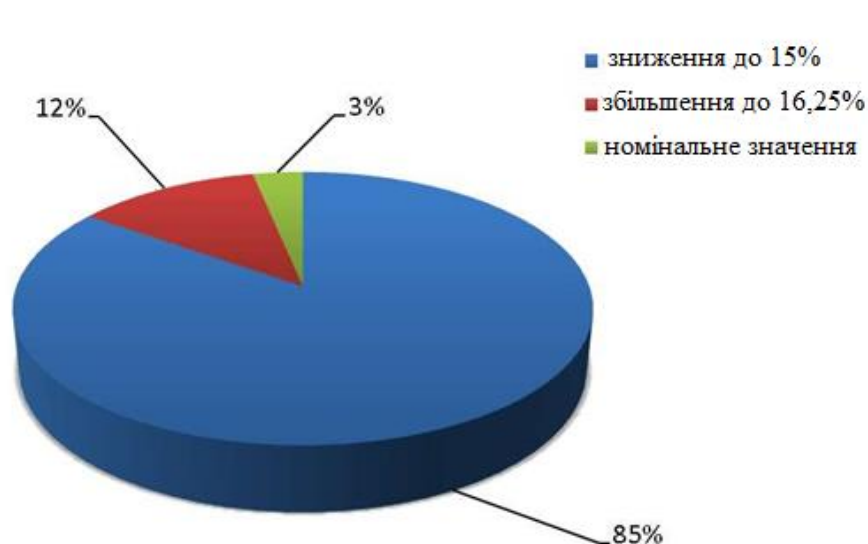


Рисунок 1.5 - Результати діагностування величин ефективної потужності тракторних двигунів в рядовій експлуатації [9]

Результати досліджень, показують, що загальна частка відмов двигунів тракторів становить 38,7% від загального числа відмов, а кожен десятий відмова трактора доводиться на систему живлення - 11,5% (рисунок 1.6).

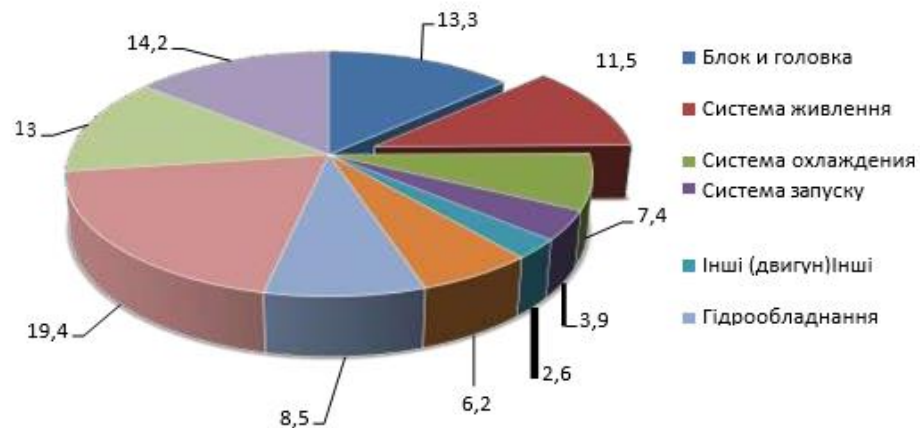


Рисунок 1.6 - Розподіл відмов по вузлів і агрегатів тракторів у відсотках (двигун А-41) [10]

За даними [11]. при експлуатації паливної апаратури з часом відбувається зміна її регулювальних параметрів, в результаті чого виникають несправності, які супроводжуються зменшенням потужності двигуна на 10 ... 20%, а в деяких випадках до 30% збільшенням витрати палива на 5 ... 15%.

За даними [21] значна частина відмов паливної апаратури автотракторних двигунів доводиться на паливні насоси високого тиску (ПНВТ). Найменше число відмов припадає на регулятор частоти обертання і паливопідкачиваючий насос (рисунок 1.7).

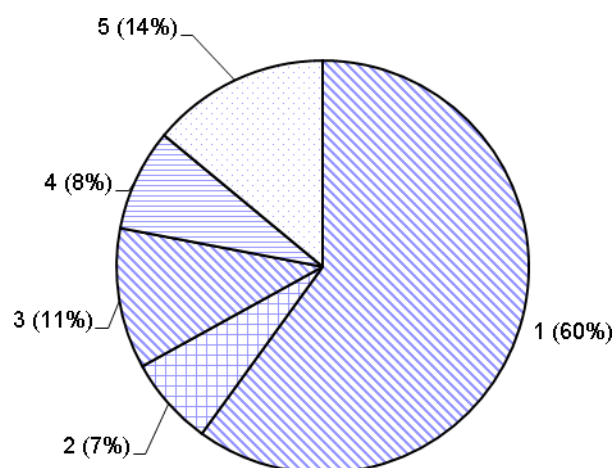


Рисунок 1.7 - Розподіл відмов паливної апаратури по вузлах [21]: 1 - паливний насос високого тиску (ПНВТ); 2 – т паливопідкачиваючий насос (ППН); 3 - муфта випередження впорскування палива (МВВП); 4 - регулятор частоти обертання; 5 – форсунки

За інформацією з відмов паливної апаратури до 80% припадає на форсунки [22]. За даними [23] закоксовування внутрішніх і зовнішніх поверхонь розпилювачів є одними з основних причин дефектів форсунок. Основною причиною закоксовування зовнішніх поверхонь і перегрів розпилювачів є мала швидкість витікання палива з соплових отворів. Причиною цього є знос плунжерних пар, зависання голки розпилювача, а також порушення герметичності сполучення голко-розпилювач. Причинами закоксовування внутрішніх поверхонь є наявність паливного колодязя під конусом голки в розпилювачі і підвищена шорсткість поверхні. Дані причини відносяться до конструктивних недоліків.

Найважливішим елементом паливної апаратури, що визначає її надійність і ефективність роботи, є ПНВТ. Статистика відмов, виконана в роботі [24] на прикладі насоса серії УТН, показала, що більше половини відмов приходить на прецизійні вузли ПНВТ. Зокрема на частку плунжерних пар доводиться 32% випадків відмови. Результати досліджень надійності ПНВТ свідчать про вирішальне значення стану прецизійних виробів насосів, що робить їх «критичними по надійності» (рисунк 1.8).

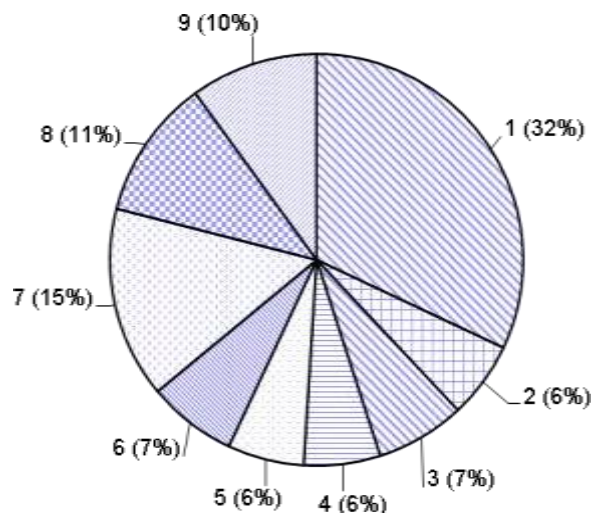


Рисунок 1.8 - Діаграма відмов ПНВТ [24]:

1 - знос плунжерних пар; 2 - витік палива під плунжер; 3 - граничний знос регулятора частоти обертання; 4 - відмова паливопідкачиваючого насоса (ППН); 5 - відмова перепускного клапана; 6 - злам пружини нагнітального

клапана; 7 - заклинювання нагнітального клапана; 8 - злам пружини плунжерній пари; 9 - інші відмови

Стан плунжерних пар, розпилювачів форсунок, нагнітальних клапанів в основному і визначає паливну економічність і працездатність паливної апаратури в цілому.

За даними [25] спостерігається низька надійність в експлуатації у прецизійних деталей ТА, ресурс розпилювачів становить 2500 ... 3000 мото-годин, що в кілька разів нижче ресурсу плунжерних пар паливних насосів високого тиску 6000 ... 6500 мото-годин.

Знос плунжерних пар ПНВТ призводить до зменшення циклової подачі, зміщення кута початку впорскування в сторону запізнювання, збільшення нерівномірності подачі палива і збільшення тривалості впорскування. Крім того, спостерігається збільшення витoku палива під плунжер, особливо на малих обертах вала ПНВТ і погіршення запуску двигуна [26, 27, 20]. Знос розпилювачів форсунок призводить до порушення герметичності посадки голки до корпусу розпилювача, падіння тиску початку уприскування, збільшення тривалості та погіршення якості розпилювання, як наслідок зростає питома витрата і спостерігається закоксовування розпилювачів і зависання голок. При номінальному режимі роботи дизеля відбувається збільшення циклової подачі палива і кута початку впорскування. Знос розвантажувача паска нагнітального клапана призводить до появи подвприсків [28, 16].

Дослідженнями встановлено [16], що середнє напрацювання на відмову двигунів сімейства ЯМЗ склала близько 1670 мото-годин, що становить 55,7% від гарантованої напрацювання (3000 мото-годин). За даними [11] в умовах нормальної експлуатації двигунів Д-21 середнє напрацювання на відмову склала (в мото-годинах): для системи подачі палива - 1790 ... 1840, і для ПНВТ НД-21/2 - 1870 ... 2040; для форсунки 6Т2 - 2200 ... 2520; для трубок високого тиску - 3880 ... 4500.

Імовірність настання відмови елементів паливної апаратури визначається безліччю факторів [29], які можна розділити на дві групи: конструктивні і експлуатаційні. До перших відносяться всі чинники, від яких залежить якість виготовлення, складання вузлів ТА, їх обкатки, а також конструктивні особливості вузлів і агрегатів. До експлуатаційних чинників відносять природно-кліматичні умови, характер і інтенсивність роботи дизеля, методи і кваліфікаційний рівень технічного обслуговування (ТО) і ремонту і т.д. Експлуатаційні відмови можуть бути закономірними і раптовими. Перші пов'язані з природним зносом деталей і старінням матеріалу, а другі, як правило, з порушеннями правил експлуатації, зокрема: ТО, правил зберігання, транспортування та очищення палива, що призводять до швидкого зносу або заклинювання прецизійних пар і т.д [52].

Дослідженнями [11] в експлуатаційних умовах встановлені значні відхилення основних регулювань паливної апаратури від нормальних настановних значень і їх вплив на знос деталей циліндропоршневої (ЦПГ) і шатунної груп кривошипно-шатунного механізму дизельного двигуна. Виявлено, що всі варіанти порушення регулювань паливної апаратури викликають форсований знос деталей двигуна, а найбільше збільшення зносу спостерігається при комплексному порушенні регулювань.

У міру зниження експлуатаційних показників техніки відбувається підвищення питомих витрат на її утримання. Прогресуючими витратами вважаються такі витрати, які проявляються в процесі експлуатації наростаючим підсумком в результаті виникнення несправностей і відмов. Для двигунів внутрішнього згоряння до таких витрат належать [30]:

- перевитрата палива;
- угар масла;
- втрата потужних показників;
- перевитрата запасних частин.

В умовах постійного подорожчання ТСМ проблема прогресуючих витрат дизельного палива стає особливо актуальною.

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МТА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ МОДИФІКАТОРА НА ПАЛИВІ

2.1 Втрати продуктивності МТА через зменшення встановленої потужності двигуна.

Обґрунтування терміну використання палива з модифікатором.

Відома формула для визначення тривалості польової технологічної експлуатації в днях [31, 32]

$$D = \frac{F}{N_{\phi} H_{nz} K_z} \quad (2.1)$$

де F - оброблювана площа, га; N_{ϕ} - фактичне число сільськогосподарських агрегатів; H_{nz} - кількість нормозмін; K_z - коефіцієнт змінності.

Кількість стандартних змін для виконання польової технологічної операції визначається за формулою

$$H_z = \frac{F}{W_z T_z K_z} \quad (2.2)$$

W_z - годинна продуктивність сільськогосподарського агрегату, га / год; T_{cm} - фактичний час зміни, год; τ - коефіцієнт використання часу зміни; K_r - коефіцієнт готовності.

Відомо [32], що годинна продуктивність МТА, виражена через активну потужність двигуна, визначається формулою

$$W_z = \frac{0,36 N_e \xi N_e \eta_T}{K_M}, \text{ га/год} \quad (2.3)$$

де $N_{ен}$ - номінальна ефективна потужність двигуна, кВт; ξN_e - коефіцієнт використання номінальної величини ефективної потужності двигуна; η_t - тяговий ККД трактора; K_m - питомий опір сільськогосподарської машини (знаряддя), кН / м.

Фактичний коефіцієнт використання номінальної активної потужності двигуна визначається за формулою

$$\xi_{N_e} = \frac{N_e^{\phi}}{N_e^n} \quad (2.4)$$

де N_e^{ϕ} – фактична активна потужність двигуна, кВт

За даними Лебедєва А.Т. [21] для тракторів типу МТЗ-82 частка напруцювання на операціях обробки ґрунту і посіву становить 32,1%. Коефіцієнти фактичного використання номінальної величини ефективної потужності тракторного дизеля на найбільш енергоємних операціях оранки та сівби становить 0,85 і 0,73. З урахуванням даних представлених на рисунку 1.5 видно, що використання тракторів мають значні відхилення ефективної потужності двигуна від номінального значення в складі з орними і посівними агрегатами призведе до роботи на граничному навантаженні, що змусить механізаторів виробляти зазначені роботи на знижених передачах. Це неминуче призведе до зниження продуктивності МТА.

З огляду на все вищевикладене можна стверджувати наступне - в умовах рядовий експлуатації тракторів спостерігається зниження продуктивності машинно-тракторних агрегатів з одночасним підвищенням погектарної витрати палива при виконанні технологічних операцій.

Витрата палива на гектар виконаної роботи визначається за формулою [32]

$$q_{га} = \frac{N_e^{\phi} g_e}{w_2 \cdot 10^2} \quad (2.5)$$

де g_e - питома ефективна витрата палива двигуном, г / (кВт·год).

Питома витрата палива визначається за формулою

$$g_e = \frac{G_T \cdot 10^2}{N_e^\phi}, \text{ з / кВт} \cdot \text{год} \quad (2.6)$$

де G_T - годинна витрата палива двигуном, кг / год.

Раніше зазначалося, що на фактичну потужність впливає технічний стан двигуна, тому логічно припустити зменшення фактичної потужності, що виробляється дизельним двигуном, на величину $N_{\text{пот}}$ - втрата потужності з урахуванням технічного стану двигуна.

Оскільки, враховуючи технічний стан двигуна, зниження номінальної потужності досягає 15%, отримуємо наступне рівняння:

$$\xi N_e - \frac{N_{\text{nom}}}{N_e^H} = \xi_{N_e}^\phi$$

де $\xi_{N_e}^\phi$ – коефіцієнт фактичного використання номінальної активної потужності

Дослідження впливу зниження потужності двигуна на зміну ефективності роботи трактора представлені в роботах [5, 3] та інших дослідників. Зокрема, для оцінки втрат потужності двигуна було запропоновано індекс втрат потужності двигуна $\xi_{\text{пот}}$, який використовувався ним для уточнення фактичного тягового ККД трактора

$$\eta_T^\phi = \frac{\eta_T - \xi_{\text{ном}}}{1 - \xi_{\text{ном}}}$$

Звідси

$$\xi_{N_e} = \xi_{N_e}^\phi + \xi_{\text{ном}}$$

де $\xi_{\text{пот}}$ - коефіцієнт, що враховує втрати потужності через технічний стан двигуна. Цей коефіцієнт визначається на основі результатів діагностики двигуна. Дані, отримані попередніми дослідниками, дозволяють отримати зміну цього коефіцієнта в діапазоні 0 ... 0,15.

Перетворивши формулу (2.6), отримуємо

$$g_e = \frac{G_T \cdot 10^2}{N_e^H \xi_{N_e}} \quad (2.7)$$

Оскільки коефіцієнт, що враховує втрати потужності з урахуванням технічного стану двигуна не залежить від виду виконуваної технологічної операції і гарантовано призводить до зменшення коефіцієнта використання номінальної величини ефективної потужності в абсолютних величинах, це призведе до збільшення питомої ефективної витрати палива двигуном при сталості навантажувально-швидкісного режиму роботи МТА. Зауважимо, що чим нижче ξN_e , тим більше величина g_e .

Введення в розрахунки коефіцієнта враховує втрати потужності з урахуванням технічного стану двигуна дозволить обґрунтовувати зменшення продуктивності і збільшення погектарної витрати палива МТА.

