

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**01.08 – КМР.2223 «С» 2024.07.12.71 ПЗ**

**Цонков Павло Михайлович**

**2024**

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**01.08 – КМР.2223 «С» 2024.07.12.71 ПЗ**

**Цонков Павло Михайлович**

**2024**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 621.331

**ПОГОДЖЕНО**  
Декан факультету (Директор ННІ)  
**механіко – технологічний факультет**  
(назва факультету (ННІ))

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Братішко В.В.**  
(ПІБ)  
“ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
**тракторів і автомобілів**  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_  
(підпис) **Калінін Є.І.**  
(ПІБ)  
“ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**на тему «Підвищення роботоздатності паливної системи дизельних  
двигунів, що працюють на біопаливі»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»  
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія  
(назва)

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

**Гарант освітньої програми**

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

\_\_\_\_\_  
(підпис)

**Братішко В.В.**  
(ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

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

\_\_\_\_\_  
(підпис)

**Соломка О.В.**  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

**Цонков Павло Михайлович**  
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2024

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.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Цонков Павло Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Підвищення роботоздатності паливної системи дизельних двигунів, що працюють на біопаливі»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «07» грудня 2023 р. №2223 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 13.11.2024

(рік, місяць, число)

**Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: характеристики ДВЗ.**

**Перелік питань які потрібно розробити:**

Вступ

1. Аналіз стану питання, мета та завдання дослідження;

2. Теоретичні передумови підвищення роботоздатності паливної апаратури дизельних двигунів при роботі на біопаливі;

3. Методика експериментальних досліджень;

4. Результати досліджень та їх аналіз;

4. Висновки.

5. Список використаних джерел.

**Перелік графічного матеріалу:**

Аналіз стану питання, мета та завдання дослідження; теоретичні передумови підвищення роботоздатності паливної апаратури дизельних двигунів при роботі на біопаливі;

Характеристика досліджуваного біопалива; методика дослідження параметрів паливоподачі висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

(підпис)

Соломка О.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

(підпис)

Цонков П.М.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Сільськогосподарська техніка – це широкий спектр технічних засобів та ремонтно-технічних впливів, призначених для підвищення продуктивності та полегшення праці в сільському господарстві на підприємствах шляхом механізації та автоматизації операцій. Техніка широко застосовується особливо у країнах, де сільське господарство є важливою частиною економіки (Китай, Бразилія, Туреччина, Японія, навіть ін.).

В даний час у сільському господарстві, як і в інших галузях широко використовуються дизельні двигуни, встановлені на різних транспортно-технологічних машинах і агрегатах.

Провідними країнами у споживанні та виробництві біологічного палива зараз є Франція, Німеччина, Італія, США. За прогнозом, необхідність використання біологічного палива до 2030 р. зросте порівняно з 2020 р. на 15 млн.т.

Тому підвищення працездатності паливної апаратури дизельних двигунів, що працюють на біопаливі, є актуальним науковим та практичним завданням.

У роботі розглянуто питання працездатності паливної системи дизельних двигунів на паливі із біодобавками.

**Мета дослідження:** розробка рекомендації щодо модернізації та обслуговування паливної системи дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі з біодобавками з ріпакової олії.

**Об'єкт дослідження:** підприємства, що експлуатують та обслуговують транспортно-технологічні машини в АПК.

**Предмет дослідження:** виступають показники надійності дизельних двигунів транспортно-технологічних машин в АПК, що працюють на суміші.

Методи досліджень представлені теоретичними дослідженнями зміни показників паливоподачі та експериментальними дослідженнями роботи двигунів на дизельному сумішевому паливі. Достовірність отриманих результатів дослідження обумовлена застосуванням сучасного дослідницького обладнання та приладів, у тому числі мотортестеру.

Результати експериментальних досліджень оброблялися з використанням відомих статистичних методів та комп'ютерної техніки.

**Наукова новизна:**

– встановлено кількісний вплив вмісту ріпакової олії в дизельному паливі на максимальний тиск упорскування, залишковий тиск у системі двигуна 740.30 та його екологічні характеристики;

– встановлено вплив вмісту ріпакової олії у дизельному паливі на міцність фільтруючого матеріалу очищення палива та запропоновано методику оцінки.

**Практичну цінність роботи становлять:**

– рекомендації щодо модернізації та технічного обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі;

– пристрій для підігріву сумішевого палива, вмонтований у фільтр тонкого очищення.

**Ключові слова:** автотранспортні засоби, дизель, двигун, біопаливо

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1. Тенденції у використанні альтернативного палива для дизельних двигунів.....	10
1.2 Використання ріпакової олії як паливо для дизельних двигунів.....	13
1.3 Вплив біодобавок у дизельне паливо на роботу паливної апаратури.....	16
Висновки за розділом 1.....	21
2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ПРИ РОБОТІ НА БІОПАЛИВІ.....	23
Висновки за розділом 2.....	32
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	33
3.1. Характеристика досліджуваного біопалива.....	33
3.2. Методика дослідження працездатності фільтрів тонкого очищення паливної системи дизельних двигунів.....	35
3.3. Методика дослідження параметрів паливоподачі.....	41
3.4. Методика дослідження працездатності форсунок.....	44
3.5 Методика дослідження потужності дизельного двигуна.....	48
3.6 Методика експлуатаційних випробувань.....	48
Висновки за розділом 3.....	49
4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	50
4.1 Вплив біодобавок з ріпакової олії на дизельне паливо на працездатність фільтрів.....	50
4.2 Вплив біодобавок з ріпакової олії на дизельне паливо на стан гумових виробів.....	52
4.3. Вплив біодобавок на екологічні показники дизельного двигуна.....	54
4.4. Вплив біодобавок на дизельне паливо на систему пуску двигуна.....	57
4.5. Вплив біодобавок на дизельне паливо на потужність двигуна.....	58
4.6. Результати експлуатаційних випробувань.....	59

Висновки за розділом 4.....	61
ВИСНОВКИ.....	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	65

## ВСТУП

Сільськогосподарська техніка – це широкий спектр технічних засобів та ремонтно-технічних впливів, призначених для підвищення продуктивності та полегшення праці в сільському господарстві на підприємствах шляхом механізації та автоматизації операцій. Техніка широко застосовується особливо у країнах, де сільське господарство є важливою частиною економіки (Китай, Бразилія, Туреччина, Японія, навіть ін.).

В даний час у сільському господарстві, як і в інших галузях широко використовуються дизельні двигуни, встановлені на різних транспортно-технологічних машинах і агрегатах.

Провідними країнами у споживанні та виробництві біологічного палива зараз є Франція, Німеччина, Італія, США. За прогнозом, необхідність використання біологічного палива до 2030 р. зросте порівняно з 2020 р. на 15 млн.т.

Тому підвищення працездатності паливної апаратури дизельних двигунів, що працюють на біопаливі, є актуальним науковим та практичним завданням.

У роботі розглянуто питання працездатності паливної системи дизельних двигунів на паливі із біодобавками.

Мета дослідження: розробка рекомендації щодо модернізації та обслуговування паливної системи дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі з біодобавками з ріпакової олії.

Об'єкт дослідження: підприємства, що експлуатують та обслуговують транспортно-технологічні машини в АПК.

Предмет дослідження: виступають показники надійності дизельних двигунів транспортно-технологічних машин в АПК, що працюють на суміші.

Методи досліджень представлені теоретичними дослідженнями зміни показників паливоподачі та експериментальними дослідженнями роботи двигунів на дизельному сумішевому паливі. Достовірність отриманих результатів дослідження обумовлена застосуванням сучасного дослідницького обладнання та приладів, у тому числі мотортестеру.

Результати експериментальних досліджень оброблялися з використанням відомих статистичних методів та комп'ютерної техніки.

Наукова новизна:

– встановлено кількісний вплив вмісту ріпакової олії в дизельному паливі на максимальний тиск упрскування, залишковий тиск у системі двигуна 740.30 та його екологічні характеристики;

– встановлено вплив вмісту ріпакової олії у дизельному паливі на міцність фільтруючого матеріалу очищення палива та запропоновано методику оцінки.

Практичну цінність роботи становлять:

– рекомендації щодо модернізації та технічного обслуговування паливної апаратури дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі;

– пристрій для підігріву сумішевого палива, вмонтований у фільтр тонкого очищення.

# 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ, МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Тенденції у використанні альтернативного палива для дизельних двигунів

Тривалий час паливно-енергетичний комплекс використовував та застосовував енергоносії переважно нафтового походження. Але саме останнім часом намітилася тенденція до зниження нафти та нафтопродуктів економіки країни. Це пояснюється зниженням темпів зростання видобутку нафти і домовленістю країнами не збільшувати видобуток природних копалин (нафти), усе це викликано тим, що на природні копалини стала стрімко зростати, а пошуково-розвідувальні роботи, освоєння та експлуатація нових родовищ вимагає нових фінансових інвестицій. Протягом усього двадцятого століття економіка нашої країни ґрунтується на основних енергоносіях – нафті, природному газі та вугіллі [21; 22]. За даними інституту енергетики у 2010 р. споживання нафти становило 32,1 %, природного газу – 21,5 %, вугілля – 28,1 %, у 2017 р. показники становили 36,7; 24,2; 28,9 % відповідно, нині споживання нафти становить понад 50 %, газу – понад 30 %, вугілля – менше 20 % [13; 14]. Аналогічна тенденція й у всій світовій економіці. У 2010 р. все світове споживання енергії як паливо склало 10,33 млрд т у дизельному еквіваленті. П'ять основних світових країн (США, Японія, Китай, Індія) споживають близько 60% обсягу первинної енергії. Атомна енергія нині становить 6 %, гідроенергетики – 6 %, енергія мінеральних джерел – близько 88 %. На споживання енергії нафти доводиться – 37 %, газу – 24 %, вугілля – 27 % (рис. 1.1) [15].

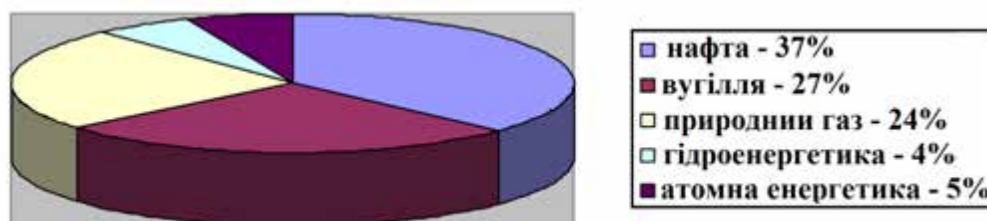


Рисунок 1.1 – Світове споживання первинної енергії як паливо

Певний інтерес є світова динаміка споживання енергії. У 1979 р. частку нафтопродуктів припадало близько 50 % всіх енергоносіїв, нині ця частка становить 35 %, споживання нафти та її похідних продовжує стрімко скорочуватися [15].

Подальший розвиток двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) безпосередньо залежить від перспектив використання різних енергоносіїв. Як сировина для отримання існуючого та переважно нового палива для дизельного двигуна внутрішнього згорання можуть використовуватися невідновлювані джерела енергії – корисні копалини (нафта, вугілля, газ та ін.), та відновлювані ресурси – сільськогосподарські та побутові відходи, рослинні олії, тваринні жири, деревина, біомаса та ін [16-20].

Найбільш інтенсивні роботи з переведення дизельних двигунів на альтернативне паливо ведуться як у країнах з високим енергетичним потенціалом, так і з обмеженими енергетичними ресурсами, а також у високорозвинених країнах (США та ін.), які мають можливість придбання нафтових енергоносіїв [12; 13; 14]. Вже зараз можна припустити, що споживання енергії до 2030 року зросте на 60%, що вимагатиме збільшення виробництва різних видів енергоносіїв. У зв'язку з цим у багатьох країнах, у тому числі й у нашій країні, підвищуються вимоги до екологічної безпеки. Поряд з іншими відновлюваними джерелами енергії (ВДЕ), все більша увага у світі приділяється використанню біомаси. У нашій країні є великі запаси біоресурсів, зокрема сільськогосподарські ресурси. На даний момент у біоенергетиці велике значення набуло використання різних відходів для біопалива, так зване «біопаливо другого покоління» [18; 15].

Біоетанол можна отримувати і з відходів деревини, наприклад, з тирси, а також з соломи або трави. Основними джерелами є такі целюлозні та сільськогосподарські відходи, як: стебла, солома, листя, відходи переробки: горіхова шкаралупа, тирса, багаса цукрової тростини та органіка міських відходів. Одним із можливих напрямів отримання сировини для біопалива

також є посадки масляних культур з високим річним приростом біомаси: практикується посадка верби, акації, тополі з високою щільністю на 1 га. Застосування дизельного сумішевого палива, що виготовляється шляхом змішування дизельного палива з олією, для дизельного двигуна просто необхідне, у зв'язку зі складною геополітичною ситуацією. Для створення палива для дизельних двигунів кращими виявилися рослинні олії. Біологічні добавки на основі рослинних олій у дизельне паливо виробляються в багатьох країнах із більш ніж 50 олійних культур [14]. Як показує світовий досвід, для отримання сумішевого біопалива можна застосовувати бавовняну, соняшникову, рапсову, соєву, пальмову, лляну, сафлорову, арахісову та інші олії. Також відомо виготовлення біологічних добавок із бука, земляних горіхів, фундуку, гірчиці, оливи. Але переважно біодобавки в чисте дизельне паливо виробляються з ріпаку чи соняшника. Найбільш доступний і простий спосіб застосування ріпакової олії, у вигляді біодобавок – додавання її та змішування з дизельним паливом. Така суміш отримала назву "сумішове дизельне паливо". Ця композиція має й іншу назву – «біодит» (сумішове паливо). Для біодобавки в дизельне паливо також можна застосовувати метиловий ефір ріпакової олії, що отримується при метанолізі. Метиловий ефір ріпакової олії за своїми фізико-хімічними характеристиками (зольність, в'язкість та ін.) наближений до дизельного палива. Біодобавки для дизельного палива також одержують із біовідходів продукції тваринництва, риб'ячого жиру та інших матеріалів. Одним із перспективних варіантів сировини для отримання біопалива є водорості [12; 13; 14].

Також є відомості одержання біологічних добавок із земляних горіхів, оливок, гірчиці, бука, фундуку, водоростей, ятрофи, рицини, сої та тваринних жирів. В даний час поширене використання жирових відходів організацій та заводів для одержання біодизельного палива. Щорічно тільки на жируловлювачах підприємств м'ясної галузі накопичується близько 250 тис. т жирових відходів, що є сумішшю речовин, основним компонентом яких виступають жири тваринного походження. Також існує проблема утилізації

відпрацьованих фритюрних жирів, відходів олійно-жирової промисловості, жирових відходів, що накопичуються на підприємствах громадського харчування, в жировловлювачах інших харчових виробництв. Залежно від усієї потужності підприємства добовий обсяг жирової маси, що видаляється у відходах, становить від кількох кілограмів до кількох десятків тонн на добу. Жирова маса, що утворюється, забиває каналізаційну систему, внаслідок чого завдає істотної шкоди всій навколишній природі. Але її заборонено скидати у водоймища і основним способом її утилізації залишається вивіз та подальше поховання. Жири, які у стічних водах, можуть бути сировиною для подальшої переробки. Значні накопичення непридатних жирових відходів на м'ясопереробних підприємствах та суттєві витрати на їх вивезення з метою утилізації доцільно розробити технологію їх переробки в рідке біопаливо.

У транспортабельному (автомобільному) варіанті комплекс отримання дизельного палива з деревних відходів і торфу має продуктивність 1 тис. т палива на рік (120 кг/годину). Оцінка собівартості палива, зроблена для реальних умов господарювання. Крім дизельного палива комплексом виробляються ще три енергоносії: вода, тепло та електрика.

## 1.2 Використання ріпакової олії як паливо для дизельних двигунів

Як біодобавку в дизельне паливо можна використовувати натуральну рослинну олію або продукти її переробки [11–15], що виявилось найкращим для створення біопалива для дизельних двигунів [14]. Біодобавки на основі рослинних олій виробляються більш ніж з 50 олійних культур [14]: ріпакова, соняшникова, соєва, лляна, бавовняна, пальмова, арахісова, сафлорова та ін [16; 17; 18; 14]. Однак за кордоном в основному застосовуються біодобавки з ріпакової олії [19; 20]. Властивості ріпакової олії представлені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Властивості ріпакової олії

Показники	Рапсове
Щільність при 20°C, кг/м <sup>3</sup>	915
В'язкість при 20°C, мм <sup>2</sup> с	77
Температура, С: – спалахи; – кристалізації	305 -18
Теплота згоряння (нижча/вища), кДж/кг	37200
Цетанове число, од.	36
Вміст олії, %	43
Вихід олії, л/кг	0,37
Вилучення олії, %	72,1

Як показує аналіз, олії відрізняються від товарного дизельного палива високою в'язкістю, щільністю, теплотою згоряння, температурою спалаху. Як відомо, всі рослинні олії між собою за складом близькі, а від товарного дизельного палива відрізняються наявністю кисню (9,6–11,5 %).

Однак у рослинних олій є недоліки: менша теплота згоряння (на 7–10 %), висока в'язкість (у 6 разів і більше), низька випаровуваність, підвищена схильність до нагароутворення та ін. Через це дизельні двигуни, особливо сучасні, не можуть працювати на чистих рослинних оліях тривалий час. Один із найпростіших способів, що застосовуються у вигляді добавок, – змішування олії з дизельним паливом. Таке сумішеве паливо називається «біодизельне». Всі композиції, що отримуються, називаються «біодит» (сумішеве паливо). Зі збільшенням концентрації ріпакової олії в дизельне паливо тривалість згоряння збільшується, коли ріпакової олії більше 60 %, то згоряння не встигає закінчитися відкриття випускного клапана дизельного двигуна. Для того щоб зменшити згоряння, додають активатори згоряння (фероцен) [16; 17]. Фізико-хімічні характеристики різних видів палива наведені у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 Порівняльна фізико-хімічна характеристика палива

Показники	Суміш		
	Рапсова олія	ріпакової олії та дизельного палива (75:25)	Дизельне пальне
Найнижча теплота згорання, МДж/кг	37,2	38,3	41,8
Щільність при 20°C, кг/м <sup>3</sup>	915	890	860/840
Цетанове число	41	42	45
Йодна кількість на 100 г, г	9,7–10,3	9	6
Кислотність, мг КОН/100 см <sup>3</sup>	6,1	6	5
Зміст по масі, %:			
вуглець	78,3	80,3	86,4
Водень	12,8	12,95	12,1
кисень	8,895	6,52	0
Масова частка сірки, %	0,05	0,16	0,5

Таблиця 1.3 Фізичні властивості палива

Показники	Дизельне пальне		Суміш дизельного палива та ріпакової олії	
	літнє	зимове	33 %	50 %
Теплотворна здатність, МДж/кг	42,7	42,8	41,1	-
Щільність, кг/м <sup>3</sup>	850	830	857-865	877-879
Температура, оС:				
займання	70	70	-	-
помутніння	-6	-23	-17	-7

Таблиця 1.4 Параметри біопалива порівняно з дизельним паливом (дані представлені фірмою Fischer-Tropsch fuels)

Паливо	Щільність кг/л	Теплотворна здатність при 20 °С, МДж/кг	Теплотворна здатність, МДж/л	В'язкість при 20 °С, мм <sup>2</sup> /с	Температура спалаху, °С	Еквівалентність палива
Дизельне	0,84	42,7	35,87	5	80	1
Рапсова олія	0,92	37,6	34,59	74	317	0,96
Біодизель	0,88	37,1	32,65	7,5	120	0,91

Щільність ріпакової олії вища на 9 %, в'язкість – у 25 разів більша, вміст сірки менший у 10 разів. Температура застигання вище на 17°С порівняно із зимовим паливом, і на 10°С нижче за літнє. Сумішне паливо за своїми фізико-хімічними характеристиками займає середнє положення. Щоб виготовити 1 тону сумішевого палива (75 % ріпакової олії та 25 % дизельного палива) необхідно 250 кг дизельного палива та 750 кг ріпакової олії [16].

Фізико-хімічні показники ріпакової олії, що використовуються у Фінляндії, наведені в таблиці 1.3.

Характеристика палива з біодобавками ріпакової олії, що використовується в Німеччині, наведена в таблиці 1.4.

Таким чином, найбільше поширення як сировина для біопалива має рапсову олію. Слід зважати на ці відмінності при адаптації паливної апаратури дизельних двигунів для роботи на біопаливі.

### 1.3 Вплив біодобавок у дизельне паливо на роботу паливної апаратури

Постачання біодобавок до дизельного палива регулюється регіональними ресурсами, відносними цінами на добавки та бензинове паливо,

економічною адаптацією автомобілів та обладнання для виробництва сумісного палива, забезпеченістю інфраструктурою, економією та поповненням палива та можливістю додавання нафтового палива. Для того, щоб забезпечити надійну роботу електродвигуна, дизельну паливну систему можна використовувати в крайніх випадках. Ця характеристика є наслідком процесу теплового згоряння: за короткий час вони не тільки можуть змішуватися з вітром, окислюватися, випаровуватися, спалюватися, але потім відразу ж викликати горіння. Під час процесу випаровування, горіння та хаосу миттєво зникли товщина вогню, поверхневий натяг, динамічна та кінетична в'язкість [13].