У раніше проведених дослідженнях було виявлено, що в процесі експлуатації тракторів відбувається зменшення ефективної потужності двигуна. У загальному вигляді залежність зниження ефективної потужності від напруцювання трактора описується поліномом другого порядку виду

$$N_e = N_{eN} - aT - bT^2, \quad (2.7)$$

де N_{eN} - величина встановленої потужності, кВт; T - напруцювання трактора, у.ет. га; a , b - розмірні коефіцієнти.

Якщо уявити залежність зміни ефективної потужності від напруцювання в мото-годинах, тоді для двигуна 4Ч 11 / 12,5 трактора МТЗ-82 представимо залежність зміни ефективної потужності протягом декількох напруцювань до технічного обслуговування. У нашому випадку, до технічного обслуговування № 3, що проводиться кожні 1000 мото-годин напруцювання трактора [28] (рисунок 2.1). У той момент, коли стандартними засобами ТО виявляється неможливо підтримання необхідної потужності, тобто зниження величини нижче допустимого, застосовується паливо з модифікатором і вносяться зміни в налаштування паливної апаратури.

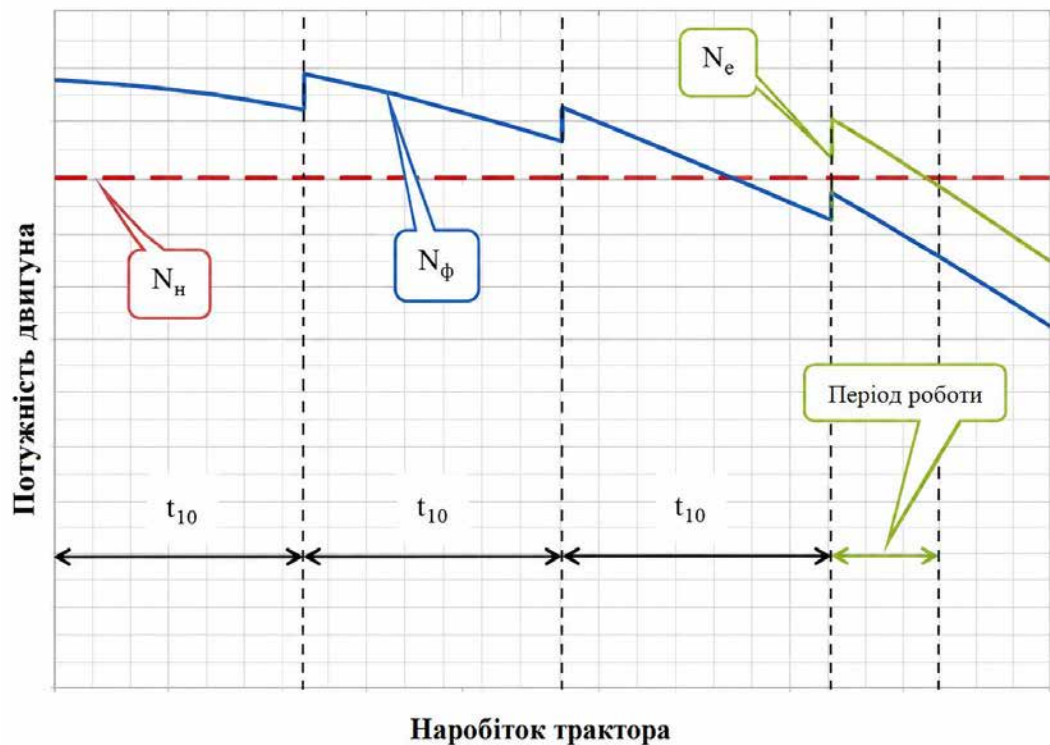


Рисунок 2.1 - Залежність зміни потужності двигуна від напрацювання трактора: N_e - ефективна потужність двигуна; N_d - допустима потужність в експлуатації; t_{TO} - інтервал технічного обслуговування (синім кольором показана робота двигуна на стандартному паливі, зеленим - паливо з модифікатором)

При аналізі результатів графічного моделювання на рисунку 2.1 видно, що період застосування палива з модифікатором за тривалістю менше напрацювання трактора до технічного обслуговування №3. Однак, передбачається що період напрацювання, протягом якого буде забезпечена працездатність двигуна трактора за критерієм встановленої потужності, повинна бути не менше 125 мото-годин, тобто відповідати проведення операції технічного обслуговування № 1. Якщо за результатами діагностування, наприклад, за допомогою вимірювального приладу [21], величина ефективної потужності залишається в допустимих межах, то експлуатація трактора триває, якщо немає - проводиться капітальний ремонт двигуна.

Для оцінки періоду протягом якого ефективність застосування присадки буде виправдана проведемо чисельну математичне моделювання на підставі

формули (2.7). Для розрахунку функції потужності тракторного двигуна в експлуатації в залежності від напрацювання в мото-годинах задамося коефіцієнтами a і b , які прийmemo $3 \cdot 10^{-4}$ кВт / мото-год і $2 \cdot 10^{-7}$ кВт / мото-час² відповідно. Таким чином, емпірична формула для розрахунку зниження потужності двигуна Д-240 в експлуатації в залежності від напрацювання трактора виглядає наступним чином

$$N_e = 55,16 - 3 \cdot 10^{-4} T^2, \text{ кВт}$$

де T - напрацювання трактора, мото-год.

З урахуванням вимог [28, 29] до величини допустимого падіння потужності двигунів в експлуатації, для двигуна Д-240 цей показник дорівнює $N_{\text{едоп}} = 52$ кВт. За отриманою формулою зробимо побудова діаграми (рисунок 2.2) графічно враховуючи межу допустимого падіння потужності.

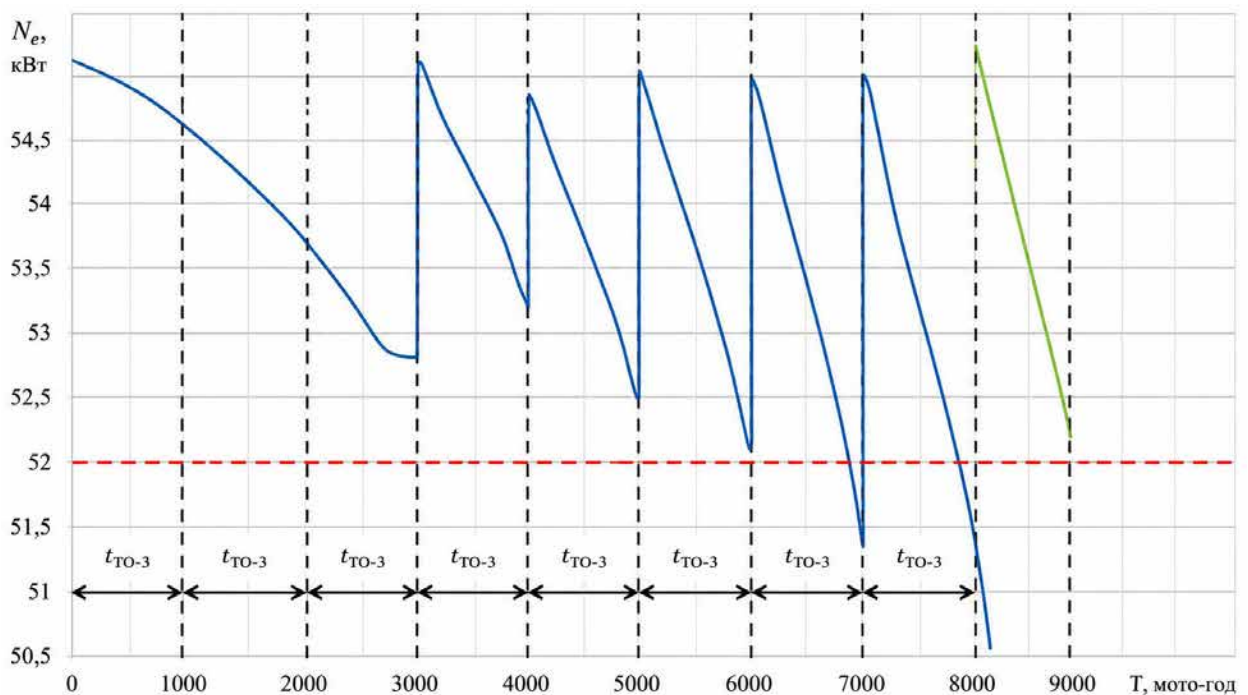


Рисунок 2.2 - Залежність зниження потужності двигуна Д-240 при експлуатації на тракторі (синім кольором показана робота двигуна на стандартному паливі, зеленим - паливо з модифікатором)

З діаграми видно, що перші дві тисячі мото-годин напрацювання трактора істотного зниження потужності двигуна не відбувається. Після досягнення напрацювання в 3000 мото-годин необхідне проведення комплексу

операцій ТО-3, спрямованих на підтримку потужності. Після досягнення гарантованої заводом-виготовлювачем напрацювання в 8000 мото-годин допуск на величину встановленої потужності виходить за попускати межа і не може бути забезпечений засобами технічного обслуговування. Прийmemo, що застосування палива з модифікатором дозволить адаптувати двигун до умов експлуатації за рахунок додаткового збільшення потужності на 12%. Дана умова за результатами чисельного моделювання дає збільшення періоду експлуатації двигуна трактора на 600 мото-годин, після чого приріст потужності не забезпечує її величину вище допустимого рівня.

Таким чином, використання палива з модифікатором дозволить збільшити період роботи двигуна трактора на величину не більше 7% однак в умовах дійсної експлуатації це дозволить виконати необхідні технологічні операції в рослинництві не знижуючи продуктивності машинно тракторних агрегатів. Відзначимо, що застосування даного методу можливо у випадках зносу циліндропоршневої групи або інших подібних пошкодженнях, робота при яких не призведе до інтенсифікації зносу.

2.2 Вибір модифікатора в паливо

Для вибору відповідного модифікатора в паливо були сформульовані наступні вимоги:

1. Можливість модифікування палива в умовах експлуатації.
2. Витрати на обробку не перевищують 6 ... 8% від вартості палива.
4. Підвищення цетанового числа палива не менше 2 ... 4 одиниць.

Для перевірки відповідності висунутим вимогам було прийнято 3 зразка присадок: модифікатор дизельного палива Liqui Moly - Super Diesel Additive; Багатофункціональна присадка Castrol TDA; багатофункціональна присадка Bio petro improver.

Органолептичний аналіз показав, що в нормальних умовах перші дві присадки по агрегатному стані відносяться до рідин, остання являє собою тверду речовину. При знайомстві з інструкцією по застосуванню присадок

виявлено відсутність спеціальних вимог до процесу внесення модифікаторів в дизельне паливо. Після додавання кожна з трьох присадок розчиняється в дизельному паливі повністю. Відзначено, що присадці Bio petro improver, у вигляді порошку, на повне розчинення потрібно до 5 хв. Таким чином, всі три типи присадок відповідають вимогам пункту 1.

Оскільки цетанове число дизельного палива опосередковано впливає на показники потужності двигуна необхідно оцінити здатність розглянутих присадок до зміни цього показника. За відомостями при застосуванні присадок Liqui Moly - Super Diesel Additive і Castrol TDA збільшення цетанового числа дизельного палива склало 1,3 і 0,6 відповідно, що не відповідає вимогам пункту 3. Згідно з результатами досліджень, представлених в таблиці 2.1, збільшення цетанового числа дизельного палива, при використанні присадки Bio petro improver, склало 6 одиниць. Таким чином, пункту 3 вимог відповідає тільки присадка Bio petro improver (рисунок 2.2).

Наукових даних застосування нафталіну в якості присадки в дизельне паливо в вивченої технічній літературі нами не виявлено. Відомий досвід застосування нафталіну в якості присадки для підвищення октанового числа бензинів в США в 50-х роках. Однак незабаром від його застосування вирішено було відмовитися, оскільки для отримання значущого ефекту підвищення детонаційної стійкості його доводилося додавати в концентраціях понад 3,0%. Тривала робота двигуна внутрішнього згоряння на подібному паливі сприяла появі відкладень у паливній системі, що призводило до порушення роботи карбюратора.

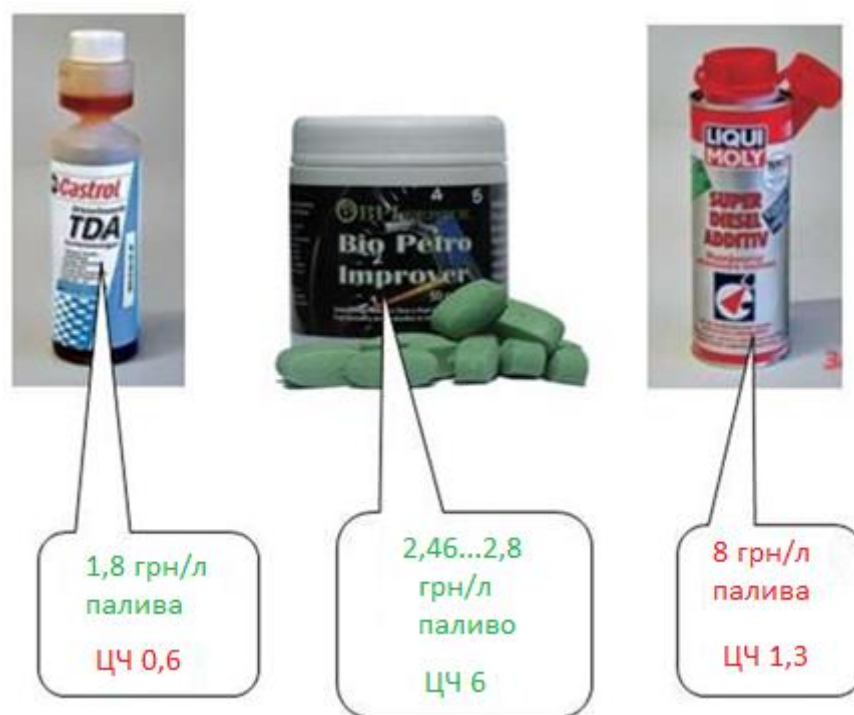


Рисунок 2.2 - Прийняті до вибору зразки присадок-модифікаторів

Остаточним аргументом вибору присадки ВРІ послужила відносно проста технологія її виробництва, тобто реальна можливість імпортозаміщення.

Про вимоги до автомобільного та авіаційного бензину, дизельного і суднового палива, палива для реактивних двигунів і мазуту, вимоги до змісту в паливі ароматичних вуглеводнів суттєво обмежується. З цієї причини було прийнято рішення про додавання в випробний стандартне дизельне паливо максимально можливих концентрацій присадки ВРІ.

Було зроблено припущення про можливу зміну якісних показників стандартного дизельного палива. Це зажадало лабораторного аналізу фізико-хімічних властивостей модифікованого палива в порівнянні зі стандартним дизельним паливом, яке відповідало вимогам. Для оцінки впливу присадки ініціює згоряння ВРІ на фізико-хімічні властивості модифікованого дизельного палива було проведено порівняльне лабораторне дослідження на 2-х рівнях модифікування. Результати порівняння зразків представлені в таблиці 2.1.

Лабораторні дослідження щодо впливу присадки на зміну цетанового числа дизельного палива, виконані на приладі ShatoxSX-100K, виявили його максимальний приріст з 46 до 52 одиниць в залежності від величини концентрації присадки в паливі (див. рисунок 2.3).

Таблиця 2.1 - Фізико-хімічні властивості стандартного і модифікованого дизельного палива

Показники	Результат досліджень		
	Стандартне паливо	0,1 г/л палива	0,2 г/л палива
Фракційний склад: переганяється при температурі, °C			
початок кипіння	150	152	152
10%	192	192	197
20%	198	200	200
30%	207	210	211
40%	218	220	222
50%	230	230	233
60%	245	242	246
70%	261	260	264
80%	289	282	282
90%	317	312	311
95 %	331	333	334
96% (кінець перегонки)			
Обсяг випарувався палива, %			
при температурі 250°C	64	65	63
при температурі 350°C	96	96	97
Обсяг випарувався палива			
до температурі 180°C, %	6,4	6,6	7,0
до температурі 340°C, %	96	96	97
в'язкість кінематична			
при 20°C, мм²/с	2,66	2,66	2,63
при 40°C, мм²/с	1,876	1,916	1,91
			6
Щільність при 20°C, кг/м³	810	810	810
Цетанове число, од	46	47	52
Гранична температура фільтрування, °C	- 35,2	- 34,8	- 35,1
Температура застигання, °C	- 36,5	- 36,8	- 36,4
температура помутніння, °C	-29	- 28,8	- 28,9

Примітка - цетанове число визначалося експрес методом на приладі SHATOX SX-100K.