Величина палаючого струменя і зернистість тестування на ті ж умови супрогнозують вісконошу і потужність. Відбувається зміна в'язкості, середній діаметр плями в сумічевому вогні збільшується, зріз рівномірний. Із збільшенням розсіювання струменя, що світиться, змінюється його дальність. Із збільшенням в'язкості відстань нагрітого струменя збільшується, об'ємний потік прискорюється і викликає удари нагрітого струменя об стінки камери згоряння. А якщо на поверхнях є напруга, то це тая, і при цьому горить пилка, що призведе до прискореного божевілля і горіння. Для оцінки та аналізу характеристик згоряння та згоряння дизельних двигунів альтернативного згоряння необхідно провести експериментальні дослідження. Конструкція камери згоряння і впускного каналу дозволяє легко рикошетом відбивати вогонь на холодні поверхні днища головки блоку циліндрів і інтенсифікувати процес створення. Збільшення діапазону впускного сопла компенсує зменшення випаровування та утворення найбільших крапель на впускному соплі. Найбільш інтенсивний процес перемішування і випаровування відбувається при розвитку струменя.

Паливо для дизельного двигуна повинно відповідати таким чинним умовам [13]:

- забезпечується необхідна швидкість і необхідна плавність руху двигуна;
- забезпечено якісно зроблений викид і розріз;

– забезпечити наявність низькотемпературної потужності та хорошу прокачування;

- надійний і безпечний пожежний струм;

– must izsatiurii: поставити карбон на вентиляційні, кільцеві та кліпсові; насадка для коксування; висить над головою дозатора; корозія деталей дизельного двигуна та їх знос.

Щоб паливо було адекватним стандартному бензину і вуглеводневому паливу, необхідно задовольнити не тільки основні харчові переваги, але й екологічний авторитет матері.

Перегонка паливної суміші в дизельних двигунах можлива тільки через знищення таких розумів: хімічні склади, фізичні органи, прибиральники відповідають за забезпечення застою паливної суміші в дизельних двигунах при пуску; Відсутні вигнуті фільтри згоряння, паливний насос і паливна форсунка; Швидкісні дрова для змішування можуть бути забезпечені: пожежним фургоном; наявність накладається вуглецю на кліпним кільце; Гнучкість запозичень мінімальна; необхідно забезпечити завдання раду під тиском пресує паливо; Немає жодних причин змішувати це за допомогою циліндра (це не блокує змішувальний канал у вушній раковині, руйнуючи вухо та всю слухову систему).

У вимогах зазначено, що як пальне використовується ріпакова олія, яка має відповідати дизельному паливу. Щоб забезпечити повне згоряння паливної суміші, зменшити відкладення сажі та сажі, дизелі необхідно модифікувати [13].

Дослідники визначили основні відмінності властивостей ріпакової олії в залежності від дизельного палива: низька теплота згоряння, підвищена в'язкість, щільність і вміст кисню близько 11%, практична відсутність вуглеводневих сполук. Як тільки в циліндр дизельного двигуна впорскують в'язку ріпакову олію, кут розсіювання струму і бічна поверхня зменшуються, що призводить до зменшення кількості палива, що випаровується під час запалювання. затримка і «м'яка» робота дизеля.

Позитивний вплив може мати нагрівання паливної суміші до 70–80°C, що призвело до покращення продуктивності паливної системи. Збільшення тиску впорскування призводило до зменшення діаметра розпилюваних крапель [18].

Відомо, що рослинні олії мають підвищену в'язкість і кулінарні властивості. Дослідження впорскування палива та впорскування палива показало, що при використанні метилового ефіру ріпакова олія збільшується на 9%, а кут розкриття струменя палива зменшується на 9%, природно збільшуючи запас ходу палива. Зміна цих параметрів і властивостей призводить до того, що до 79% палива потрапляє на стінки камер згоряння, що призводить до зниження сумішоутворення і негативно впливає на сумішоутворення і горіння. Це призводить до прямого погіршення роботи дизеля, що збільшує витрату палива на 6% [11; 12].

Результати випробувань свідчать про відсутність коксування [17; 20] під час роботи змішаного палива. Візуально встановлено, що на форсунці та навколо отвору утворився невеликий наліт, який видаляється ганчіркою та не погіршує якість паливної суміші. Дані свідчать про наявність коксівних сопел під час роботи ДП та їх відсутність у суміші палива. Це пояснюється такими факторами, як сильне підвищення тиску в ПНВТ, форсунках і відсутність меркаптанової сірки в суміші палива.

До недоліків біодизеля можна віднести агресивність по відношенню до деталей, в тому числі і до гуми. При низьких температурах на соплах, соплах та інших отворах можуть утворюватися опади у вигляді кристалів воску, що призводить до їх засмічення. Бувають випадки виходу з ладу паливних насосів високого тиску та фільтрів очищення палива, тому виробники вносять конструктивні зміни в дизельні двигуни, щоб адаптувати їх до використання біопалива.

Компанія Porsche випробовує дизельний двигун навколо шиферу. Результати випробування показали, що коли двигун перемикається, DP знаходиться на RM, максимальний шкідливий момент знижується, але не

швидкість. Дослідники це пояснюють нижчою теплотою згоряння ріпакової нафти. Висока в'язкість масла призводить до збільшення подачі палива, паливний насос високо натискає бак заради масла, збільшує період кашлю і затримки ТЧ, а також знижує максимальний тиск згоряння. У кого знахідка значно поклала нагар на спринклер.

З метою економії праці в системі охолодження двигуна використовується інше паливо низького тиску, малов'язкі суміші для дизельного палива для додаткової витрати палива в теплообміннику з температурою системи до 80°C.

Пропонується заміна паливної системи низькосортного палива на патрубку більшого діаметру (12 мм), суміш палива та дизпалива з обох сторін. Система паливного насоса, дизельний двигун, ріпак, олій: збільшити переріз форсунки до 21%, вбудований підігрів змішаного палива на 70-80°C. У цьому випадку заводити непрогрітий дизельний двигун не рекомендується.

Ми не рекомендуємо використовувати дизельні двигуни без підігріву (80°C); ванна для прохолодної або холодної температури нижче 20%; занадто багато вимикання дизельного двигуна. Для рад ріпак уля розроблена паливна система, що працює в двох режимах, призначена для вимірювання палива в автоматичному та ручному режимах.

Таким чином, аналіз проведених досліджень щодо впливу біодобавок у дизельне паливо на роботу паливної апаратури показав, що при використанні біопалива змінюються показники паливоподачі, погіршується робота паливних фільтрів тонкого очищення, відбувається коксоутворення на розпилювачах форсунок. У літературних джерелах немає єдиного підходу до впливу біодобавок на стан гумотехнічних деталей паливної апаратури, на працездатність елементів тонкого очищення палива, що фільтрують. Для поліпшення показників паливоподачі під час роботи дизельного двигуна на біопаливі необхідно забезпечити якісне впорскування, сумішоутворення та згоряння палива. Підігрів біопалива до 70-80 ° С, приведе до поліпшення його

впорскування, сумішоутворення, згоряння, а також зменшення діаметра крапель, що розпилюються.

#### Висновки за розділом 1

1. Аналіз показав, що як в Україні, так і за кордоном існує тенденція до розробки альтернативних видів палива для дизельних двигунів, а також відновлюваної сировини.

2. Цілий ріпак є найпоширенішою сировиною для виробництва біопалива. Проте густина ріпаку вища на 9%, в'язкість – на 25%, вміст сірки – на 10%. Температура охолодження на 17 °С вища, ніж у зимового палива, і на 10 °С нижча, ніж у літнього. Тому ці відмінності необхідно враховувати при налаштуванні камери згоряння дизельного двигуна на біопаливо.

3. Як видно з узагальнення та аналізу серії досліджень впливу біодобавки на продуктивність дизеля: зменшується ефективна потужність, збільшується витрата палива, підвищується екологічний вплив двигуна. Радовий не має інформації про те, як ці показники змінюють струм дизеля на підігрите біопаливо.

4. У аналізованих рядах відсутній один етап переведення паливної системи дизеля на біопаливо, в тому числі встановлення паливного підігрівача, вплив біопалива на стан обладнання паливного господарства, в тому числі фільтра елемент і шина. виробляти

5. У літературі практично відсутня інформація про особливості технічного обслуговування паливної системи дизеля, що працює на біопаливі, в тому числі про періодичність заміни паливного фільтра, паливних форсунок та інших вузлів.

## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ПРИ РОБОТІ НА БІОПАЛИВІ

Для створення теоретичних передумов, підвищення працездатності паливної апаратури дизельних двигунів при роботі на біопаливі нами виділено в паливній системі ділянку низького тиску та ділянку високого тиску (рис. 2.1).

У ділянку низького тиску входить паливний бак, фільтр грубої очистки палива, фільтр тонкого очищення палива, ПННТ, паливні магістралі низького тиску. На цій ділянці паливний насос низького тиску долає опір паливних магістралей та паливних фільтрів та продовжує підтримувати надлишковий тиск на вході до ПНВТ. Надлишковий тиск перешкоджає виділенню розчиненого повітря, сприяє стабілізації в умовах наповнення надплунжерним простором і як наслідок – підвищенню рівномірності умов подачі палива паливним насосом високого тиску. ПННТ забезпечує мінімальний тиск у контурі паливної системи низького тиску. Для однієї ділянки визначено параметри паливопроводу, при яких забезпечується прокачування ріпакової олії при наявній величині розрідження паливного насоса низького тиску  $H_n > H_{mp}$ . В результаті довжина трубопроводу – 1,6 метра, а діаметр трубопроводу 14 мм, згідно з виконаними розрахунками.

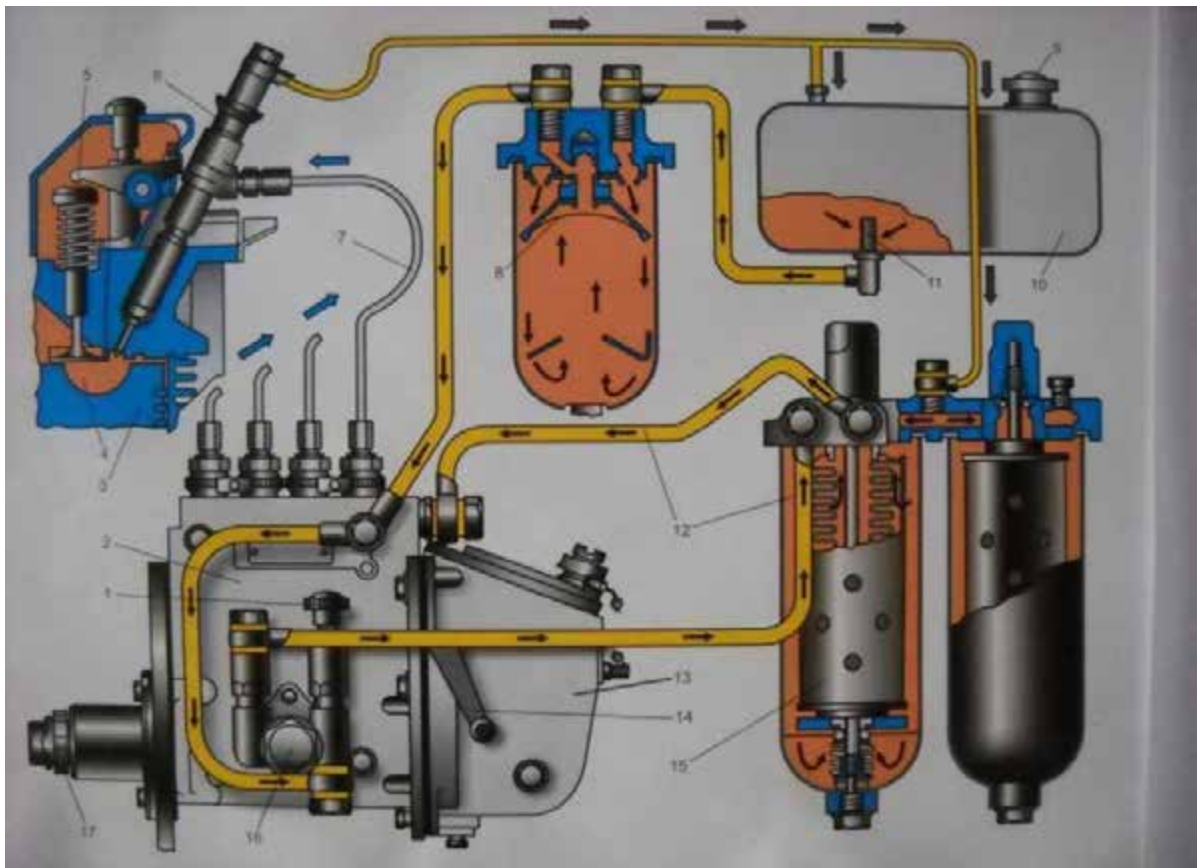


Рисунок 2.1 – Схема паливної системи дизельних двигунів

1 – насос ручного підкачування, 2 – паливний насос високого тиску, 3 – поршень, 4 – камера згоряння, 5 – газорозподільний механізм, 6 – форсунка, 7 – паливопровід високого тиску, 8 – фільтр грубого очищення, 9 – заливна горловина паливного бака, 10 – паливний бак, 11 – фільтр бака, 12 – паливопроводи низького тиску; 13 – регулятор паливного насоса, 14 – важіль управління насоса, 15 – фільтр тонкого очищення, 16 – паливопідкачувальний насос; 17 – шліцева втулка для з'єднання з дизельним двигуном

Так як у паливі, що застосовується для дизельних двигунів, є механічні домішки до 0,005% від об'єму, то на ділянці низького тиску встановлені паливні фільтри грубої та тонкої очистки палива (рис. 2.1). Кожен із фільтрів дає додатковий гідравлічний опір, що погіршує прокачування палива. В автотракторних дизельних двигунах фільтр грубої очистки палива встановлюється перед паливним насосом низького тиску. Він розвантажує

фільтр тонкого очищення палива та створює умови для надійної роботи паливного насоса низького тиску, затримуючи до 60% вологи і до 25% механічних домішок, що містяться в паливі, накопичуючись у нижній частині корпусу відстійника фільтра грубого очищення палива. ФГО має гідравлічний опір, що визначається фільтруючими елементами. Високе очищення палива забезпечується фільтруючими елементами тонкого очищення палива (ФТО), який своїм бавовняним фільтруючим елементом утримує в собі забруднюючі паливо частинки в контурі низького тиску до 97%. Питома ефективність фільтра тонкого очищення палива визначається площею поверхні, що навантажується. Тонкість відсіву фільтра тонкого очищення палива з елементом, що фільтрує, забезпечує 2–3 мкм частинок. Вихідний гідравлічний опір фільтра тонкої очистки палива з паперовим елементом становить 0,0025 МПа.

Показники роботи деяких фільтруючих елементів наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Показники роботи деяких фільтруючих елементів

Матеріал фільтруючого елемента	Тонкість відсіву, мкм	Гідравлічний опір елемента, кг/см <sup>3</sup>
Бавовняна пряжа	5–23	0,6–0,8
Папір зі спеціальним просоченням	2–3	0,24

На працездатність фільтруючого елемента істотно впливатиме наявність біодобавок у паливі. Паперові елементи, що фільтрують, при роботі на біопаливі частіше забиваються, що призводить до різкого зростання гідравлічних опорів на ФТО. У результаті папір ФТО «засолюється» і суміш паливо надалі погано фільтрується. В результаті «засолювання» знижуються обсяг порожнеч фільтруючих пір і коефіцієнт пористості фільтра:

$$\varphi_n = \frac{V_n}{V_o} \quad (2.1)$$

де:  $V_n$  - обсяг порожнеч пір;

$V_o$  - загальний обсяг пористого середовища.

Основним критерієм працездатності фільтрів тонкого очищення палива є перепад тиску на ділянці перед фільтром та після фільтру.

Визначимо гідравлічні параметри ділянки фільтра тонкого очищення при використанні дизельних палив з біодобавками з ріпакової олії. Падіння тиску на ФТО з урахуванням в'язкості застосовуваного палива:

$$\Delta p = \frac{\mu Q}{\alpha F} \quad (2.2)$$

де:  $\mu$  - динамічний коефіцієнт в'язкості застосовуваного палива, сст;

$\alpha$  – конструктивний коефіцієнт, що залежить від виду фільтруючого елемента ФТО;

$Q$  – об'ємна витрата палива на вході у ФТО, м<sup>3</sup>/с;

$F$  - поверхня фільтрації, м<sup>2</sup>.

Відношення падіння тиску на ФТО при роботі на біопаливі до падіння тиску на ФТО при роботі дизеля на ДП дорівнює відношенню їх коефіцієнтів динамічної в'язкості:

$$\frac{\Delta P_T}{\Delta P_i} = \frac{\mu_{TQ}}{\alpha F} \div \frac{\mu_{iQ}}{\alpha F} \quad (2.3)$$

$$\frac{\Delta P_T}{\Delta P_i} = \frac{\mu_T}{\mu_i} \quad (2.4)$$

де:  $\Delta P_T$ ,  $\Delta P_i$ , падіння тиску на ФТО при роботі на дизельному (товарному) та паливі з біодобавками ( $i$ -композиція).

$$\mu = V \cdot P \quad (2.5)$$

$V$  - кінематична в'язкість палива, м<sup>2</sup>/с;

$P$  – густина палива, кг/м<sup>3</sup>.

Звідси:

$$\frac{\Delta P_T}{\Delta P_i} = \frac{V_T \cdot P_T}{V_i \cdot P_i} \quad (2.6)$$

$$\Delta P_i = \frac{\Delta P_T \cdot V_i \cdot P_i}{V_T \cdot P_T} \quad (2.7)$$

де:  $\Delta P_i$  – перепад опору палива із біодобавками для конкретного фільтра. Аналогічно можна розрахувати параметри для відношення опору на ФТО під час роботи на різних композиціях.

Аналіз отриманої формули показує, що збільшення концентрації біодобавок призведе до збільшення щільності і в'язкості, а, отже, і збільшення опору на фільтрі, тобто зменшення прокачування палива. Тому для підвищення працездатності фільтра тонкого очищення слід зменшити щільність біопалива.

Встановлено зміну щільності при підвищенні температури ріпакової олії у вигляді:

$$\rho_{tm} = \rho_m - k_{\rho m} \cdot \Delta t \quad (2.8)$$

де:  $\rho_{tm}$  – густина ріпакової олії при температурі  $t$  °С, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_m$  – щільність ріпакової олії при температурі 20 °С, кг/м<sup>3</sup>;

$k_{\rho m}$  – температурний коефіцієнт зміни щільності для ріпакової олії  $k_{\rho m} = 0,716 / 1, \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t = (t - 20)$  – перепад температур, °С.

Перепад тиску на фільтрі тонкого очищення при використанні ріпакової олії як паливо:

$$\Delta \rho_{\rho m} = \frac{\Delta P_T \cdot V_{\rho m} \cdot P_{\rho m}}{V_T \cdot P_T} \quad (2.9)$$

При нагріванні біопалива:

$$\Delta \rho_{\rho m} = \frac{\Delta P_T \cdot V_{\rho m} (P_{\rho m} - K_{\rho m} \cdot \Delta t)}{V_T \cdot P_T} \quad (2.10)$$

Теоретична залежність перепаду тиску до фільтра тонкого очищення та після фільтра від вмісту біодобавок з ріпакової олії показана на рисунку 2.2.

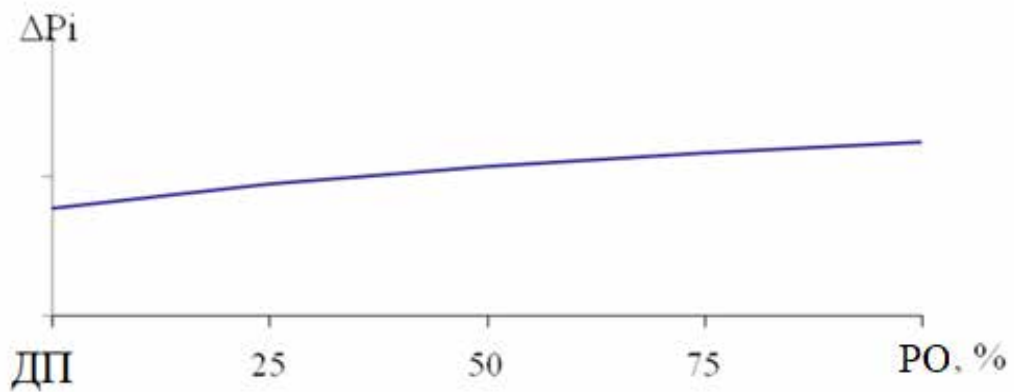


Рисунок 2.2 – Теоретична залежність перепаду тиску до фільтра тонкого очищення та після фільтру від вмісту біодобавок з ріпакової олії

Таким чином, при великих концентраціях ріпакової олії у дизельному паливі для безперебійної працездатності фільтрів тонкого очищення необхідний підігрів палива. Для працездатності паливної ділянки низького тиску необхідно знизити в'язкість біопалива за допомогою підігріву ріпакової олії у теплообміннику з використанням двигуна (системи охолодження) до 80°C.

Розглянемо всю ділянку високого тиску від паливного насоса високого тиску до форсунки.

На рисунку 2.3 зображено найпоширенішу схему паливної системи.

Тиск подається від ПНВТ до форсунки за найкоротший проміжок часу. При тиску клапан стискає не весь стовп палива, а тонкий шар, який примикає до нього. Стиснення передається наступному шару палива тощо.

Хвиля стиснення поширюється з певною швидкістю вздовж стовпа і досягне форсунки через час, що дорівнює менше однієї секунди. Але спочатку тиск недостатній для відкриття голки, це хвиля почне зворотний напрямок від форсунки до паливного насоса. Коли плунжер угорі створює нові хвилі, які рухаються до форсунки та повертаються до паливного насоса і знову рухаються у прямому напрямку. Коли хвиля стиснення зможе подолати зусилля, голка розпилювача форсунки починає підніматися, і в циліндр спрямує струмінь палива. Упорскування палива продовжуватиметься доти, доки плунжер не відкриє випускне вікно втулки. Коли тиск знизиться під

нагнітальним клапаном, пружина з голкою форсунки встане на місце. У циліндр дизельного двигуна впорскування палива припиниться.