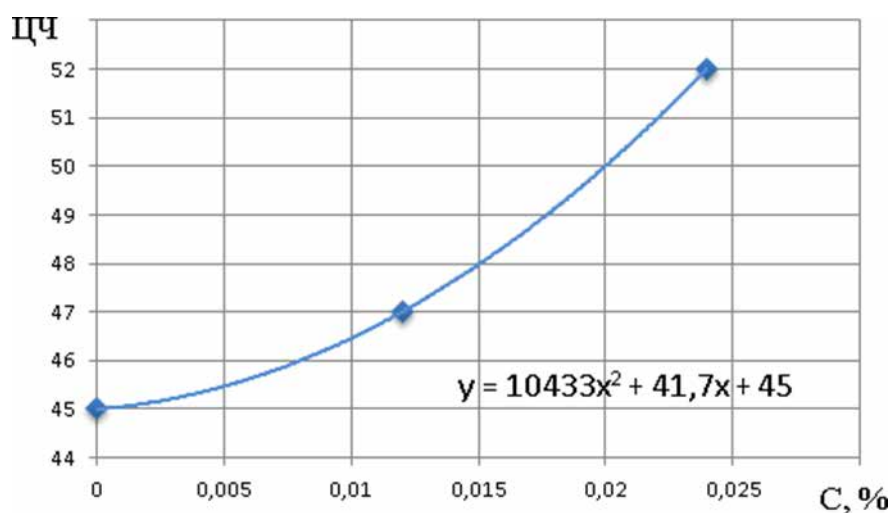
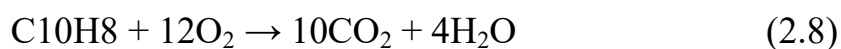


Рисунок 2.3 - Залежність зміни цетанового числа дизельного палива від концентрації модифікатора

Для розкриття механізму впливу модифікатора ВРІ на зміну якості дизельного палива було проведено комплекс термохімічних і термодинамічних досліджень.

Для обґрунтування ефекту підвищення потужних показників дизельного двигуна з позицій термохімії виконаємо термохімічний аналіз процесу згоряння нафталіну. Оцінка енергії Гіббса проводилася при стандартних умовах $\Delta G^0 = \Delta H^0 - T\Delta S^0$. Температура початку реакції окислення приймалася при значенні $\Delta G^0 = 0$. Припустимо, що в камері згоряння створюються умови окислення нафталіну до утворення вуглекислого газу і води, згідно термохімічне рівняння [128]



$$\Delta H^0_{\text{сгор}} = - 5158 \text{ кДж/моль}$$

Як випливає з рівняння (2.8) основною умовою повного згоряння нафталіну до кінцевих продуктів є надлишок кисню. Для повного згоряння 1 моль нафталіну потрібно 12 моль кисню.

Зробимо розрахунок маси повітряного заряду виходячи з геометричних параметрів циліндра і його коефіцієнта наповнення. Повний обсяг циліндра визначимо за формулою

$$V_a = V_h + \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad (2.9)$$

$$V_a = 1,188 + \frac{1,188}{16 - 1} = 1,264$$

Зробимо розрахунок маси повітряного заряду, що надійшов на такті впуску в циліндр двигуна 4Ч 11 / 12,5 за формулою

$$m_g = V_a \rho_g \eta_v \quad (2.10)$$

де m_g - маса повітряного заряду, г; ρ_g - щільність повітря, 1,225 г/л; η_v - коефіцієнт наповнення циліндра, прийmemo 0,8.

Таким чином

$$m_g = 1,264 \cdot 1,225 \cdot 0,8 = 1,239$$

Для повного згоряння масової одиниці палива необхідно цілком певну кількість повітря, яке називається теоретично необхідним і визначається по елементарному складу палива

$$l_o = \frac{28,96}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,04}{32} \right) = 14,4 \quad (2.11)$$

де l_o - теоретично необхідна маса повітря для згоряння 1 кг палива; $m_kB = 28,96$ г / моль - молярна маса повітря; C, H, O_T - частки змісту в дизельному паливі вуглецю, водню і розчиненого кисню відповідно, за даними значення часткою вуглецю, водню і кисню приймаються 0,87, 0,126 і 0,04.

Для повного згоряння 1 г дизельного палива потрібно повітря

$$l_o = \frac{28,96}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,04}{32} \right) = 14,4$$

Як відомо, в дійсних циклах дизельних двигунів настройка подачі палива в камеру згоряння здійснюється так, щоб на будь-якому режимі роботи дизельного двигуна, крім перехідних, не спостерігалось перевищення меж димлення. Для досягнення цієї вимоги необхідно забезпечити надлишок маси

повітря щодо дизельного палива, який оцінюється коефіцієнтом надлишку повітря

$$\alpha = \frac{l}{l_o} \quad (2.12)$$

де l - дійсне кількість повітря в циліндрі двигуна.

Значення коефіцієнта надлишку повітря має бути не менше 1,27. На практиці його величину витримують не менше 1,3. Виходячи з цього, розрахуємо масу дизельного палива, що подається в циліндр.

$$m_T = \frac{m_E}{\alpha l_o} \quad (2.13)$$

$$m_T = \frac{1,239}{1,3 \cdot 14,4} = 0,066$$

Подальші розрахунки для наочності будемо виробляти в мг.

Для визначення найбільшої маси присадки, що подається в циліндр двигуна при заданих умовах, визначимо масу повітря, яка може бути витрачена на розкладання присадки, використовуючи пропорцію

$$\frac{m_E}{\alpha} = \frac{x}{\Delta\alpha} \quad (2.14)$$

$$x = \frac{1239 \cdot 0,03}{1,3} = 28,59$$

Зробимо розрахунок маси кисню в повітрі, який може бути витрачений на повне згорання модифікатора

$$m_{O_2} = 0,208 \cdot 28,59 = 5,99$$

Зробимо розрахунок маси модифікатора по формулі

$$m_{mod} = m_{O_2} / (12 \mu_{O_2}), \quad (2.15)$$

де $\mu_{O_2} = 32$ г / моль - молярна маса кисню.

$$m = 5,99 / (12 \cdot 32) = 0,016 \text{ мг}$$

Розрахунок дозволяє стверджувати, що для обробки дизельного палива необхідна концентрація присадки-модифікатора не більше 0,02% за масою або для обробки 10 л палива (8,34 кг) необхідно затратити близько 2 г присадки.

На рисунку 2.4 представлена залежність зміни допустимої концентрації модифікатора в паливо за умовою його повного згоряння в залежності від величини коефіцієнта надлишку повітря.

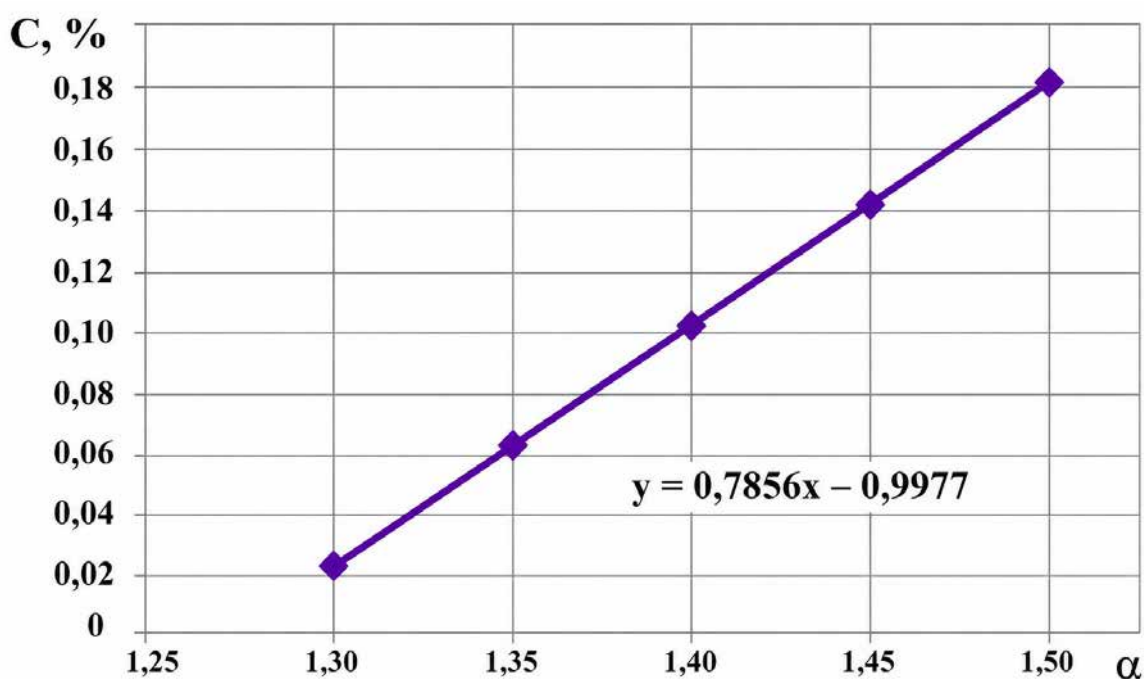


Рисунок 2.4 - Залежність концентрації присадки-модифікатора в масовій частці від величини коефіцієнта надлишку повітря

У таблиці 2.2 наведено стандартні значення термодинамічних функцій і розрахункові значення температури початку окислення нафталіну в різних агрегатних станах.

Таблиця 2.2 - Фізико-хімічні властивості нафталіну

нафталін	ΔH^0 , кДж/моль	ΔG^0 , кДж/моль	ΔS^0 , кДж/моль·К	Температура плавлення кипіння, °С
кристалічний	78,07	201,08	166,90	-
рідкий	97,0	195,0	251,63	80,3
газоподібний	150,96	223,66	335,64	218,7

Примітка - ΔH^0 , ΔG^0 , ΔS^0 - стандартні значення ентальпії, енергії Гіббса та ентропії відповідно.

На підставі даних таблиці 2.2 можна стверджувати, що в камері згоряння в кінці такту стиснення, тобто при температурі 600 ... 700°C, нафталін буде перебувати в газоподібному стані, що збільшує ймовірність його повного згоряння.

Розглянемо фактори, що впливають на потужність двигуна внутрішнього згоряння. Вся корисна робота газів в циліндрі за робочий цикл ДВС визначається за формулою

$$L = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \quad (2.16)$$

де L - корисна робота газів за цикл, Дж; $L_{z'z}$ - робота, що реалізується при підводі теплоти в інтервалі точок від z' до z , Дж; L_{zb} - робота реалізована на такті робочого ходу, Дж; L_{ac} - робота витрачається на здійснення процесу стиснення, Дж. Відомо, що якщо загальну роботу циклу L віднести до робочого об'єму циліндра V_h , то в розгорнутому вигляді величина середнього індикаторного тиску циклу може бути виражена як

Згідно з розрахунком потужних параметрів двигуна внутрішнього згоряння ефективна потужність визначається за формулою

У нашому теоретичному дослідженні ми виходили з того, що збільшення потужності спричинить збільшення середнього ефективного тиску термодинамічної циклу.

Середнє ефективне тиск циклу двигуна є різницею індикаторного і тиску, що витрачається на подолання механічних втрат

$$p_e = p_i - p_m \quad (2.19)$$

де p_i - середнє індикаторне тиск циклу, МПа; p_m - тиск механічних втрат, МПа.

Згідно [40] механічні втрати складаються з декількох складових

$$p_m = p_{тр} + p_{го} + p_{всп} + p_{вент} + p_{компр} \quad (2.20)$$

де $p_{тр}$ - втрати на подолання сил тертя в двигуні; $p_{го}$ - втрати на газообмін, $p_{всп}$ - втрати на привід допоміжних агрегатів; $p_{вент}$ - втрати на вентиляцію; $p_{компр}$ - втрати на привід компресора.

32

У міру роботи двигуна відбувається збільшення прориву газів через циліндропоршневую групу кривошипно-шатунного механізму, що призводить до зниження середнього індикаторного тиску, тобто зниження ефективної потужності відбувається, в тому числі, з причини втрати робочого тіла.

За даними наростання прориву газів картерів додатково призводить до збільшення механічних втрат двигуна зниження терміну служби моторного масла, зменшення коефіцієнта надлишку повітря. Діагностичним показником оцінки величини робочого тіла з циліндра є витрата картерних газів в хвилину. Для двигуна 4Ч 11 / 12,5 (Д-240) величини витрати газів картерів в хвилину представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Параметри витрати газів картерів [6]

Марка двигуна	Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	Витрата картерних газів, л/хв		
		номінальний	допускається	граничний
Д-240	2200	28	68	95

З урахуванням відомостей про величину ресурсу двигунів до першого капітального ремонту, який становить 8000 мото-годин [28] обґрунтовано припущення, що після 60 мото-годин після обкатки двигун 4Ч 11 / 12,5 володіє номінальною витратою картерних газів, а після досягнення напрацювання до першого капітального ремонту витрата газів дорівнює граничному параметру.

На підставі представлених даних зробимо розрахунок частки втрат обсягу робочого тіла двигуна при різних напрацюваннях, вважаючи втрати повітря, пов'язані з газодинамічними процесами несуттєвими.

Визначимо обсяг робочого тіла виходить з двигуна за 1 хвилину при його роботі на номінальній частоті обертання колінчастого вала

$$V_{xg} = \frac{V_a j \eta_V \mu n}{2} \quad (2.21)$$

де i - число циліндрів; μ - коефіцієнт враховує збільшення обсягу робочого тіла при згорянні палива в циліндрі; n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

$$V_{\text{хв}} = \frac{1,264 \cdot 0,84 \cdot 1,04 \cdot 2200}{2} = 4834,7 \text{ л / хв}$$

Прийmemo, що закон зміни хвилинного витрати газів картерів підпорядковується закономірностям полінома другого ступеня. Уявімо дану закономірність в графічному вигляді (рисунок 2.6).

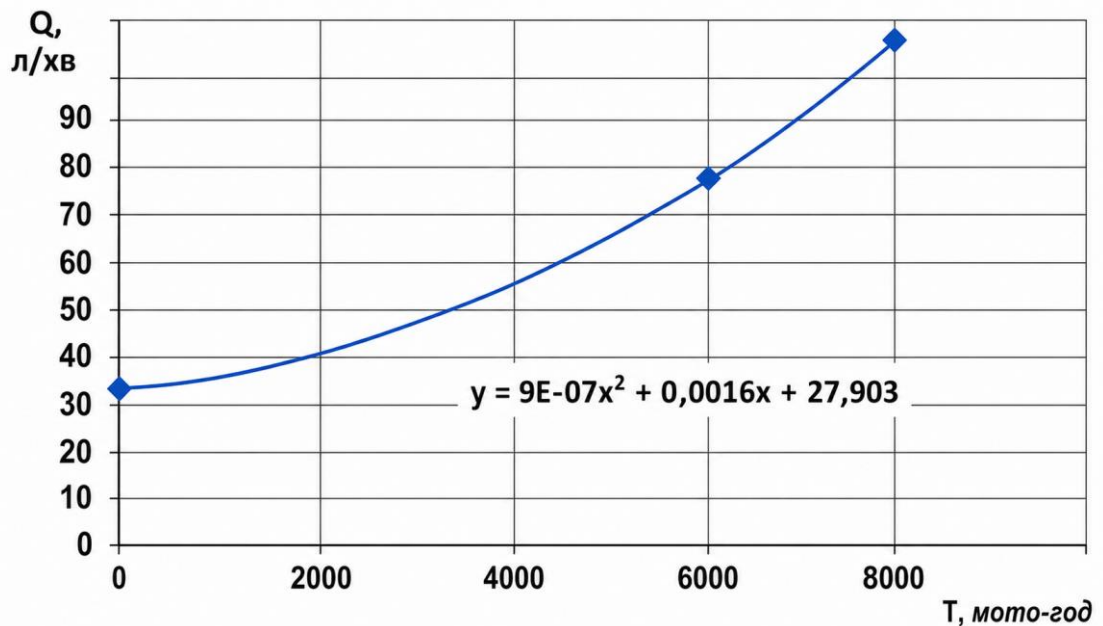


Рисунок 2.6 - Залежність хвилинної витрати газів картерів від напрацювання двигуна 4Ч 11 / 12,5

Для визначення питомих витрат картерних газів скористаємося формулою

$$q = \frac{Q}{V_{\text{хв}}} \quad (2.22)$$

де Q - величина хвилинного витрати газів картерів при номінальній частоті обертання колінчастого вала, л / хв.

$$q = \frac{98}{4834,7} = 0,02 \text{ або } 2 \%$$

Для оцінки впливу втрати частини робочого тіла на величину тиску в

циліндрі двигуна скористаємося рівнянням Менделєєва-Клайперона, де параметри стану ідеального газу пов'язані співвідношенням

$$pV = \frac{m}{\mu} RT \quad (2.23)$$

де p - тиск, Па; V - об'єм, м³; m - маса речовини, кг; μ - молярна маса, для атмосферного повітря 28,97 кг / кмоль; R - універсальна газова постійна, $R = 8,314$ Дж / (кмоль · К); T - абсолютна температура, К.