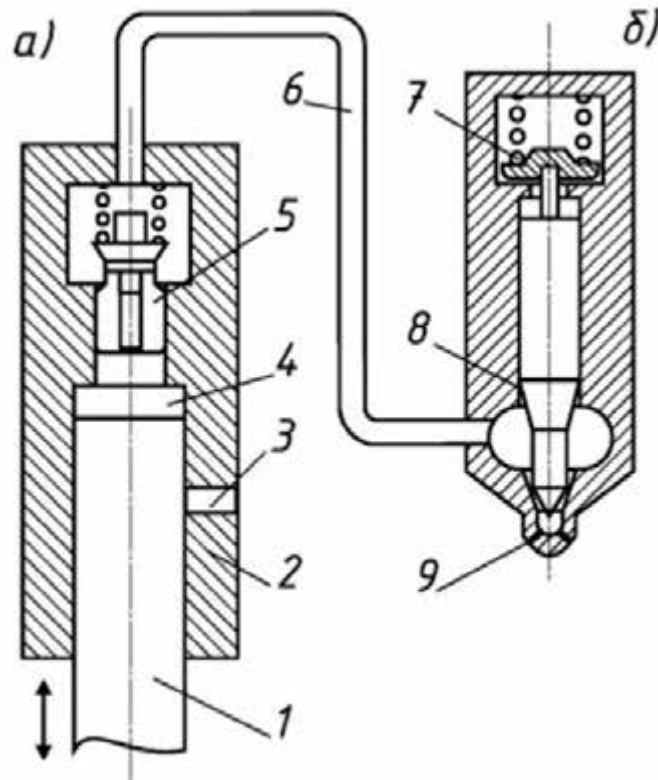


Рисунок 2.3 – Схема паливної системи дизельного двигуна: 1 – плунжер, 2 – втулка плунжера, 3 – наповнювальний отвір, 4 – надплунжерний простір, 5 – зворотний (нагнітальний) клапан, 6 – паливопровід високого тиску, 7 – пружина голки форсунки, голка форсунки, 9 – сопловий наконечник

Безпосередньо щільність впливає на величину циклової подачі сумішевого палива. Кількість енергії, що вводиться в камеру згорання визначає щільність сумішевого палива. Це тому, що дозування палива здійснюється плунжерним паливним насосом, тому при роботі з меншою щільністю палива масова циклова подача зменшується. Працюючи на біопаливі знижується економічність роботи дизельного двигуна через підвищеної щільності палива, але збільшується димність відпрацьованих газів. Однозначно, що в'язкість палива впливає на роботу паливоподачі, на паливну апаратуру, через що гідравлічні втрати енергії в паливній системі. Таким чином, використання біодобавок у дизельне паливо змінить якість

паливоподачі. У роботі для цієї ділянки виконано розрахунок гідродинамічного процесу упорскування. Метою стало визначити кількість сумішевого палива в циліндр дизельного двигуна за цикл і зміну швидкості впорскування. Рух сумішевого палива у трубопроводі описується диференціальним рівнянням руху:

$$\begin{aligned} dP / dx + \rho dc / dt + 2\rho kc &= 0; \\ dc / dx + (dP/dt) / c 2 \rho &= 0, \end{aligned} \quad (2.11)$$

де:  $x$  - поточна координата довжини паливопроводу, м;  $\rho$  – щільність палива, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – швидкість палива, м/с;  $t$  - час, с;  $k$  – фактор гідравлічного опору, 1/с.

Отримані розрахунково-експериментальні залежності впливу ріпакової олії як паливо на тиск ПНВТ ( $P_{ш}$ ) та тиск у форсунці ( $P_{ф}$ ) дизельного двигуна.

Вказано, що тиск над штуцером ПНВТ та тиск у форсунці дизельного двигуна, що працює на ріпаковій олії, вищий, ніж на товарному дизельному паливі.

Тиск упорскування визначає далекобійність струменя, а також тривалість розпилювання палива. У той же час зі зростанням тиску зростають витрати потужності на привід насоса. Зі зростанням тиску впорскування зростає залишковий тиск у нагнітальному трубопроводі між наступним упорскуванням палива. Збільшення залишкового тиску може створити умови для додаткових впорскування. Таким чином, введення біодобавок з ріпакової олії в дизельне паливо впливатиме на параметри паливоподачі. Зміна густини палива призведе до зміни об'ємної витрати палива.

Використовуємо відому формулу:

$$\mu f = Q \sqrt{\left(\frac{2}{P}\right) \Delta P} \quad (2.12)$$

де:  $\mu f$  – гідравлічна характеристика розпилювання форсунки, що визначає ефективний переріз, мм<sup>2</sup>;

$Q$  – пропускна здатність форсунки визначає витрату палива через прохідний переріз при перепаді тиску в одиницю часу, см<sup>3</sup>/с;

$P$  – густина палива, кг/м<sup>3</sup>.

$$\Delta P = P_p \cdot P_c \quad (2.13)$$

$P_p$  – тиск палива у розпилювачі;

$P_c$  – тиск середовища, в яке проводиться упрорскування палива/

$$Q_i = \frac{\mu f}{\sqrt{\left(\frac{2}{P}\right)\Delta P}} \quad (2.14)$$

де:  $Q_i$  - обсяг витрати та композиції сумішевого палива;

$P_i$  – густина сумішевого палива.

Таким чином, чим вище щільність паливної композиції, тим вище маса палива, що впорскується. Теоретична залежність маси палива, що впорскується, від вмісту біодобавок з ріпакової олії показано на рисунку 2.4.

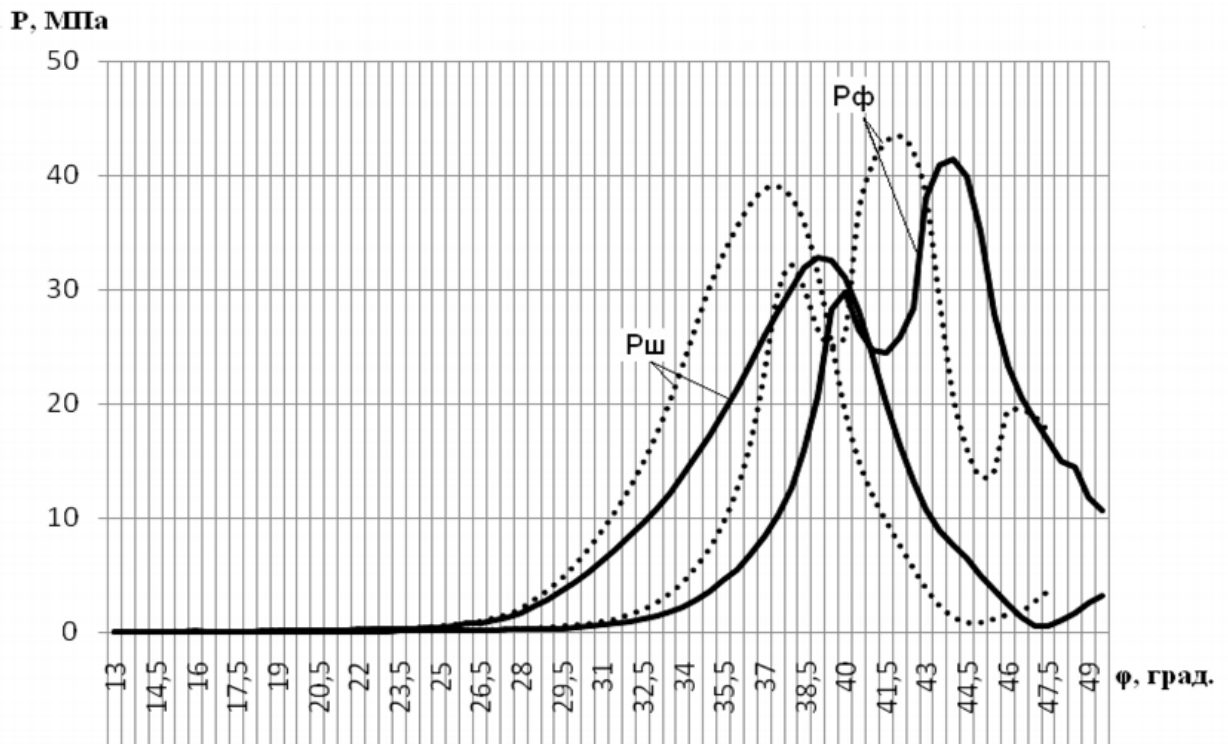


Рисунок 2.4 – Розрахункові характеристики тиску дизельного двигуна (....) та ріпакової олії (.....) над штуцером ПНВТ ( $P_w$ ) та тиск у форсунці ( $P_f$ ) дизельного двигуна

З іншого боку, збільшення біодобавок з ріпакової олії дизельне паливо призводить до зменшення теплоти згоряння  $Q_H$ . Для її визначення отримано формулу:

$$Q_{ni} = \frac{Q_{нрм} \cdot V_{рм} \cdot P_{рм} + Q_{нТ} \cdot V_{Т} \cdot P_{Т}}{P_i} \quad (2.15)$$

де:  $Q_{ni}$  - нижча теплота згоряння;

$i$  - композиції сумішевого палива;

$V_{рм}, V_{дт}$  - об'ємна частка в біопаливі ріпакової олії та дизельного палива;

$P_{рм}, P_{дт}$  - щільність ріпакової олії та дизельного палива, кг/м<sup>3</sup>;

$P_i$  – густина  $i$ -композиції сумішевого палива.

Залежність теплоти згоряння паливної композиції від вмісту біодобавок з ріпакової олії показано рисунку 2.5.

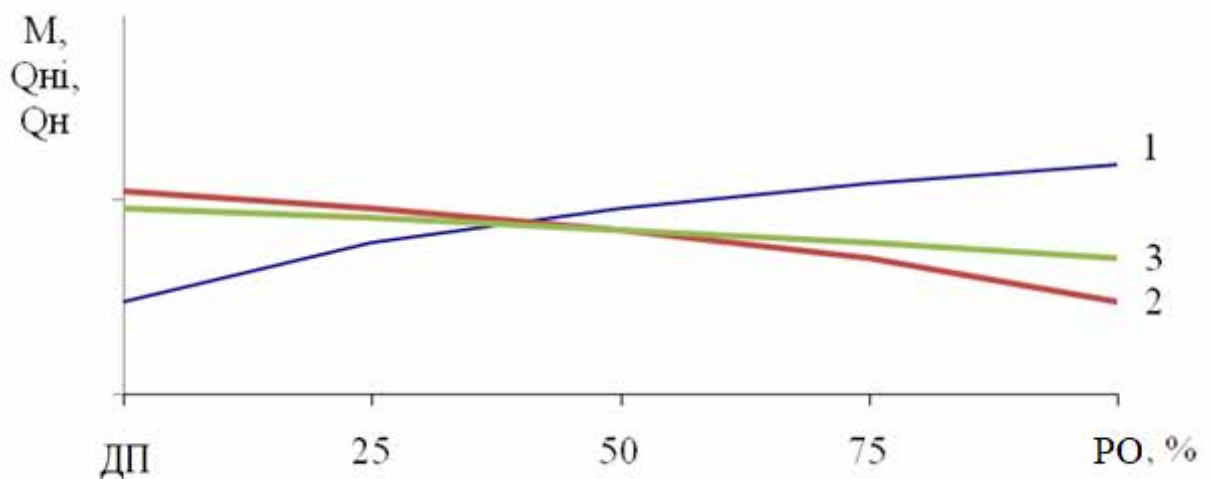


Рисунок 2.5 – Теоретичний вплив вмісту біодобавок з ріпакової олії на масу палива, що впорскується, і теплоту згоряння: 1 – залежність маси палива, що впорскується, від вмісту біодобавок у паливі; 2 – залежність нижчої теплоти згоряння маси палива від вмісту біодобавок; 3 – залежність теплоти згоряння від вмісту біодобавок у паливі

Аналіз залежності теоретичних характеристик показує, що при підвищенні вмісту ріпакової олії необхідні додаткові регулювання паливного насоса, що підвищує подачу.

Таким чином, збільшення концентрації біодобавок приведе до збільшення щільності і в'язкості і зменшення теплоти згоряння палива, що впорскується в камеру згоряння, і зменшення потужності двигуна. Для нормалізації процесу подачі палива необхідні додаткові регулювання паливного насоса.

#### Висновки за розділом 2

1. Наявність біодобавок з ріпакової олії в сумішовому паливі призводить до зменшення прокачування палива через фільтр тонкого очищення.
2. Для підвищення працездатності фільтрів тонкої очистки при великих концентраціях біодобавок у сумішовому паливі необхідний підігрів палива.
3. Встановлено, що збільшення концентрації біодобавок призводить до зменшення теплоти згоряння палива, що впорскується, в камеру згоряння. Для нормалізації процесу подачі палива необхідні додаткові регулювання паливного насоса високого тиску.

## 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1 Характеристика досліджуваного біопалива

Для досліджень використовували сумішне паливо. Щоб отримати суміш палива ми змішували дизельне паливо (ДП) з ріпаковою олією (РО). На підставі виконаних попередніх досліджень і даних робіт [1-12] готували паливо в наступних пропорціях - 25% РО : 75% ДП, 50% РО: 50%ДП, 75%РО: 25%ДП. Ріпакова олія була отримана в господарстві, яке виробляє насіння ріпаку для виробництва ріпакової олії, яка надалі використовується як для кондитерської промисловості, так корми худобі. Для виробництва ріпакової олії у господарстві застосовується установка прес-машина 500 (ПМ – 500) (рис. 3.2).



Рисунок 3.2 – Прес-машина 500 для виробництва ріпакової олії

Отримана ріпакова олія має такі порівняльні характеристики (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 Характеристики ріпакової олії

Показники	Рапсова олія	Дизельне паливо
Щільність, кг/л	0,92	0,84
В'язкість при 20°C, мм <sup>2</sup> /с	74	3-6
Щільність при 20°C, кг/м <sup>3</sup>	915	860/840
Кислотність, мг КОН/100 см <sup>3</sup>	6,1	5
Масова частка сірки, %	0,05	0,5
Теплота згоряння, кДж/кг	37200	42530
Цетанове число, од.	41	45
Температура, °C:		
помутніння	-9	-5/-25
застигання	-18	-10/-35
займання	593	543
Коксування 10 % залишку, %	0,43	0,3

Приготовлені композиції сумішевого палива на основі ріпакової олії дано на рис. 3.3.

Для визначення в'язкості використовували прилад в'язкометр і секундомір, для вимірювання щільності використовували ареометр (рис. 3.4).



№1

№2

№3

№4

№5

Рисунок 3.3 – Композиції сумішевого палива: №1 (дизельне паливо ДП), №2 (25 % РО: 75 % ДП), №3 (50 % РО: 50 % ДП), №4 (75 % РО: 25 % ДП), №5 (чиста рапсова олія РО)



Рисунок 3.4 – Прилади для вимірювання в'язкості та щільності палива

3.2. Методика дослідження працездатності фільтрів тонкого очищення паливної системи дизельних двигунів

Паливні фільтри призначені для затримування забруднень, що містяться в дизельному паливі, ефективно оберігаючи високоточні елементи паливної системи двигунів внутрішнього згоряння від швидкого зносу. Пил і іржа з внутрішніх стінок баків, вода, а також мікроорганізми, що живуть в ній, можуть викликати швидке знос форсунок насосів або клапанів регуляторів тиску, наявних в двигунах. Ми проводили дослідження працездатності ФТО палива (рис. 3.5), що працюють як на дизельному, так і на сумішевому паливі з добавками ріпакової олії (РО).

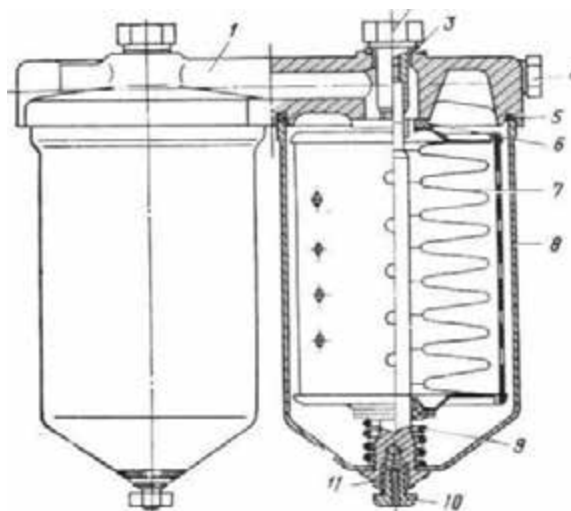


Рисунок 3.5 – Фільтруючий елемент тонкого очищення палива: 1 – корпус, 2 – болт, 3 – ущільнювальна шайба, 4 – пробка, 5 та 6 – прокладка, 7 – фільтруючий елемент, 8 – ковпак, 9 – пружина фільтруючого елемента, 10 – пробка зливного отвору, 11 – стрижень

Для перевірки стану використовували пристрій КІ-28140. Схема підключення системи паливоподачі пристрою наступна: один рукав пристрою приєднали за допомогою штуцера до нагнітальної магістралі паливного насоса низького тиску перед фільтруючим елементом тонкого очищення палива, а інший між фільтруючим елементом тонкого очищення палива і паливним насосом. Критерієм працездатності фільтруючого елемента тонкого очищення палива є зміна (перепад) тиску до і після фільтруючого елемента тонкого очищення палива, яке визначили за показанням пристосування для вимірювання тиску в паливопідкачувальній магістралі низького тиску [14].

Вимірювання тиску в магістралі до і після фільтра проводили на номінальній частоті обертання колінчастого валу дизельного двигуна при холостій роботі дизельного двигуна на дизельному паливі, рапсовій олії та різних паливних компонентах (рис. 3.6). Такі ж досліди проводили з пристроєм для підігріву палива з підігрітим сумішшю. Для експериментів використовували нові фільтри тонкої очистки палива.



Рисунок 3.6 – Пристосування для вимірювання тиску в паливопідкачувальних магістралях

Досліджували також вплив біодобавок з ріпакової олії на стан фільтруючих елементів тонкого очищення. У першій серії дослідів у фільтри заливали товарне дизельне паливо та сумішеве паливо. Їх витримували протягом шести місяців. Оцінкою стану паперу було зусилля на розрив. Оскільки біодобавки з ріпакової олії містять різні смоли [43], вони заповнюють пори, збільшуючи міцність на розрив.

Випробування фільтрувального паперу проводили на розривній машині. Схема розривної машини представлена рисунку 3.7.

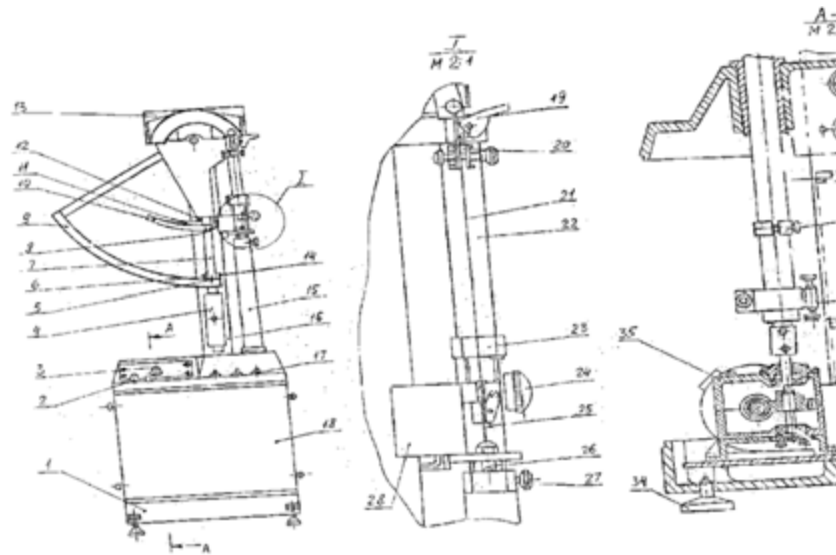


Рисунок 3.7 – Машина розривна випробувальна

Для фіксування положення верхнього затиску 20 при встановленні випробуваного зразка призначений гвинт 19.

На лінійці 22 встановлено упор 23, який фіксується гвинтом. На упорі є два штоки: нерухомий та рухливий; упор 23 встановлюють на лінійці 22 таким чином, щоб нижній торець стикався з пластиною, де змонтований нижній затискач 28. При цьому рухомий шток за допомогою спеціального важеля піднімає нижній затискач у вихідне положення, при якому замикаються контакти ланцюга електродвигуна.

Пластина з нижнім затискачем 28, закріплена на висувному стрижні 26, який за допомогою конічного штифта 27 фіксується в тубусі 15. У стрижні знаходиться шість отворів 26, які дозволяють встановлювати затискачами відстань, що дорівнює 0; 10; 50; 100; 150; 180 та 200 мм.

Нижній затискач 28 за допомогою маховика 24 і гвинта 25 дозволяє закріплювати випробуваний зразок з попереднім натягом, що не перевищує 0,3Н.

Для відключення електродвигуна приводу 35 в момент досягнення нижнім затискачем 28 крайніх нижнього і верхнього положень на нижній частині стійки 16 встановлені два перемикачі 29 і 32, які спрацьовують при натиску на них штовхача 31.

З метою підвищення точності фіксування нижнього затиску 28 у крайньому верхньому положенні передбачений упор 30, встановлений на тубусі 15 таким чином, щоб верхня площина упору приходила до контакту з верхньою плитою машини після спрацювання перемикача 29.

При розриві зразка, що випробовується, відбувається миттєве вимикання електродвигуна, зупинка нижнього затиску внаслідок розмикання контактів, що знаходяться на важелі нижнього затиску.