Згідно з розрахунками, втрата маси робочого тіла не перевищує 2%, отже, згідно з рівнянням (2.23), зменшення маси призведе до пропорційного зменшення тиску циклу. Оскільки активна потужність прямо пропорційна середньому активному тиску термодинамічного циклу (2.18), очікувалося, що це значення також зменшиться на 2%. Однак це не так. Попередні дослідження показали, що знос циліндропоршневої групи, який призводить до втрати частини робочого тіла, призводить до непропорційного зменшення активної потужності до 6%. Непропорційне зменшення потужності пояснюється збільшенням значення механічних втрат, проте немає сумнівів, що на термодинамічний процес впливає зміна закону тепловиділення згоряння палива через зміну параметрів газів у циліндрі. Зміна процесу безпосередньо впливає на збільшення затримки самозаймання дизельного палива через зниження стиснення та температури. Як наслідок, все це призведе до зниження максимального тиску та температури термодинамічного циклу.

Для оцінки впливу зниження величини компресії двигуна внаслідок зносу циліндропоршневої групи зробимо термодинамічний розрахунок робочого процесу двигуна 4Ч 11 / 12,5.

Процес згоряння здійснюється протягом чотирьох періодів (фаз), а саме:

- період затримки запалення (оцінюється показником τ_i);
- період інтенсивного наростання тиску і температури, який оцінюється середньої (ω_{cp}) і максимальною швидкістю наростання тиску (ω_{max});
- період основного, найбільш інтенсивного горіння (оцінюється показником інтенсивності тепловиділення $dx / d\phi$);

- період догорання або уповільненої горіння (оцінюється показником інтенсивності тепловиділення $dx / d\phi$).

З вищесказаного більш детально будуть розглянуті процеси періоду затримки самозаймання та інтенсивного наростання тиску і температури.

Як відомо, що знаючи циклову подачу палива, закон подачі і функцію тепловиділення можна розрахувати основні показники робочого процесу двигуна. Оскільки використання аналітичних виразів при оцінці процесу тепловиділення в циліндрі дизельного двигуна без певних припущень не представляється можливим, для аналізу було застосовано відома спрощена термодинамічна модель циклу, яка була реалізована чисельно.

Для моделювання робочого процесу двигуна 4Ч 11,0 / 12,5 при роботі на стандартному і модифікованому паливі було застосовано чисельну математичне моделювання. При виконанні розрахунків термодинамічних циклів було прийнято допущення про рівність інших величин, крім тих, які безпосередньо впливають на перебіг Політропний процесів, а також величина корисного теплоспоживання в точці z' .

У розрахунках протікання закону тепловиділення було прийнято, що кут випередження впорскування палива двигуна 4Ч 11,0 / 12,5 становить 27 град повороту колінчастого вала (ПКВ) [18], максимальний тиск циклу приходить на 10 град ПКВ після ВМТ, період затримки самозаймання становить $\tau_i = 6$ град ПКВ.

Розрахунок ефективних і індикаторних показників дизеля проводився на основі стандартних методик теплового розрахунку двигуна внутрішнього згоряння зі змішаним підведенням теплоти [19]. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 2.4, основні ефективні показники робочого циклу представлені в таблиці 2.5. Розрахунок показників роботи двигуна зі зниженою потужністю проводився з умови її зниження щодо номінальної на 13 ... 14%.

Таблиця 2.4 - Вихідні дані для теплового розрахунку дизеля 4Ч 11,0 / 12,5

Параметр	Позначення	Величини для різних варіантів двигунів	
		стандартний	зі зносом ЦПГ
1. Тиск навколишнього довкілля, МПа	p_0	0,1013	0,1013
2. навколишнього довкілля, К	T	293	293
3. Ступінь стиснення	ε	16	16
4. Коефіцієнт заповнення	η_v	0,83	0,83
5. Тиск залишкових газів, МПа	p_r	0,15	0,15
6. Температура залишкових газів, К	T_r	700	650
7. Підігрів свіжого заряду, К	ΔT	20	20
8. Масова частка вуглецю в паливі	C	0,87	0,87
9. Масова частка водню у паливі	H	0,126	0,126
10. Масова частка кисню у паливі	O	0,004	0,004
11. Коефіцієнт надлишку повітря	α	1,4	1,4
12. Показник політропи стиснення	n_1	1,371	1,34
13. Показник політропи розширення	n_2	1,33	1,35
14. Нижча теплота згоряння палива, МДж/кг	H_u	42,437	42,437
15. Коефіцієнт використання теплоти	ξ_z	0,8	0,74
16. Ступінь підвищення тиску при ізобарному підведенні теплоти	λ	2	2
Для розрахунку механічних втрат двигуна			
Емпіричні коефіцієнти	a	0,089	
	b	0,0135	

Таблиця 2.5 - Результати теплового розрахунку дизеля 4Ч 11,0 / 12,5

Найменування параметра та його розмірність	Позначення параметра	Двигуни	
		стандартний	потужність знижено
Частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1}	n	2200	2200
Середній ефективний тиск, МПа	p_e	0,647	0,55
Тиск та температура в кінці такту стиснення, МПа/К	p_c/T_c	4,07/912	3,73/835
Ефективна потужність, кВт	N_e	55,6	48,0
Крутний момент, Н·м	M_k	241,2	208,3
Питома ефективна витрата палива, г/кВт·год	g_e	280	324,6

Для розрахунку часу затримки самозаймання палива відома формула:

$$\tau_i = \frac{B\sqrt{C}}{100} \sqrt{\frac{T_a}{p_a}} e^{\frac{EC^{0,34}}{TR}}, \quad (2.24)$$

де B - емпіричний коефіцієнт; C - розрахункова константа; T_a і p_a - температура і тиск в циліндрі на початку такту стиснення; E - умовна енергія активації палива, $E = 5000 \dots 6000$ ккал / кмоль; R - універсальна газова постійна; T - температура в циліндрі в момент впорскування дизельного палива.

Емпіричний коефіцієнт B залежить від частоти обертання колінчастого вала двигуна і може бути прийнятий в діапазоні

$$B = (1,0 \dots 1,6) \cdot 12 \cdot 10^{-8} n$$

Розрахункова константа C враховує ступінь стиснення двигуна, втрати робочого тіла з урахуванням діаграми фаз газорозподілу двигуна і безрозмірне положення поршня в момент упорскування палива.

$$C = \frac{1}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \frac{\sigma}{\beta} \right] \quad (2.25)$$

де β - частка втраченого обсягу.

$$\beta = \frac{V'_h}{V_h} \quad (2.26)$$

де V'_h - частина робочого об'єму, втраченого на такті стиснення через відкритих пристроїв механізму газорозподілу.

Безрозмірне положення поршня в циліндрі визначається формулою

$$\sigma = \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi_{впр} + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_{впр}} \right) \right], \quad (2.27)$$

де $\varphi_{впр}$ - кут випередження впорскування палива.

Зрештою, було вирішено не використовувати представлений метод для розрахунку часу затримки запалювання, оскільки використання формули (2.24) вимагає емпіричного визначення значень B та E , а їх введення як констант дає невелику зміну функції τ_i .

В роботі [24] наводять емпіричну формулу для розрахунку періоду затримки самозаймання в дизельних двигунах, яка забезпечує кращі розрахункові дані, ніж у випадку формули (2.24).

$$\tau_i = \frac{c_1}{p^n} e^{\frac{c_2}{T}} \quad (2.26)$$

де p - тиск повітря в момент подачі палива, кгс / см²; T - температура повітря в момент подачі палива, К; c_1 , c_2 , n - досвідчені постійні.

Згідно досвідчених даних для швидкохідних дизелів можуть бути прийняті наступні величини цих постійних [24]

$$c_1 = 0,44; c_2 = 4650; n = 1,19$$

На основі виконаних раніше розрахунків визначаємо час затримки автоматичного запалювання для стандартного та зниженого варіантів потужності.

При стандартній потужності

$$\tau_i = \frac{0,44}{39,83^{1,19}} e^{\frac{4650}{912}} = 1,384$$

При зниженій потужності

$$\tau_i = \frac{0,44}{36,62^{1,19}} e^{\frac{4650}{835}} = 2,458$$

Відносне збільшення періоду затримки самозаймання склало 43,7%.

Отримані розрахункові величини узгоджуються з дослідженнями, представленими в роботах Боброва М.М. і Петриченко Р.М. [35, 36] де представлені результати експериментів залежності періоду затримки самозаймання різних палив від температури в камері згоряння двигуна (рисунок 2.7).

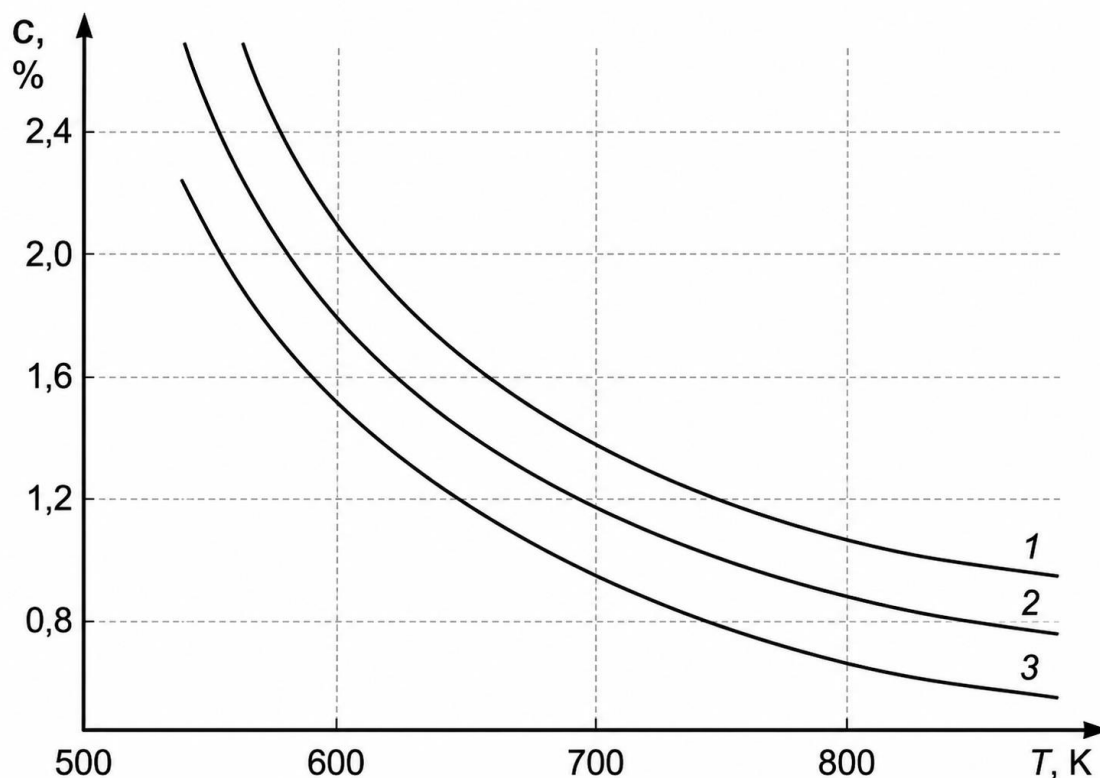


Рисунок 2.7 - Залежність затримки періоду самозаймання від температури в камері згоряння і роду палива ($p_c = 20 \dots 23 \text{ кгс / см}^2$): 1 - бензин Б-10; 2 бензин А-72; 3 - гас освітлювальний; 4 - дизельне паливо; 5 - цетан [36]

Для розрахунку процесу тепловиділення в координатах p - φ , було вибрано напівемпіричної кінетичне рівняння згоряння [19]

$$x_i = 1 - \exp \left[-6,908 \left((\varphi - \varphi_i) / \varphi_z \right)^{m+1} \right] \quad (2.29)$$

де φ_i - кут початку видимого горіння, град ПКВ; φ_z - умовна тривалість згоряння, град ПКВ; m - показник характеру згоряння палива.

Оскільки нами було прийнято, що для стандартного двигуна, що працює на номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна, період затримки самозаймання становить 6 град ПКВ, тоді кут початку видимого згоряння складе 339 град ПКВ [28]. Розглянутий двигун 4Ч 11/12,5 володіє конструкцією камери згоряння напіврозділеної форми типу ЦНІДІ, згідно рекомендацій [29] обґрунтовано прийняти показник $m = 0,1$.

За результатами чисельного математичного моделювання процесу тепловиділення отримані розгорнута індикаторна діаграма двигуна і

залежність коефіцієнта тепловиділення від кута повороту ПКВ за раніше прийнятим коефіцієнтами корисної теплоспоживання в точці z (рисунок 2.8)

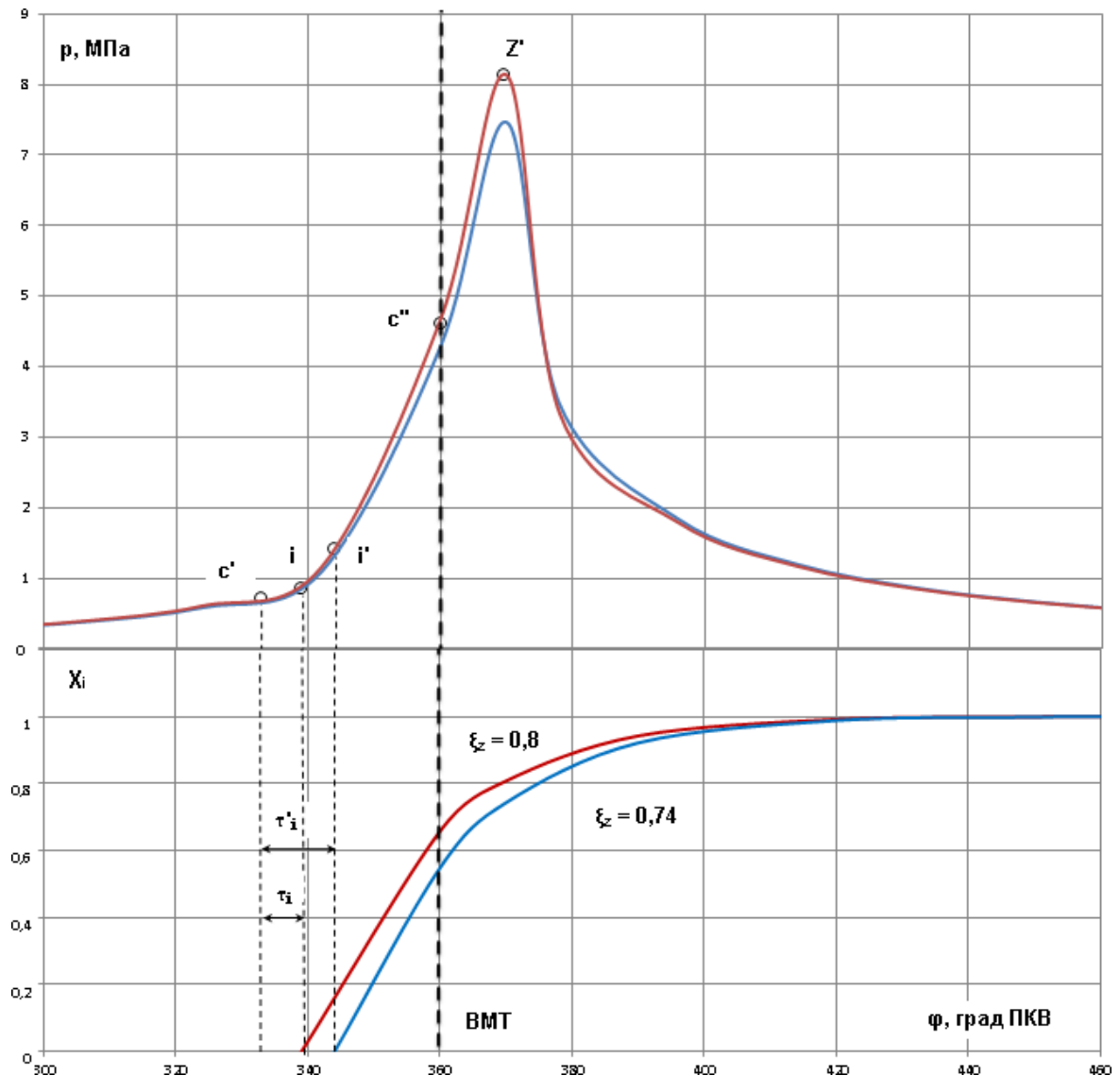


Рисунок 2.8 - Поєднані розгорнута індикаторна діаграма двигуна 4Ч 11/12,5 і діаграма тепловиділення в циліндрі: c' - точка, відповідна упорскуванню палива в циліндр; i , i' - точки відповідають початку видимого горіння для стандартного двигуна і двигуна зі зниженою потужністю; c'' - точка відповідна найбільшому тиску на такті стиснення; z' - точка максимального тиску термодинамічної циклу

Результати розрахунків показали, що зниження коефіцієнта корисної теплоспоживання в точці z з 0,8 до 0,74 забезпечує збільшення періоду

затримки самозаймання з 6 до 11 град повороту КВ. Збільшення періоду затримки самозаймання в відносних одиницях склало 45,5%.