Для визначення величини передбачено маятник подовження 12. На довгому плечі маятника встановлений конус 11 для відліку абсолютного подовження зразка та покажчик 8 для відліку його відносного подовження. Коротке плече цього маятника з допомогою стрічки 21 і стяжки з двома гайками з'єднане з тубусом 15, що дозволяє у вихідному положенні поєднувати нульові позначки конуса і подовження циферблата 10.

Від кожного фільтра вирізали прямокутні листи та потім смужки (рис. 3.8).

Смужки фільтруючих елементів тонкої очистки палива закріплювали на розривній машині. Навантаження з розтягуванням смужок робили до руйнування (розриву). Показники руйнівного зусилля визначили за шкалою розривної машини. За результат визначення руйнівного зусилля досліджуваного паперу фільтруючого елемента тонкого очищення палива взяли середнє значення вимірювань і округлили до цілого числа за правилами округлення.



Рисунок 3.8 – Зразки фільтрувального паперу для випробування на розрив

Досліджували також стан гумотехнічних виробів фільтрів (ущільнення)  
(рис. 3.9).



Рисунок 3.9 – Гумотехнічні вироби фільтрів: 1 – ущільнення

Зразки гумотехнічних виробів були поміщені у ємності з товарним дизельним паливом та сумішевим паливом та були витримані протягом шести місяців. Після чого вироби були взяті з ємності для порівняння їх до придатності для подальшої роботи та порівняні між собою (рис. 3.10).



Рисунок 3.10 – Гумотехнічні вироби фільтрів: 1 – у рапсовій олії; 2 – у товарному дизельному паливі

### 3.3. Методика дослідження параметрів паливоподачі

Для досліджень параметрів системи паливоподачі дизельного двигуна застосовували мотортестер (рис. 3.11).



Рисунок 3.11 – Загальний вигляд мотортестеру

Для зручності роботи з мотортестером робоче місце обладнали поворотною штангою.

Мотортестер є мікропроцесорним приладом з комплектом датчиків і з'єднувальних пристроїв (рис. 3.12):

- Датчик струму ДС;
- Датчик тиску ДТ;
- Датчик високої напруги ДВН;
- Стробоскоп;
- пристрій з'єднувальний УС1, до складу якого входять: затискач контактний «+»;

Мотортестер вимірює різноманітні параметри технічного стану паливної системи дизельних двигунів.

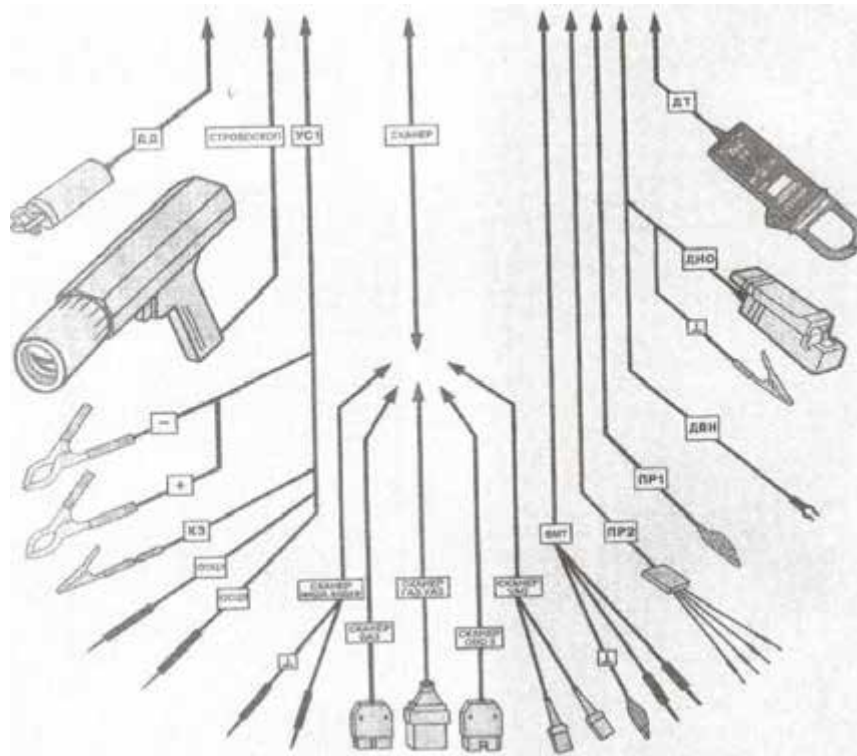


Рисунок 3.12 – Схема з'єднань та датчики мотортестору

Технічні характеристики мотортестора представлені таблиці 3.2.

Найменування параметра, характеристики	Значення характеристики, діапазон вимірювання параметра	Межа основної абсолютної похибки вимірювань,	Ціна одиниці найменшого розряду свідчення	Примітка
Частота обертання колінчастого валу, об/хв	100–5000	$\pm 10$	1	
Нерівномірність частоти обертання колінчастого валу, об/хв	-	$\pm 10$	1	1*
Напруга постійного електричного струму на клеммах акумуляторної батареї (U аб, едс, Uзар),	0–40,0	$\pm 10,2$	0,1	
Сила постійного струму, 1 А	0–400	$\pm  2+0,04X $	1	

Ефективна потужність двигуна, кВт (к.с.)	0–400 (0–540)	-	1 (1)	3*
Максимальний тиск упорскування, P <sub>max</sub> ,	0–50,0	±1,0	0,1	
Залишковий тиск у трубопроводі високого тиску, Зростання, МПа	0–50,0	±1,0	0,1	
Тривалість подачі палива, мс	1,0–10,0	±0,2	0,1	
Кут випередження подачі палива, відрахований по кутку повороту колінчастого валу, град.	1–60	±1	1	

Перед проведенням вимірювань параметрів паливної системи ДВЗ прогрівається до робочої температури і підключаються всі необхідні датчики на дизельний двигун, що випробовується.

Роботи проводили в наступній послідовності:

1. Датчик струму встановили на провід, що йде від акумуляторної батареї на масу для вимірювання струму заряду акумуляторної батареї.

2. Затискачі «+» (червоного кольору) та «-» (чорний) підключили до клем акумуляторної батареї.

3. Зняли скобу, що стягує паливну трубку, що підходить до форсунки першого циліндра з іншими трубками і корпусом. з паливопроводу одну з гайок датчика тиску затягували лише за кілька секунд після запуску дизельного двигуна.

При включенні мотортестера проводилася самодіагностика основних вузлів приладу. Далі увімкнувся режим вибору типу двигуна і моделі автомобіля.

Після мотортестер повідомив про підключення датчиків. Потім, натиснувши кнопку МЕНЮ, увійшли в меню вимірювань. ХОДА» та при

підвищених оборотах «РЕЖИМ ПІДВИЩЕНИХ ОБОРОТІВ». При випробуваннях вимірювали також потужність дизельного двигуна.

На зазначених режимах вироблялося вимірювання параметрів кута випередження подачі палива, упорскування палива, результати випробування системи пуску, системи електроживлення, потужність дизельного двигуна.

На режимі "СИСТЕМА ПУСКУ" за допомогою датчика струму і затиску "+" зі складу УС1 проводили вимірювання параметрів системи пуску. Протягом 7 секунд після включення режиму йшла обробка сигналів з датчиків. Прокручування дизельного двигуна стартером, попередньо заблокувавши роботу паливного насоса високого тиску. 7 секунд на екрані мотортестера з'являлися значення вимірюваного струму, що споживається стартером і значення напруги акумуляторної батареї в момент запуску.

На режимі «РЕЖИМ ХОЛОСТОГО ХОДУ» проводили вимірювання тиску впорскування, кута випередження подачі палива в системі електроживлення. Для входу в режим вимірювання включили стробоскоп. Після на екрані відображалася значення кута випередження подачі палива.

На режимі «РЕЖИМ ПІДВИЩЕНИХ ОБОРОТІВ» вимірювання проводили аналогічно режиму холостого ходу. При цьому частота обертання двигуна встановлювалася 2000 об/хв.

Процедури вимірювань на різних режимах повторювали по п'ять разів з різними композиціями палив, у тому числі на товарній дизельній, сумішовій та чистій рапсовій олії.

#### 3.4. Методика дослідження працездатності форсунок

Форсунка призначена для розпилення та впорскування палива в камеру згоряння. Надлишкове паливо і повітря, що потрапило в систему через перепускний клапан паливного насоса високого тиску і клапан-жиклер фільтра тонкого очищення палива по дренажних дротах надходить в паливний бак.

Для дослідження форсунок використовували стенд та манометр. Обладнання на дослідження параметрів форсунок представлено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 Устаткування для досліджень форсунки

Назва та марка приладу	Призначення	Одиниця виміру	Точність виміру
Стенд для перевірки форсунок Т9161-115	Перевірка технічного стану форсунок	кгс/см <sup>2</sup>	1
Манометр	Вимірювання тиску	кгс/см <sup>2</sup>	1

На стенді перевірили такі параметри:

- Тиск початку впорскування;
- Якість розпилювання палива;
- Гідравлічна щільність форсунки;
- герметичність за замикаючим конусом розпилювача.

Стенд для випробування форсунки показаний рисунку 3.14, яке схема на рисунку 3.15.