Зробимо розрахунок середньої швидкості наростання тиску в циліндрі по точках с "і з '.

$$\omega_{cp} = \frac{P_{z'} - P_{c''}}{\varphi} \quad (2.28)$$

де φ - кут повороту колінчастого вала між точками с "і з '.

Для стандартного двигуна

$$\omega_{cp} = \frac{8,136 - 4,293}{10} = 0,346 \text{ МПа/град}$$

Для двигуна зі зниженою потужністю

$$\omega_{cp} = \frac{7,466 - 4,293}{10} = 0,317 \text{ МПа/град}$$

Середнє зниження швидкості згоряння склало 8,3%.

В результаті змодельований робочий процесу двигуна зі змішаним підведенням теплоти показав, що при зниженні величини потужності на номінальному режимі роботи з 55,6 до 48,0 кВт, (зниження на 13,64%) пов'язане з падінням величини компресії на 8,24%. Також відбулося збільшення періоду затримки самозаймання в діапазоні 43,7 ... 45,5%.

Відзначимо, що в цій роботі пропонується один із шляхів забезпечення необхідної потужності двигуна трактора, а саме за рахунок адаптації палива до конкретних умов експлуатації. Тобто, застосовуючи модифікатор в паливо відбувається компенсація збільшення періоду затримки самозаймання, за рахунок збільшення цетанового числа дизельного палива. Це призводить до відновлення нормального процесу тепловиділення, що в підсумку забезпечує необхідну величину потужності.

Висновки до розділу 2

На основі проведеного аналізу та сформованих технічних вимог для підтримання встановленої потужності тракторного двигуна було обрано

паливний модифікатор ВРІ, застосування якого забезпечує покращення експлуатаційних показників дизельного двигуна.

Встановлено, що використання модифікатора ВРІ для двигунів зі зниженою потужністю дозволяє підвищити її значення на 13,64 %. Це досягається завдяки компенсації збільшення періоду затримки самозаймання паливної суміші шляхом підвищення цетанового числа дизельного палива до 6 одиниць. Крім того, застосування модифікатора сприяє збільшенню ресурсу роботи двигуна трактора приблизно на 600 мото-годин.

Обґрунтовано доцільність введення в розрахунки продуктивності машинно-тракторних агрегатів коефіцієнта втрат потужності двигуна трактора, значення якого знаходиться в межах $0 \dots 0,15$. Використання даного коефіцієнта дозволяє більш точно оцінювати зниження продуктивності МТА, а також визначати збільшення погектарної витрати палива під час виконання сільськогосподарських робіт.

Визначено, що найвищу ефективність за критерієм мінімізації питомих експлуатаційних витрат забезпечують посівні агрегати, оснащені тракторами з потужністю двигуна в межах 100-120 кВт. При цьому оптимальна тривалість проведення посіву зернових культур становить від 9 до 11 днів залежно від площі посівних робіт та виробничих умов господарства.

Отримані результати теоретичних досліджень потребують подальшого підтвердження шляхом проведення лабораторних і польових експериментів, що дозволить оцінити ефективність застосування модифікованого палива в реальних умовах експлуатації сільськогосподарської техніки.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Об'єкти досліджень апаратура, засоби вимірювань

Для проведення польових експериментальних досліджень нами був обраний посівної машинно-тракторний агрегат в складі трактора МТЗ-82 тягового класу 1,4 і зерновий сівалки СЗ-5,4. В якості транспортного тракторного агрегату був використаний агрегат в складі трактора МТЗ-82 і причепа 2ПТС-4.

Лабораторні випробування двигуна Д-240 (4Ч 11/12,5) і комплектів паливної апаратури проводились на стендах КІ-5543 [12], КІ-2210 [14] і КІ-562. Випробування двигуна включали в себе зняття зовнішніх швидкісних і регуляторних характеристик на стандартному паливі і паливі з модифікатором. Випробування комплектів паливної апаратури проводились на зовнішньої регуляторної характеристиці.

При виконанні польових досліджень оцінка технічного стану двигуна трактора проводилася за допомогою компресометра, приладу ІМД-ЦМ [25], завмер витрати палива здійснювався розходоміром ЈУQ-1, тягове зусилля на гаку трактора вироблялося динамометром В.П. Горячкіна.

Дослідження, що проводяться на посівному агрегаті, проводилися за методикою активного повнофакторного експерименту [25].

3.2 Програма та методики експериментальних досліджень

Випробування проводилися на стенді КІ-5543 в лабораторії технічного обслуговування і ремонту машин.

Дослідження проводилися в два етапи:

- 1) випробування двигуна на стандартному дизельному паливі;
- 2) випробування двигуна на дизельному паливі з модифікатором.

Дослідження характеристик двигуна Д-240 (4Ч 11/12,5) і комплектів паливної апаратури для нього проводилося відповідно до вимог.

Експериментальні дослідження в польових умовах проводилися з урахуванням вимог стандартних методик, наведених в державних стандартах, призначених для експлуатації та випробувань сільськогосподарської техніки.

Лабораторні випробування двигуна проводилися на обкатному-гальмівному стенді КІ-5543 (рисунок 3.1).

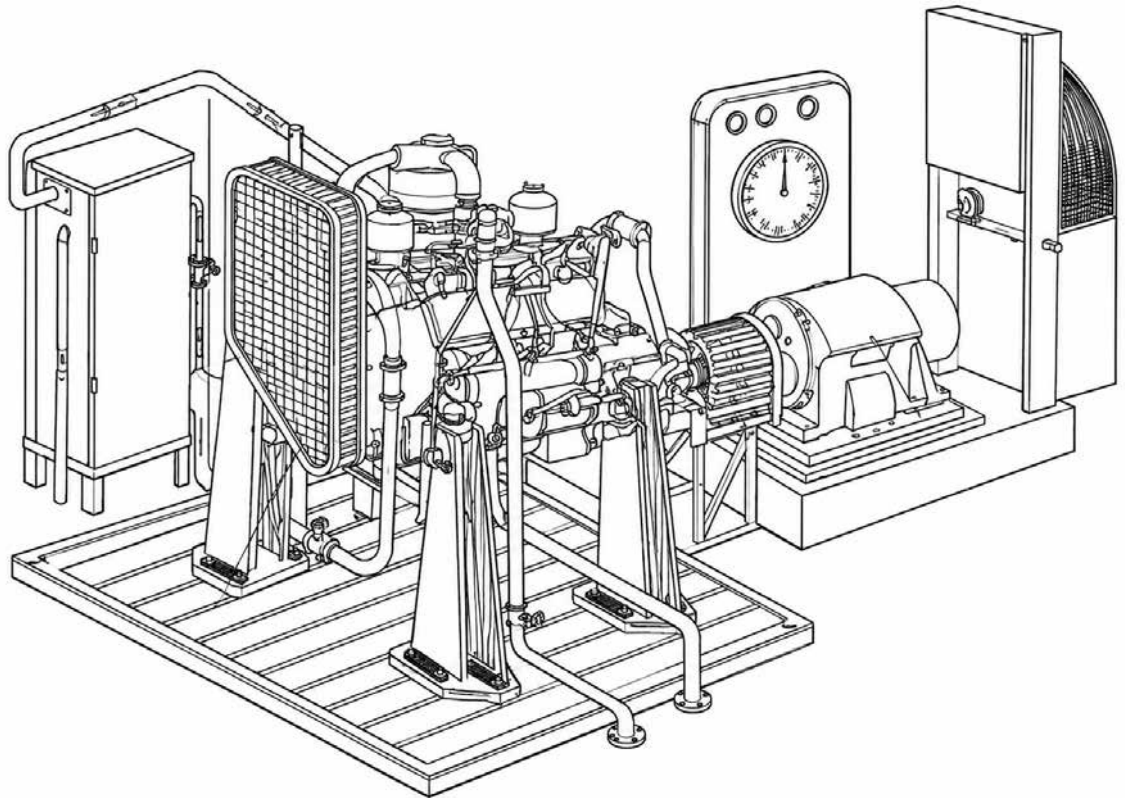


Рисунок 3.1 - Загальний вигляд обкатному-гальмівного стенду КІ-5543

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики стенда КІ-5543 [50]

Технічна характеристика	Параметр
Потужність електричної машини в режимі двигуна, кВт, до	55
Потужність електричної машини в режимі гальма, кВт/л.с., до	125/170
Діапазон регулювання частоти обертання електричної машини, хв ⁻¹	650...1450
Діапазон частоти обертання електричної машини при роботі в режимі гальма, хв ⁻¹	1650...3000
Діапазон вимірювання частоти обертання, хв ⁻¹ - - магнітоіндукційний тахометром - - електронним тахометром	до 3000

Діапазон вимірювання тиску масла, кгс/см ²	0...10
Діапазон вимірювання температури масла і охолоджуючої рідини, °С	40...120
Маса стенду, кг	1600
займана площа, м ² , не більше	15

Реостат заправляється 10% -ним розчином кальцинованої соди, дозволяє плавно регулювати частоту обертання валу двигуна при холодній обкатці і регулювати гальмівну потужність електромашини при гарячій обкатці. При холодній обкатці електромашини працює в режимі двигуна, гарячій обкатці - в режимі генератора з рекуперацією електроенергії в мережу.

У таблиці 3.2 представлені заміряли параметри роботи двигуна і перелік вимірювального обладнання, яке було використано в процесі проведення експериментальних досліджень.

Всі вживані засоби вимірювань відповідали вимогам по точності і допустимій похибці. Стандартні засоби вимірювань пройшли планову метрологічну перевірку з метою підтвердження своїх характеристик. Нестандартні засоби вимірювань були про таровані за допомогою раніше повірених стандартних засобів вимірювань і обладнання.

Таблиця 3.2 - Прилади, що використовуються при проведенні експериментальних досліджень

Вимірювана величина	Устаткування	Клас точності	Межі вимірювань
Час виміру, с	механічний секундомір	2	0-3600
Частота обертання колінчастого вала двигуна, хв ⁻¹	Електронний цифровий тахометр	0,5	600-3000
Тиск мастила, МПа (кгс/см ²)	Манометр МТП-160	1,5	0-1 (0-10)
Температура навколишнього повітря, °С	Термометр комнатний П-5	1,5	-20...50
Атмосферний тиск, кПа	Барометр-анероїд БР-52	2	95,6-104,4
Витрата палива за час експерименту, г	Ваги, тип ВНЦ	2	0-1000

Навантаження на гальмі, Н(кгс)	Вагова голівка стенду марки КІ-5543	-	0-588 (0-60)
Відносна вологість повітря, %	Гігрометр психрометричний	5	20...90
Щільність палива кг/м ³	Ареометр АНТ-2	1,5	830...890

Під час проведення експериментальних досліджень показники атмосферних умов і щільності палива варіювалися в наступних діапазонах:

- атмосферний тиск 740 ... 760 мм рт. ст.;
- температура повітря +18 ... +20 °С;
- відносна вологість повітря 50%;
- щільність палива 834 кг/м³.

Розрахунок показників двигуна проводився за стандартними формулами.

Весь обсяг випробувань був розділений на цикли:

1. Цикл прогріву двигуна.
2. Стандартний цикл навантаження.
3. Цикл зняття показників двигуна.

Цикл прогріву двигуна. Пуск двигуна здійснювався за допомогою стенду КІ-5543. Потім протягом 8 ... 15 хв двигун працював на холостому ходу при частоті обертання 1000 ... 1200 хв⁻¹ із закритою шторкою радіатора. При цьому досягалася температура сорочки охолодження близько 60°С.

Після завершення циклу прогріву двигун переводили на цикл стандартного навантаження. Оскільки при роботі двигуна на коректорній галузі при частоті обертання колінчастого вала відповідної максимальному крутному моменту забезпечується найбільші величини середнього індикаторного і найбільшого тиску циклу даний режим був обраний в якості стандартного. Стандартний цикл навантаження:

Частота обертання колінчастого вала – 1620 ... 1640 хв⁻¹; Показання силовимірювальний пристрою – 25 ... 26 кгс; Температура охолоджуючої рідини – 80 ... 90 °С;

Тиск в системі змащення двигуна - 0,29 ... 0,33 МПа (2,8 ... 3,2 кгс/см²).

У стандартному циклі навантаження, випробуваний двигун працював основну частку напрацювання. При заявлених параметрах потужність і крутний момент, що розвиваються дизелем, склали 29,8 ... 31,3 кВт (40,5 ... 42,5 к.с.) і 175 ... 182 Н·м відповідально, що відповідає приблизно 70% завантаженні двигуна на даному швидкісному режимі, що відповідає коефіцієнту використання потужності двигуна трактора при роботі на посіві [51].

Цикл зняття параметрів передбачав зняття з двигуна зовнішньої швидкісної і регуляторної характеристики.

Зовнішні швидкісні і регуляторні характеристики двигуна знімалися при температурі охолоджуючої рідини, що дорівнює 80 ... 90 °С, і тиск в системі мастила - 0,29 ... 0,33 МПа (2,8 ... 3,2 кгс/см²). На підставі даних, отриманих при знятті зазначених характеристик, будувалися залежності потужності, крутного моменту і питомої ефективної витрати палива від частоти обертання колінчастого вала.

Загальна напрацювання двигуна реєструвалася по лічильнику мото-годин, встановленого на двигун. За час лабораторних випробувань спільне напрацювання склала 60 мото-годин.

Перерахунок характеристик двигуна в систему СІ з системи вимірювання пріорів стенду системи МКГСС, проводився за такими формулами:

$$M_k = 7,023 \cdot P \quad (3.1)$$

де M_k – крутний момент, Н·м

P - свідчення ваговій головки гальма, кгс.

$$M_k = 7,023 \cdot P \quad (3.2)$$

де n - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

Оскільки часовий витрата палива вимірювався ваговим способом, формула для його визначення має такий вигляд, кг/год

$$G_T = 3,6 \frac{\Delta G}{\tau} \quad (3.3)$$

де ΔG - масова витрата палива за час досвіду, г (час виміру не менше 30 с); τ - час виміру витрати палива.

- питома ефективна витрата палива, г/(кВт · год)

$$g_e = \frac{1000G_T}{N_e} \quad (3.4)$$

На першому етапі експериментальних досліджень характеристики двигуна реєструвалися під час роботи на стандартному дизельному паливі. На другому етапі експериментальних досліджень реєструвалися аналогічні характеристики, але вже під час роботи двигуна на модифікованому паливі. Модифікація стандартного дизельного палива проводилася шляхом насичення його модифікатором ВРІ певних концентрацій 0,1 і 0,2 г/л.

На основі результатів випробувань двигуна на стандартному дизельному паливі було отримано комбіновану швидкісну та керовану характеристику, яка представлена на рисунку 3.2. Для порівняння на рисунку 3.2 представлена характеристика двигуна.

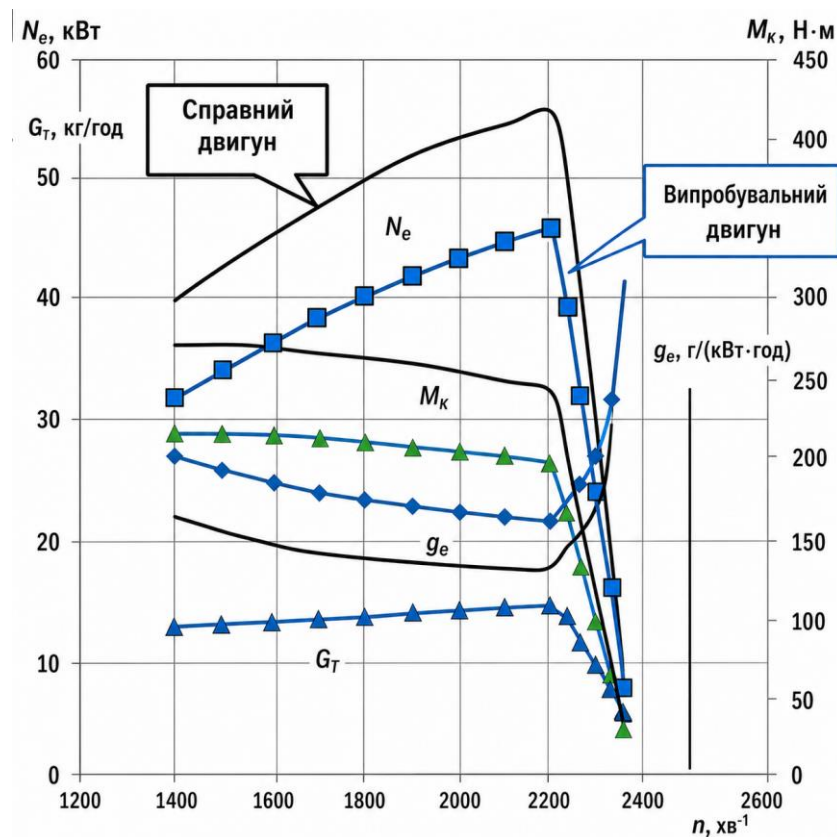


Рисунок 3.2 - Зовнішня швидкісна характеристика двигуна 4X 11/12.5 комбінованого регулятора

Аналізуючи залежності на рисунку 3.2 видно, що значення потужності при номінальній частоті обертання становить 45,6 кВт. З урахуванням даних [52], втрати ефективної потужності на номінальному режимі склали 9,55 кВт, що нижче величини встановленої потужності на 17,3%. На режимі максимального крутного моменту втрати крутного моменту складають 54 Н · м, тобто більше 20% від встановленого. Іншими словами, на випробуваному двигуні коефіцієнта запасу крутного моменту, склав 1,09 замість 1,12 у стандартного двигуна. Крім того, випробуваний двигун працював з перевищенням меж димлення.

В ході випробувань палива з модифікатором передбачалося, зміна налаштувань ПНВТ. В процесі проведення експериментальних досліджень реєструвалися такі параметри ПНВТ: середня циклова подача паливного насоса на режимах номінальної потужності, холостого ходу, максимального крутного моменту і пускового режиму; початок нагнітання палива; частота обертання кулачкового вала насоса, відповідна початку дії регулятора і автоматичному вимкненню подачі палива.

Стендові випробування виконані на базі стендів KI-22210-02МС і KI-562 [25]. Комплекти паливної апаратури були відрегульовані при температурі дизельного палива 35 ... 40 °С, відповідно до технічних вимог, представленими в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Технічні вимоги на основні регульовальні показники паливної апаратури двигуна 4Ч 11/12,5

Форсунка		Номінальний режим				Режим максимального крутящего момента		
тип	Тиск вприску, кгс/см ²	цикловая подача, мм ³ /цикл	частота вращения, хв ⁻¹	число циклів	подача, см ³	частота вращения, хв ⁻¹	число циклов	подача, см ³
ФД-22	75 ⁺⁵	9	100	1000	69±1	850±5	1000	79-3

Максимальная частота вращения холостого хода			Пусковой режим			Начало действия регулятора, мин ⁻¹	Полное выключение подачи, мин ⁻¹	Угол начала нагнетания
часто-та вращения, хв ⁻¹	Число циклов	Под ача, не более, см ³	часто-та вращения, мин ⁻¹	Число циклов	По дача, не менее, см ³			
1160±10	1000	не более 27	100-150	100	14	1115	1210	57°

Нерівномірність подачі палива по секціях $\delta, \%$, визначалася за формулою (3.6) де $Q_{\max}$ - максимальна подача однієї з секцій, см^3 ; $Q_{\min}$ - найменша подача однієї з секцій, см^3 .

Експлуатаційні випробування проводилися на тракторно-транспортному і посівному агрегатах. Облік сумарної витрати палива здійснювався за допомогою витратоміра ЛУQ-1. Вимірювання витрати палива приладом реєструється в літрах, похибка вимірювань $\pm 0,5\%$ (рисунок 3.3).



Рисунок 3.3 - Об'ємний витратомір палива ЛУQ-1. Загальний вигляд

Випробування проводилися на агрегаті в складі трактор МТЗ-82 з причепом 2ПТС-4 при його роботі протягом 7 днів на перевезення сінажу з полів до сінажної траншеї. Перед закладанням сінажу проводилося зважування причепа. На двигуні Д-240 було проведено операції технічного

обслуговування, згідно з розробленою технологією технічного обслуговування паливної апаратури [25]. Регулятор потоку був встановлений між фільтром грубої очистки палива і паливопідкачуючим насосом. Для обліку палива, що повертається в бак, на випробуваному тракторі кінець зливний магістралі був виведений в окрему ємність.

Полеві дослідження посівного агрегату проводилися за методикою активного повнофакторного експерименту по дворівневому плану другого порядку Бокса-Бенкіна [12]. Досліди проводилися в два етапи. На першому етапі використовувався трактор МТЗ-82 працює на стандартному дизельному паливі. На другому етапі використовувався трактор МТЗ-82 працює на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,2 г/л і паливною апаратурою зі зміненою налаштуванням [55].

В якості вимірювальних приладів використовувалися механічний динамометр В.П. Горячкіна і об'ємний витратомір ЛУQ-1. Для визначення середньої швидкості руху трактора на контрольній ділянці використовувалися контрольні гони, відстанню в 300 м. Час фіксувалося секундоміром.

Передпосівна обробка передбачала боронування середніми зубовими боролами БЗСС-1,0 з наступною культивацією МТА в складі МТЗ-82 з КПС-4,0.

Обробка експериментальних даних проводилася на підставі методів математичної статистики. В результаті обробки експериментальних даних визначалися наступні статистичні показники:

– математичне очікування випадкової величини

$$M(x) = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i} \quad (3.7)$$

де x_i - числове значення середини інтервалу; m_i - частота потрапляння показника в даний інтервал.

– дисперсія випадкової величини

$$D(x) = \frac{\sum [(x_i - M(x))^2 m_i]}{\sum m_i} \quad (3.8)$$

– середньоквадратичне відхилення випадкової величини

$$\sigma(x) = \sqrt{D(x)} \quad (3.9)$$

– коефіцієнт варіації

$$v = \frac{\sigma(x)}{M(x)} \quad (3.10)$$

– помилка вибіркової середньої

$$\Delta = \sqrt{\frac{D(x)}{\sum m_i}} \quad (3.11)$$

– відносна помилка вибіркової середньої

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{M(x)} \quad (3.12)$$

– максимально можлива статистична похибка

$$\Delta_c = \pm \frac{3\sigma(x)}{M(x)} \quad (3.13)$$

– асиметрія

$$A_c = \frac{\sum [(x_i - M(x))^3 m_i]}{\sigma(x)^3 \sum m_i} \quad (3.14)$$

– ексцес

$$E_k = \frac{\sum [(x_i - M(x))^4 m_i]}{\sigma(x)^4 \sum m_i} - 3 \quad (3.15)$$

Статистичну обробку даних, отриманих в результаті експериментального дослідження, було проведено за допомогою пакетів прикладних програм Microsoft Excel.

Висновки по розділу 3

Проведені попередні випробування дали змогу встановити зниження потужності двигуна на 17,3 % під час роботи на номінальному режимі, а також зменшення крутного моменту на 20 % при випробуваннях у режимі перевантаження. Крім того, зафіксовано зниження коефіцієнта запасу крутного моменту з 1,12 до 1,09, що свідчить про погіршення тягово-динамічних характеристик двигуна та зменшення його експлуатаційних можливостей.

Для забезпечення ефективного використання модифікованого палива у виробничих умовах обґрунтовано необхідність попереднього проведення технічного обслуговування паливної апаратури. З цією метою доцільно застосовувати спеціалізовану установку для випробування, регулювання та ремонту паливної апаратури дизельних двигунів, що дозволяє забезпечити стабільну роботу паливної системи та підвищити ефективність роботи двигуна.

Розроблені методики лабораторних і польових досліджень забезпечують можливість об'єктивного та точного дослідження роботи двигуна при використанні модифікованого палива. Застосування цих методик дозволяє з достатнім рівнем точності оцінити зміни продуктивності, паливної економічності та ефективності роботи посівних і тракторно-транспортних агрегатів в умовах експлуатації.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Дослідження характеристик двигуна 4Ч 11/12,5 при роботі на паливі з модифікатором.

Після проведення всіх регламентних операцій технічного обслуговування випробуваний двигун мав зниженими показниками потужності і крутного моменту при роботі на стандартному паливі (рисунок 4.1). Встановлена на двигун паливна апаратура пройшла капітальний ремонт і повністю відповідала всім вимогам.

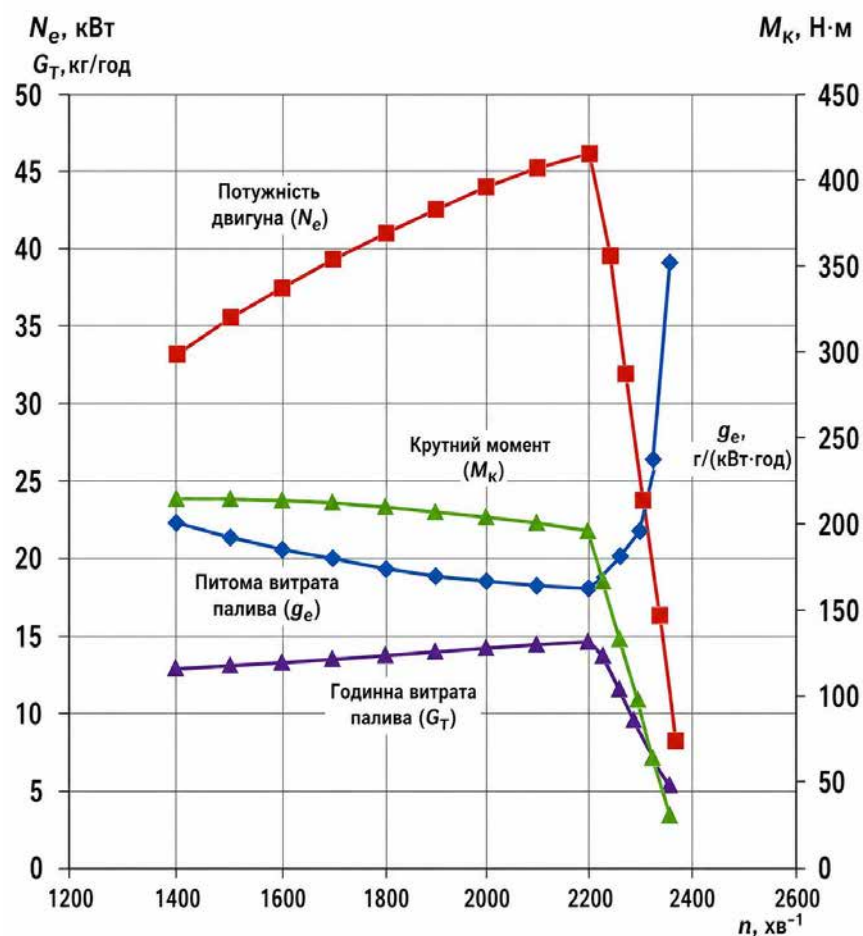


Рисунок 4.1 - Суміщена регуляторна зовнішня швидкісна характеристика випробуваного двигуна 4Ч 11/12,5 при роботі на стандартному паливі

Після застосування палива з модифікатором в концентрації 0,2 г/л був виявлений зростання потужних і паливно-економічних показників двигуна. За

результатами кількох вимірів була побудована поєднана характеристика (рисунок 4.2).

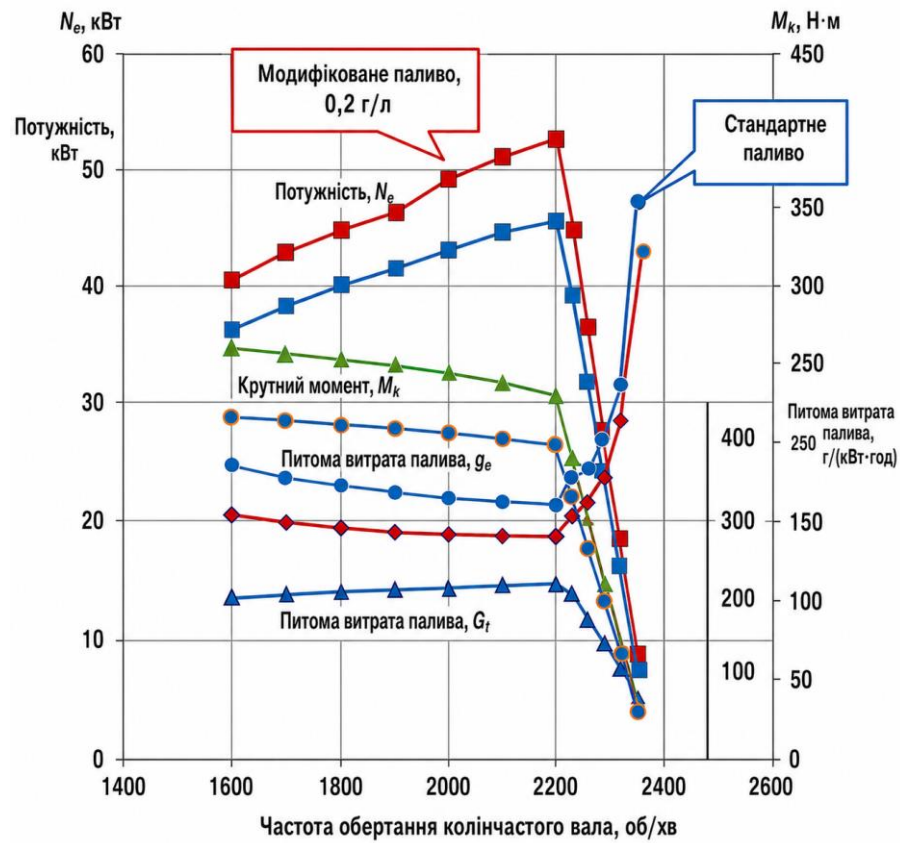


Рисунок 4.2 - Суміщена регуляторна зовнішня швидкісна характеристика випробуваного двигуна 4Ч 11/12,5 при роботі на стандартному і модифікованому паливі

За результатами випробувань було виявлено приріст величини потужності, і крутного моменту який склав 13,0%, однак після застосування палива з модифікатором величина коефіцієнта пристосовності по крутний момент склала 1,05, що не відповідає вимогам нормативно-технічної документації. Для виправлення отриманого результату була зроблена коригування циклової подачі паливної апаратури.

Після проведення змін в налаштування паливної апаратури були зняті повторно характеристики з двигуна. Результати випробувань представлені на рисунку 4.3

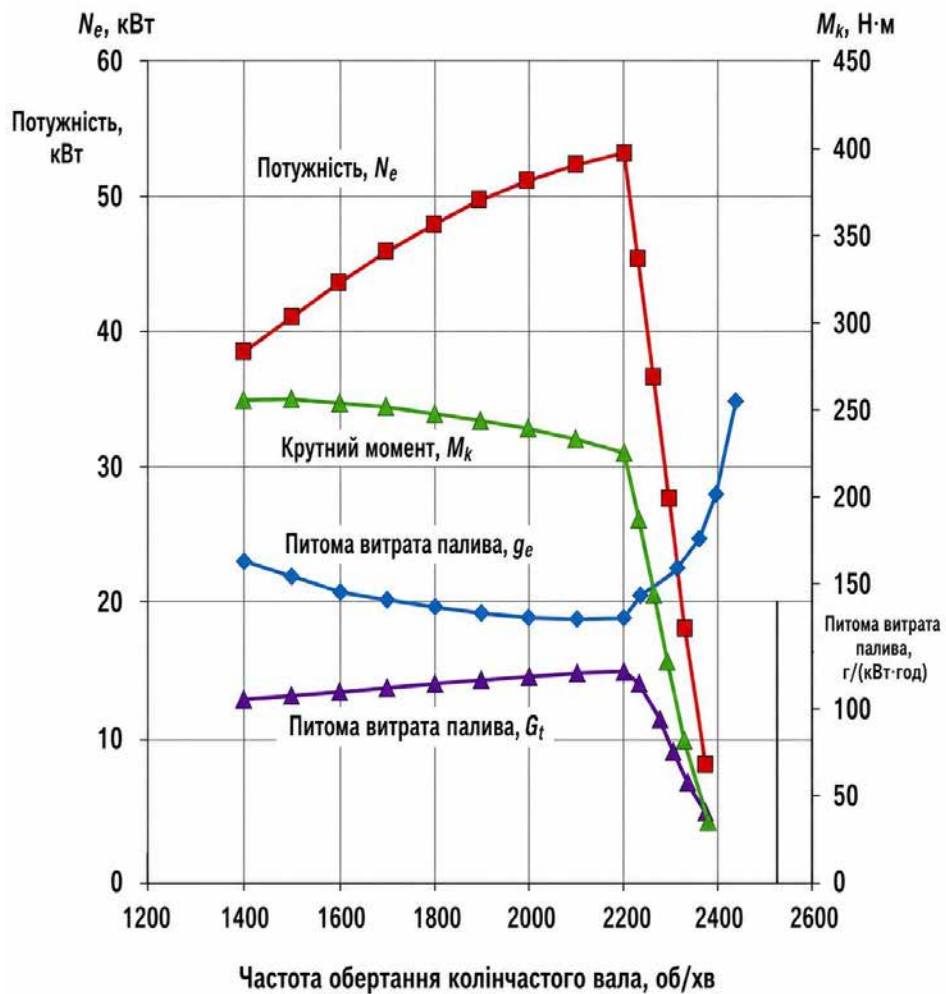


Рисунок 4.3 - Суміщена регуляторна зовнішня швидкісна характеристика двигуна 4Ч 11/12,5 при роботі на паливі з модифікатором і з відкоригованої циклової подачею

В результаті переходу на паливо з модифікатором і внесення змін в налаштування паливної апаратури відбулося збільшення потужності двигуна на номінальному режимі до 52,7 кВт, крутного моменту на режимі перевантаження до 259 Н · м. Величина питомої ефективної витрати палива на номінальному режимі роботи склала 280 г/(кВт·год). Коефіцієнт пристосовності по крутний момент склав 1,13. Підсумкові прирости для потужності та крутного моменту склали 13,4 і 16,6% відповідно. Зниження питомої ефективної витрати палива на номінальному режимі роботи склало 13,5%.

Стабільність отриманих результатів перевірялася неодноразово в ході лабораторних випробувань на паливі з модифікатором, розбіжність

знаходиться на рівні величини похибки вимірювального обладнання (див. таблицю 3.2).

В рамках проведення лабораторних випробувань двигуна 4Ч 11/12,5 були проведені дослідження показників димності (коефіцієнт поглинання K) і токсичності (вміст вуглеводнів C_nH_m , окису CO і двоокису вуглецю CO_2) в відпрацьованих газах.

Заміри коефіцієнта поглинання проводилися за допомогою димоміра, всі інші параметри - газоаналізатором.

Дослідження проводилися на навантажувальній характеристиці дизеля і при роботі без навантаження при частоті обертання колінчастого вала в діапазоні $1620 \dots 1670 \text{ хв}^{-1}$, температура моторного масла, що вимірюється термомпарою, становила $96 \dots 104^\circ\text{C}$. Вимірювання зазначених показників димності і токсичності вироблялося при напрацюваннях двигуна 17 і 39 мото-годин.

Результати дослідження зміни коефіцієнта оптичної щільності від показання силовимірювальний пристрою стенда KI-5543 показані на рисунку 4.8. При проведенні експериментів застосовувалося паливо з двома концентраціями модифікатора для оцінки його ефективності - $0,1 \text{ г/л}$ і $0,2 \text{ г/л}$. Аналізуючи залежності на рисунку 4.4 видно, що найменші значення коефіцієнта поглинання досягнуті при роботі дизеля на модифікованому паливі з концентрацією присадки $0,2 \text{ г / л}$.

Найбільша різниця у вимірах на різних концентраціях досягнута при навантаженні в 25 кгс. При даному навантаженні коефіцієнт поглинання для роботи двигуна на модифікованому паливі з концентрацією присадки $0,2 \text{ г / л}$ знизився на 36,4% (з $5,5 \text{ м}^{-1}$ до $3,5 \text{ м}^{-1}$) по відношенню до роботи двигуна на стандартному паливі. При роботі двигуна на модифікованому паливі з концентрацією присадки $0,1 \text{ г / л}$ зниження коефіцієнта поглинання склало 18,2%. Далі представлені дані вимірювань димності при роботі двигуна без навантаження (рисунок 4.5).

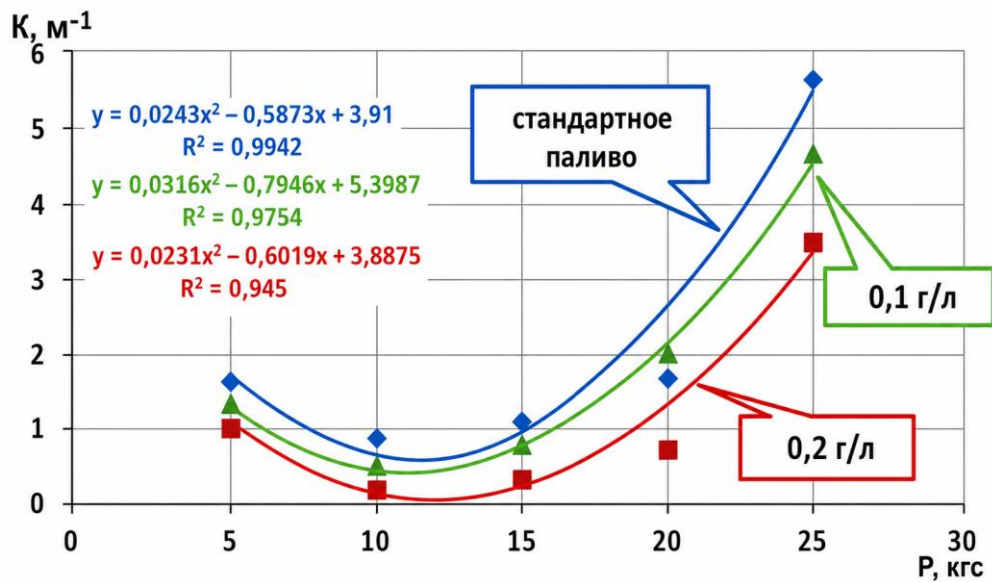


Рисунок 4.4 - Залежність коефіцієнта поглинання від показання силовимірювальний пристрої

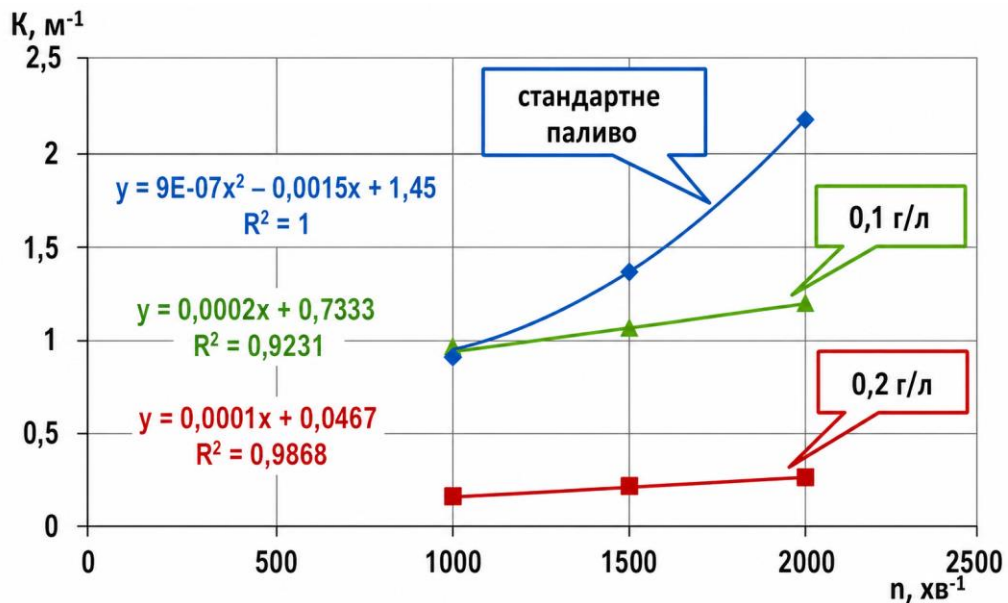


Рисунок 4.5 - Залежність коефіцієнта поглинання від частоти обертання колінчастого вала без навантаження

При аналізі даних на рисунку 4.5 видно, що найбільше зниження показника димності (в 8,6 рази при 2000 хв⁻¹) було отримано в умовах роботи двигуна на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,2 г / л. При використанні палива з концентрацією присадки 0,1 г / л при частоті обертання колінчастого вала 2000 хв⁻¹ коефіцієнт K знизився в 1,87 рази.

Викид вуглеводнів побічно характеризує ефективність (повноту) згоряння паливоповітряної суміші в циліндрі двигуна. Залежність величини викидів вуглеводнів від навантаження на двигун при сталості швидкісного режиму представлена на рисунку 4.6. Аналізуючи графічну залежність видно, що значимі зміни величин викидів незгорілих вуглеводнів спостерігаються тільки при роботі двигуна на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,2 г/л. Найбільше зниження викидів незгорілих вуглеводнів (з 20 до 4 млн⁻¹) спостерігалось при навантаженні в 15,5 кгс - концентрація C_nH_m знизилася в 5 разів. Найменше зниження досягнуто при навантаженні в 25,5 кгс і досягло 1,33 рази (з 16 до 12 млн⁻¹). Крім того, відбувається зміна характеру залежності викидів вуглеводнів від показання силовимірювальний пристрої.

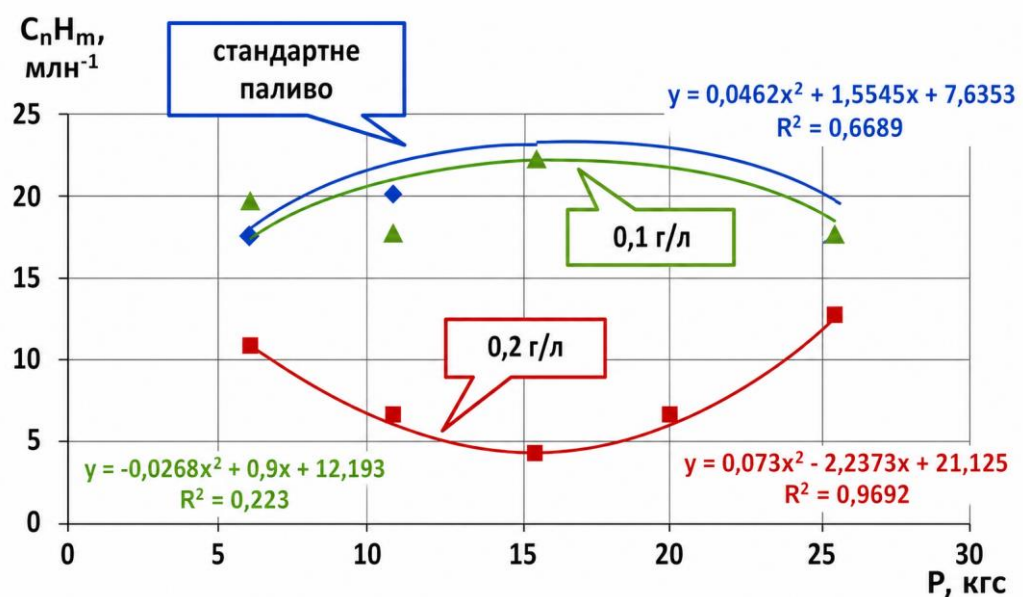


Рисунок 4.6 - Залежність величини викидів вуглеводнів від показання силовимірювальний пристрої

Далі представлені результати вимірів показників викидів вуглеводнів на режимі роботи без навантаження (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 - Викиди вуглеводнів на режимі роботи без навантаження, млн⁻¹

$n, \text{хв}^{-1}$	Стандартне паливо	Модифіковане паливо, 0,2 г/л	Модифіковане паливо, 0,1 г/л
1000	6	2	4
1500	12	9	10
2000	22	16	16

Найбільш значущі результати по зниженню величини викидів вуглеводнів отримані при роботі на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,2 г/л.

Концентрація оксиду вуглецю характеризує разом з викидами вуглеводнів досконалість протікання робочого процесу в двигуні. Графічна залежність зміни концентрацій оксиду вуглецю на нагрузочном режимі представлена на рисунку 4.7.

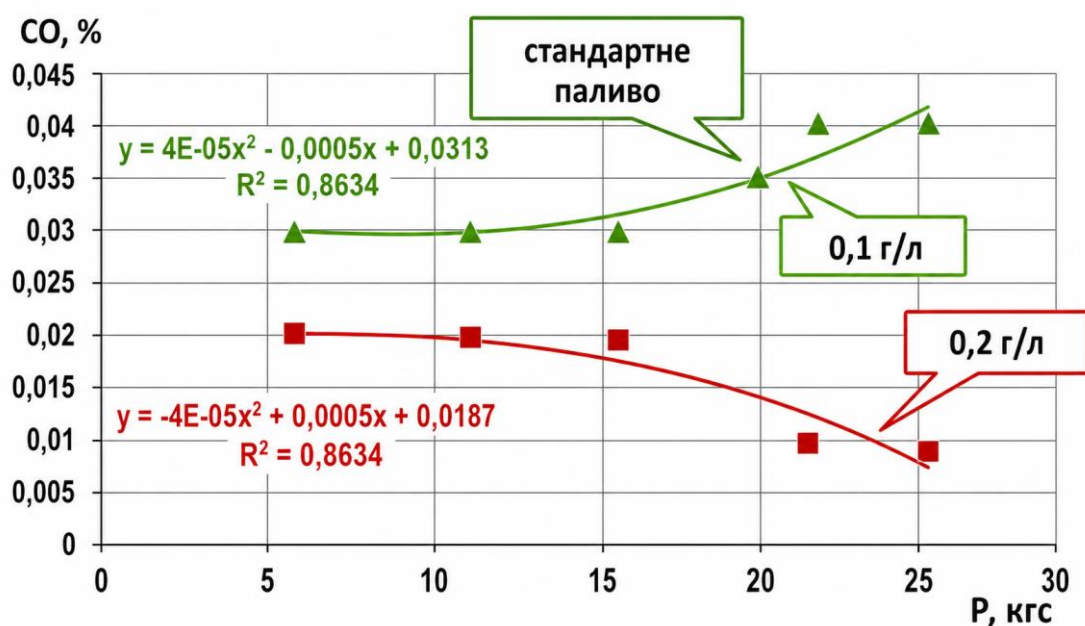


Рисунок 4.7 - Залежність величини викидів оксиду вуглецю від показання силомірювального пристрою

Аналіз залежностей на рисунку 4.7 показав, що значне зниження оксиду вуглецю було отримано при роботі двигуна на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,2 г/л. Більш того характер залежності помітно відрізняється від залежностей при роботі на стандартному паливі і модифікованому при концентрації присадки 0,1 г/л. В області малих і середніх навантажень спостерігалось зниження в 1,5 рази (з 0,03 до 0,02%), в області підвищених навантажень - в 4 рази (з 0,04 до 0,01%).

При аналізі викидів оксиду вуглецю на режимі роботи двигуна без навантаження (таблиця 4.2) при частоті обертання колінчастого вала 1000 хв⁻¹ змін не було зафіксовано. При частоті обертання, дорівнює 2000 хв⁻¹

найбільше зниження викидів отримано для роботи двигуна на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,2 г/л - в 3 рази.

Таблиця 4.2 - Викиди оксиду вуглецю на режимі роботи без навантаження, %

$n, \text{хв}^{-1}$	Стандартне паливо	Модифіковане паливо, 0,2 г/л	Модифіковане паливо, 0,1 г/л
1000	0,02	0,02	0,02
1500	0,04	0,02	0,02
2000	0,06	0,02	0,04

Оскільки діоксид вуглецю є продуктом повного окислення він умовно входить в групу токсичних компонентів відпрацьованих газів. На рисунку 4.8 представлена графічна залежність концентрації діоксиду вуглецю при роботі на стандартному і модифікованому паливах в залежності від показань силовимірювального пристрою.

Для викидів двоокису вуглецю характерна пряма залежність. З аналізу малюнка 4.8 видно, що істотних змін вмісту CO_2 у відпрацьованих газах не відбувається. Аналогічна картина спостерігається при аналізі даних, отриманих при роботі двигуна на режимі роботи без навантаження (див. таблицю 4.3).

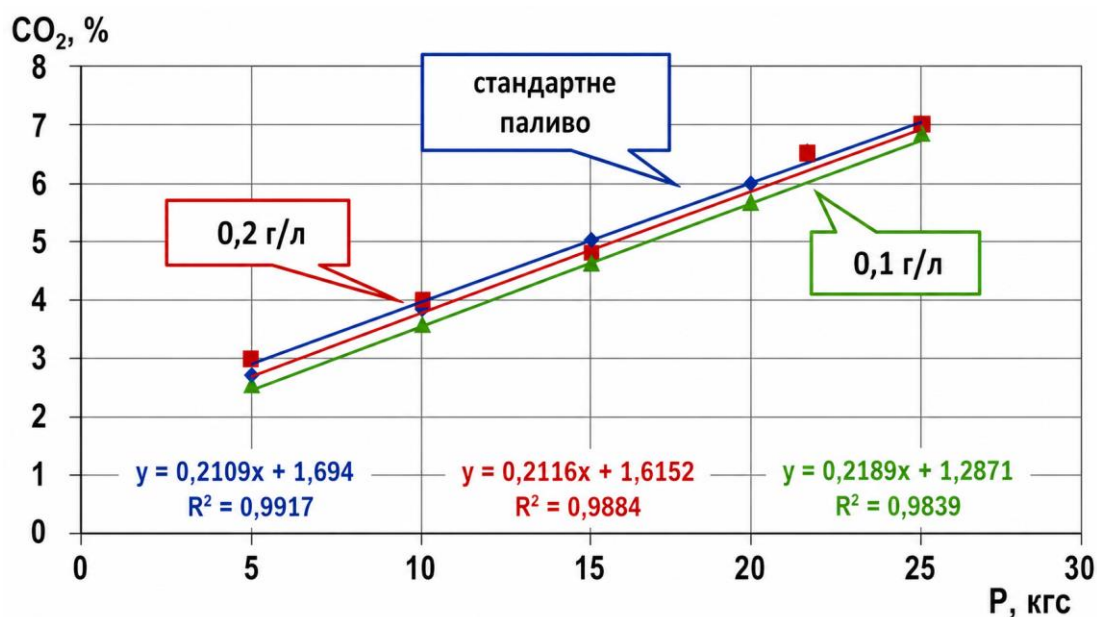


Рисунок 4.8 - Залежність величини викидів діоксиду вуглецю від показання силовимірювального пристрою

Таблиця 4.3 - Викиди діоксиду вуглецю на режимі роботи без навантаження, %

n, хв ⁻¹	Стандартне паливо	Модифіковане паливо, 0,2 г/л	Модифіковане паливо, 0,1 г/л
1000	1,31	1,25	1,31
1500	1,79	1,65	1,75
2000	2,1	2,1	1,98

Результати екологічний випробувань двигуна 4Ч 11 / 12,5 підтверджують ефективність використання модифікованого палива. Найкращий ефект зниження викидів забезпечується на концентрації присадки в 0,2 г / л при підвищених навантаженнях на двигун.

4.2 Результати випробувань тракторно-транспортного і посівного агрегатів

Експлуатаційні випробування проводилися на машинно-тракторному агрегаті МТЗ-82, в складі причепа 2ПТС-4 під час перевезення сінажу з полів до сінажної траншеї. На двигуні було проведено операції ТО, згідно з розробленою технологією технічного обслуговування паливної апаратури [11].

Загальна посівна площа 298 га. Склад МТП: 3 МТЗ-82; МТЗ-1025; ДТ-75М; ХТЗ 17221; зернозбиральні комбайни; кормозбиральний комбайн.

Перед проведенням експериментів було оцінено технічний стан двигуна за допомогою компресометра. Заміри компресії показали, що величина тиску кінця стиснення у циліндрів змінюється в межах від 22 до 24 одиниць, що знаходиться в межах допустимих величин.

У зазначений період спостерігалась мінлива хмарність з переважанням східного і південно-східного вітру, середня денна температура становила 25...33°C. Перевезення сінажу проводилася з поля, засіяного багаторічними травами. Скошування вироблялося кормозбиральних комбайном з подачею зеленої маси в причіп. Контроль напрацювання тракторно-транспортного агрегату проводився за штатним лічильником мотогодин, витрата палива по об'ємному витратоміра ЛУQ-1. Контроль перевезеної маси проводився на

ваговому пункті господарства. Для отримання даних про вихідної паливної економічності при роботі в перший день експериментів тракторно-транспортний агрегат працював на стандартному паливі. Зведені дані по експерименту представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 - Результати випробувань тракторно-транспортного агрегату

Дата / кон- центрація	Маса пере- зеного вантажу, т	Нарабіток, мото-годин	Розхід палива, л	Питомий розхід, л/мото-год
15.07 / -	40,3	12,1	135,4	11,19
16.07 / 0,2 г/л	45,6	11,8	105,2	8,92
17.07 / 0,2 г/л	53,2	11,0	100,8	9,16
18.07 / 0,2 г/л	55,6	11,5	97,3	8,46
19.07 / 0,1 г/л	45,5	18,3	100,1	10,21
20.07 / 0,1 г/л	43,2	9,2	89,9	9,77
21.07 / 0,1 г/л	50,6	9,7	98,6	10,16

З аналізу даних в таблиці 4.5 слід, що спільне напрацювання за весь час експерименту склала понад 125 мото-годин, загальна витрата палива - 724 л, маса перевезеного вантажу склала 334 т.

Середня витрата палива в період роботи трактора на модифікованому паливі, з концентрацією присадки 0,2 г/л склав 8,84 л/мото-год; при концентрації присадки 0,1 г / л середня витрата склала 10,05 л/мото-год. У підсумку, збільшення паливної економічності тракторно-транспортного агрегату склало 20% при роботі на паливі з концентрацією присадки 0,2 г / л і 10,2% при роботі на паливі з концентрацією присадки 0,1 г / л.

Висновки по розділу 4

Під час роботи дизельного двигуна на паливі з модифікатором у концентрації 0,2 г/л підвищення ефективної потужності на номінальному

режимі становило близько 13,4 %. Приріст ефективної потужності збільшується зі зростанням частоти обертання колінчастого вала.

Випробування двигуна 4Ч 11/12,5 показали, що при використанні палива з модифікатором необхідно уточнювати регульовальні параметри паливної апаратури. Проведені дослідження дали змогу обґрунтувати рекомендації щодо збільшення коефіцієнта корекції всережимного регулятора, який рекомендується встановлювати на рівні 1,25.

Під час випробування тракторно-транспортного агрегату вдалося забезпечити економію палива до 20 %. Також було досягнуто підвищення ритмічності закладання сінажної траншеї, що дало змогу збільшити добову продуктивність заготівлі сінажу на 13,2–25,6 % порівняно з раніше наявними показниками.

Максимальний приріст тягової потужності посівного агрегату у складі трактора МТЗ-82 із зерною сівалкою СЗ-5,4 на агрофоні «поле, підготовлене під посів», під час роботи на модифікованому паливі з концентрацією присадки 0,1 г/л було досягнуто на 7-й передачі і становило 10,3 %. Зниження абсолютної витрати палива в зазначених умовах також досягалося на 7-й передачі та становило 12,49 %. Максимальне підвищення умовного тягового ККД трактора становило 0,0258 і також було досягнуто на 7-й передачі.

ВИСНОВКИ

У роботі вирішено задачу підвищення ефективності використання машинно-тракторних агрегатів шляхом підтримання встановленої потужності за рахунок застосування модифікованого палива. На підставі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

У результаті досліджень встановлено, що застосування палива з модифікатором ВРІ у концентрації 0,02 % від масової частки дизельного палива дає змогу забезпечити досягнення встановленої потужності двигуна сільськогосподарського трактора. Використання цієї присадки у поєднанні з регулюванням паливної апаратури забезпечує продовження терміну експлуатації щонайменше на 125 мотогодин за показником встановленої потужності.

Запропонована математична модель сумарних експлуатаційних витрат на виконання механізованих робіт дає змогу враховувати підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів при застосуванні палива з модифікатором та визначати оптимальні строки проведення робіт з урахуванням технічного стану двигуна, обсягу польових робіт і втрат майбутнього врожаю. У результаті математичного моделювання встановлено, що в умовах Полтавської області зниження питомих експлуатаційних витрат на обробіток одиниці площі для посівних агрегатів становить 20–60 грн/га залежно від потужності двигуна трактора. Виявлено, що найбільшу ефективність за критерієм мінімуму питомих експлуатаційних витрат мають посівні агрегати з потужністю двигуна трактора 100–120 кВт. Оптимальні строки проведення сівби зернових культур за критерієм мінімуму витрат на виконання технологічної операції перебувають у межах 9–11 днів залежно від площі посіву.

У результаті стендових випробувань двигуна 4Ч 11/12,5 досягнуто підвищення ефективної потужності на 13,4 % та зниження питомої ефективної

витрати палива на 13,8 %. Забезпечено зниження димності на 36,4 %, зменшення викидів вуглеводнів у 5 разів і викидів оксиду вуглецю – у 4 рази. Обґрунтовано необхідність внесення змін до налаштування паливної апаратури у зв'язку із застосуванням модифікованого палива.

Застосування розроблених рекомендацій під час проведення посівних робіт дало змогу забезпечити збільшення тягової потужності на 10,7 % та підвищення паливної економічності на 12,49 %, при цьому приріст умовного тягового ККД трактора МТЗ-82 становив 0,026. Розрахунками встановлено збільшення змінної продуктивності за рахунок підвищення робочої швидкості машинно-тракторного агрегату на 11,12 %. Експлуатаційні дослідження, проведені на тракторно-транспортному агрегаті, забезпечили підвищення паливної економічності до 20,3 %.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шуляк М.Л. Енергетичні параметри роботи трактора на часткових швидкісних режимах / М.Л. Шуляк // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ: – Х.: ХНТУСГ, 2010. Вип. 93 – С. 368 – 372.
2. Гарькавий А.Д., Холодюк О.В. До методики обґрунтування комплексу машин для виробництва кормів/. Праці Таврійського агротехнологічного університету. Випуск 8. Том 7//. –Мелітополь, ТДАТУ, 2008. –С. 96 –103
3. Вихідні дані, технічні характеристики машин та умови їх 98 використання. / Гарькавий А.Д., Кондратюк Д.Г., Холодюк О.В.; Вінницький держ. агр. ун-т. –Вінниця, 2005. –40 с.
4. Патент України на корисну модель № 39295. Змішувач реактора для етерифікації жирів рослинного чи тваринного походження для виробництва біодизельногопального. Друкований М.Ф., Сімончук В.І., Друкований О.М., 2009р.
3. Патент України на корисну модель № 42941. Лінія виробництва біодизеля. Друкований М.Ф., Сімончук В.І., Бандура В.М., 2009р.
4. Друкований М.Ф., Бандура В.М. Нова технологія виробництва біодизеля. Вібрації в техніці та технологіях No3, 2008 р.
5. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію / І.В. Парсаданов// – Х.: НТУ ХПІ, 2003. – 244 с.
6. Дідур В. А. Вплив метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень / В. А. Дідур, Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. А. Дідур. - Мелітополь, 2008. - Вип. 8, т. 4. - С. 3-9.
7. Анісімов В.Ф. Альтернативні види палива для двигунів внутрішнього згорання/ В.Ф. Анісімов, В. І. Музичук, О.С. Ковальчук// Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 106-110.

8. Потапова Н. А. Кількісні методи в прогнозуванні запасів матеріально-технічних ресурсів / Н. А. Потапова // Збірник наук, праць НУ «Львівська політехніка» Логістика. –2007. – № 580. –С.468.

9. Галушак О.О. Рекомендації щодо використання регулювання відсоткового складу суміші палив для дизеля / О.О. Галушак, В.Б. Рябошапка, В.П. Комаха // Техніка, енергетика, транспорт АПК» - № 2 (101). - 2018 . – С. 67 – 72.

10. Гунько І. В. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші / І. В. Гунько, С. А. Бурлака, А. А. П'ясецький. // Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2017. – №2 (97). –С. 139–144.

11. Войтов В.А. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосування біодизеля / В.А. Войтов, М.Г. Сандомирський, М.В. Карнаух, М.С. Даценко// Тракторна енергетика в рослинництві. – Х.: ХНТУСГ, 2009. – С. 111 – 120.

12. Сандомирський М.Г. Результати випробування дизеля 4ЧН12-14 на дизельному паливі і паливах рослинницького виду / М.Г. Сандомирський // Тракторна енергетика в рослинництві. – Х.: ХНТУСГ, 2009. – С. 121 – 125

13. Войтов В. А. Собівартість виробництва біодизеля на базі етилових ефірів жирних кислот рослинних олій / В. А. Войтов, М. С. Даценко, М. В. Карнаух, П. М. Климов // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ: – Х.: ХНТУСГ, 2009. Вип. 94 – С. 270 – 277.

14. Войтов В.А. Особливості експлуатації паливної апаратури дизелів сільськогосподарського призначення з використанням біологічного палива / В.А. Войтов, М.С. Даценко, М.В. Карнаух, С.П. Сорокін // Техніка і технології АПК. – 2010. – №1. – С. 13 – 18.

15. Анісімов В.Ф. Математична модель впорскування палива в невеликих відхиленнях для визначення залишкового ресурсу дизельної паливної апаратури/В.Ф.Анісімов, В.І. Музичук// Матеріали регіональної н.- т. конф. –Вінниця. ВНАУ. -2015. – С. 111-113.

16. Анісімов В.Ф. Вплив технічного стану прецизійних пар на ефективні показники дизеля/ В.Ф. Анісімов, В.І. Музичук // Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 114-116.
17. Анісімов В.Ф. Перспективні теми магістерських робіт на кафедрі ДВЗ та АПР/ В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько// Матеріали н.-т. конф. – Вінниця. ВНАУ. -2015. –С. 8-11.
18. Анісімов В.Ф. Дослідження характеристики двигуна працюючого по новому циклу/ В.Ф.Анісімов, І.В. Цвігун// Матеріали н.-т. конф. – Вінниця . ВНАУ. -2015. –С. 82- 84.
19. Анісімов В.Ф. Власні коливання керованого моста трактора без урахування згасання/ В.Ф. Анісімов, Д.В. Борисюк, О.В. Черкевич// Вібрації в техніці та технологіях. -2016. - №2 (82). –С. 66-68.
20. Методичні вказівки по виконанню лабораторних робіт з дисципліни «Технічне обслуговування машин та обладнання» / Серeda Л.П., Паладійчук Ю.Б., Зінєв М.В.– Вінниця РВВ ВНАУ, 2015. – 150 с.
21. Лебедев А.Т. Оптимизация скорости движения тракторного агрегата /А.Т. Лебедев А.Т., С.А. Лебедев// Вісник ПДАА. – Полтава: ПДАА. – 2006. – № 4 (43). – С. 66 – 71.
22. Гарькавий А.Д., Петриченко В.Ф., Спірін А.В., „Конкурентоспроможність технологій і машин»: Навчальний посібник. – Вінниця: ВДАУ – Тірас. –2006. –73с.
23. Гарькавий А.Д., Серeda Л.П., Пльонсак В.А. та ін. «Машиновикористання у рослинництві» // Навчальний посібник. – Вінниця: ВДАУ, 2008. –68 с.
24. Анісімов В. Ф. Вплив біопалива на діагностичні параметри дизельних двигунів / В. Ф. Анисимов, В. І. Яцковський, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, № 7, Вінниця, 2011. – С. 41-43.
25. Лебедев А.Т. Планування експерименту при дослідженні впливу зміни ефективного прохідного перерізу соплових отворів розпилювача

форсунок дизельного двигуна на потужностні характеристики МТА, працюючого на альтернативних видах палива / А.Т. Лебедєв, М.Л. Шуляк, Є.І. Калінін // Системи обробки інформації. – Х.: ХУ ПС. – 2011. Вип. 8(89) –С. 109 – 115.

26. Яцковський В.І., Гунько І.В., Гуцаленко О.В. Сучасні методи розрахунків ДВЗ. – Вінниця, Монографія, РВВ ВНАУ, 2016. - с.

Рябошапка В. Б. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / В. Б. Рябошапка // Матеріали науково-технічної конференції —Науково-технічний прогрес у розвитку машин і засобів механізації сільського господарства – Вінниця 2008. – 4с.

27. Лебедєв А.Т. Вплив коксування соплових отворів розпилювачів форсунок двигуна при роботі на альтернативних видах палива на тяговоенергетичні показники МТА / А.Т. Лебедєв, М.Л. Шуляк // Механіка та машинобудування. – Х.: ХПІ. – 2011. С. 114 – 125.

28. Спосіб визначення схильності палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок: Д.п. 53393 Україна, МПК G08G 1/00/ Сандомирський М.Г., Шинкаренко В.О., Шуляк М.Л. (Україна). – u201113168; заявл. 18.11.2011.

29. Анісімов В. Ф. Моделирование процесса впрыска в дизеле с помощью теории малых отклонений/ В. Ф. Анісімов, В.Б. Рябошапка // Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченій 25-річчя кафедри тракторів і автомобілів —Перспективи розвитку тракторів і автомобілів – Вінниця 2013. – 6 с.

30. Музичук В. І. Застосування чисельних методів при дослідженні теплових процесів на математичних моделях/ В. І. Музичук, В.Б. Рябошапка, О. М. Бурдейний // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №10 т. 2 (59), Вінниця, 2012. – С. 145-148.

31. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA, Semjons IVANOV
CALCULATION OF THE PERFORMANCE INDICATORS OF MACHINE AND
TRACTOR AGGREGATES USING BIOFUEL // JOURNAL of Research and
Applications in Agricultural Engineering; 61(3), Poznan: Przemysowy Instytut
Maszyn Rolniczych (PIMR), Branzowy Ośrodek Informacji Naukowej, Technicznej
i Ekonomicznej, 2016. (Journal Article, ind Agris, Cabi). PP. 16 - 20.

32. Viktor ANISIMOV, Vadym RYABOSHAPKA MODELING OF
MACHINE-TRACTOR UNITS WORKFLOW ON THE USE OF BIOFUELS //
Mechanization in agriculture end conserving of the resources – Sofia, Bulgaria. –
2016. – PP. 9 – 10.

ДОДАТКИ