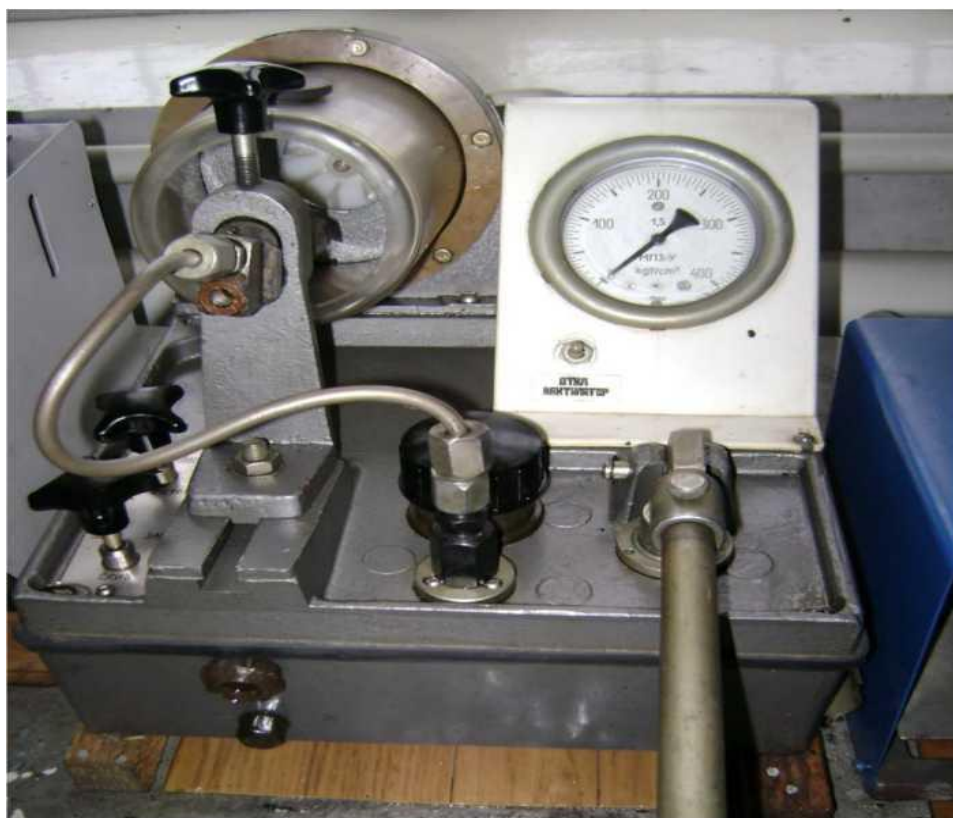


Рисунок 3.14 – Стенд для випробування форсунок

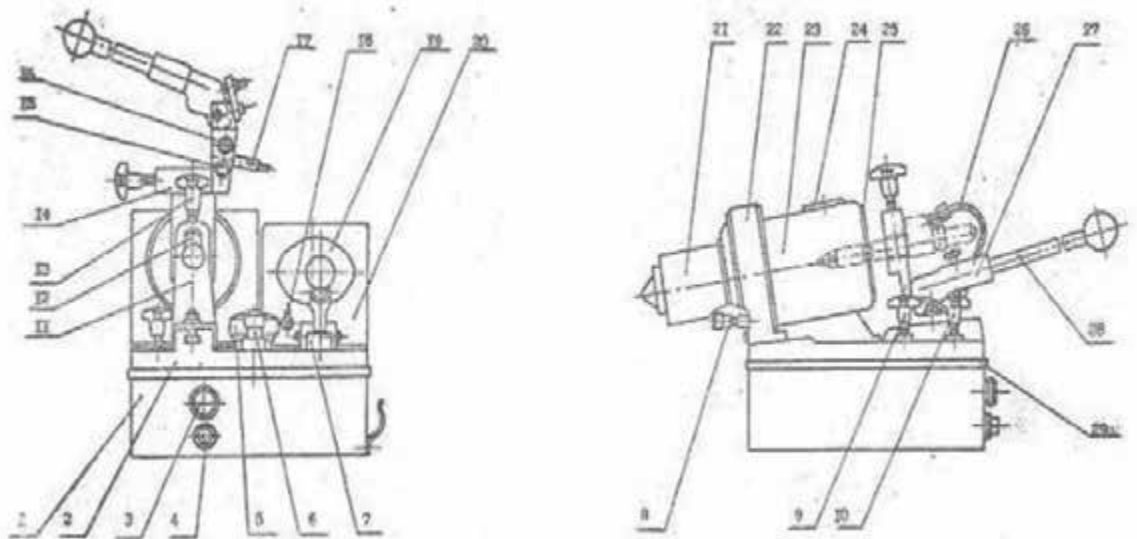


Рисунок 3.15 – Схема стенду для перевірки форсунок: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – масловказівник; 4 – зливна пробка; 5 – сапун; 6 – вихідний штуцер; 7 – насос; 8 – вставка; 9 – кран; 10 - кран "злив"; 11 – кронштейн; 12 – призма; 13 – гвинт натискний; 14 – затискач насос-форсунки; 15 – ковпачок; 16 – штуцер; 17 – паблон; 18 – тумблер; 19 – манометр; 20 – кожух; 21 - електродвигун ME-236; 22 – вентилятор; 23 - камера упорскування; 24 - заглушка; 25 – кришка; 26 – змінний паливопровід; 27 – важіль; 28 – рукоятка; 29 – прокладка

Тиск початку упорскування форсунки перевіряли таким чином: встановлювали форсунку на стенд; потім створили насосом тиск у гідросистемі та зафіксували його на манометрі в момент початку виходу струменя палива з форсунки.

Якість розпилювання сумішевого палива форсункою визначали так: встановлювали форсунку на стенд; потім впорскування сумішевого палива форсункою в камеру впорскування, створивши тиск насосом. Спостерігали візуально розміри частинок розпошеного палива і щільність їх розподілу по поперечному перерізу факела суміші, що впорскується, палива. Початок і кінець упорскування чіткий і супроводжується характерним звуком. У факелі суміші, що впорскується форсункою, не повинно утворюватися окремих

крапель і суцільних струменів палива. Підтікання палива через соплові отвори не допускається.

Герметичність за замикаючим конусом розпилювача форсунки проводили наступним чином: встановлювали форсунку на стенд; потім створивши насосом в гідросистемі стенду тиск на 1-1,5 МПа (10-15 кгс/см<sup>2</sup>) зменшували тиск упорскування форсунки.

### 3.5 Методика дослідження потужності дизельного двигуна

Потужність двигуна вимірювали режимі мотортестера «ПОТУЖНІСТЬ». Для цього за командою мотортестера «РОЗГІН» різко натискали педаль акселератора до упору. Після цього висвічувалася команда «ВИБІГ». Потім опускали педаль акселератора. У цьому частота обертання знижувалася до частоти початку розгону і висвічувалася команда «РАЗГІН». Знову різко натискали педаль акселератора. Цикл «РОЗГІН-ВИБІГ» повторили три рази за командою мотортестера. У результаті екрані висвічувалося вимірне значення потужності двигуна.

Процедури вимірювань на різних режимах повторювали по п'ять разів з різними композиціями палив, у тому числі на товарній дизельній, сумішовій та чистій рапсовій олії.

### 3.6 Методика експлуатаційних випробувань

Експлуатаційні випробування проводили на дизельних двигунах встановлених на автомобілях та тракторах. Трактори виконували транспортні роботи на оранці, посіві. Автомобілі виконували транспортні перевезення. Для заправки автомобілів використовувалися різні суміші: 1–70 % ДП: 30 % РО; 2–50% ДП: 50% РО; 3–30% ДП: 70% РО. Перевіряли стан фільтрів тонкої очистки та розпилювачів форсунок, а також вимірювали димність. Для заправки тракторів використовувалася композиція, що найчастіше рекомендується: 70

% ДП:30 % РО. Через різні напрацювання перевіряли стан фільтрів та розпилювачів форсунок.

### Висновки за розділом 3

1. Розроблено програму досліджень, яка включає як загальну, так і приватні методики.

2. Розроблено методику випробування паливних фільтрів на біопаливі та стан фільтруючих елементів за міцністю на розрив смужок фільтрувального паперу.

3. Розроблено методику досліджень показників паливоподачі та визначення потужності дизельного двигуна на біопаливі з використанням мотортестора МО 3-2.

4. Розроблено методику випробувань форсунок дизельних двигунів, що працюють на біопаливі.

## РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

### 4.1. Вплив біодобавок з ріпакової олії на дизельне паливо на працездатність фільтрів

На всій лінії паливоподачі основним елементом, що забезпечує працездатність паливної системи, є фільтр тонкого очищення (далі ФТО) палива. Фільтруючий елемент тонкого очищення палива зобов'язаний забезпечити необхідну точність фільтрації та зберігати тактико-технічні характеристики перепаду тиску до та після фільтру. На підвищене засмічення фільтрів тонкої очистки палива під час роботи на біопаливі вказують багато дослідників.

Тиск до та після фільтрів є одним з основних діагностичних параметрів їхнього стану. Цей параметр вимірювали пристроєм КІ-28140 на номінальній частоті обертання колінчастого валу дизельного двигуна при холостій роботі дизельного двигуна. Залежність перепаду тиску до і після фільтра від вмісту біодобавок ріпакової олії у різних паливних композиціях дана на рисунку 4.1.

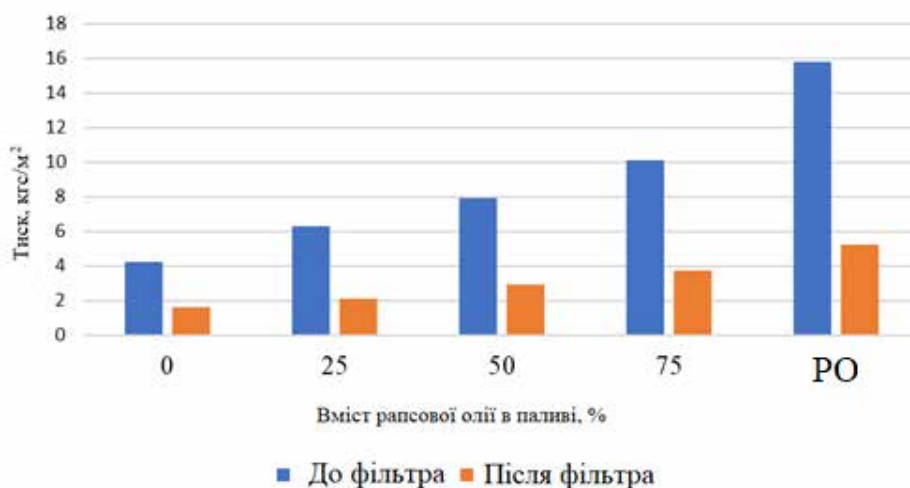


Рисунок 4.1 – Результати дослідження залежності тиску до та після фільтру тонкого очищення палива від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

Дослідженням встановлено, що додавання ріпакової олії у дизельному паливі створює додатковий гідравлічний опір.

І це пов'язано з підвищенням в'язкості сумішевого палива (рис. 4.2).

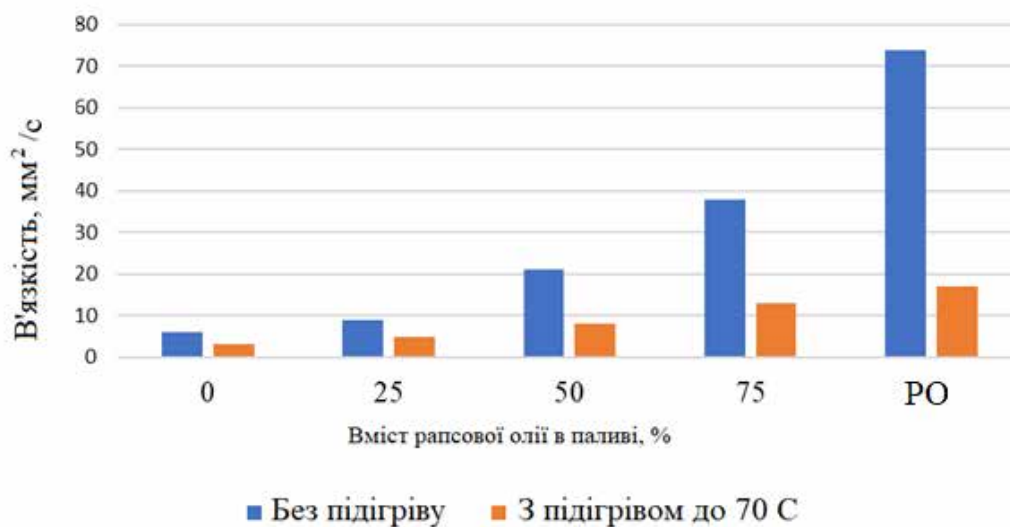


Рисунок 4.2 – Залежність в'язкості палива від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

Результати вимірювань густини палива від вмісту ріпакової олії в дизельному паливі представлені на рисунку 4.3.

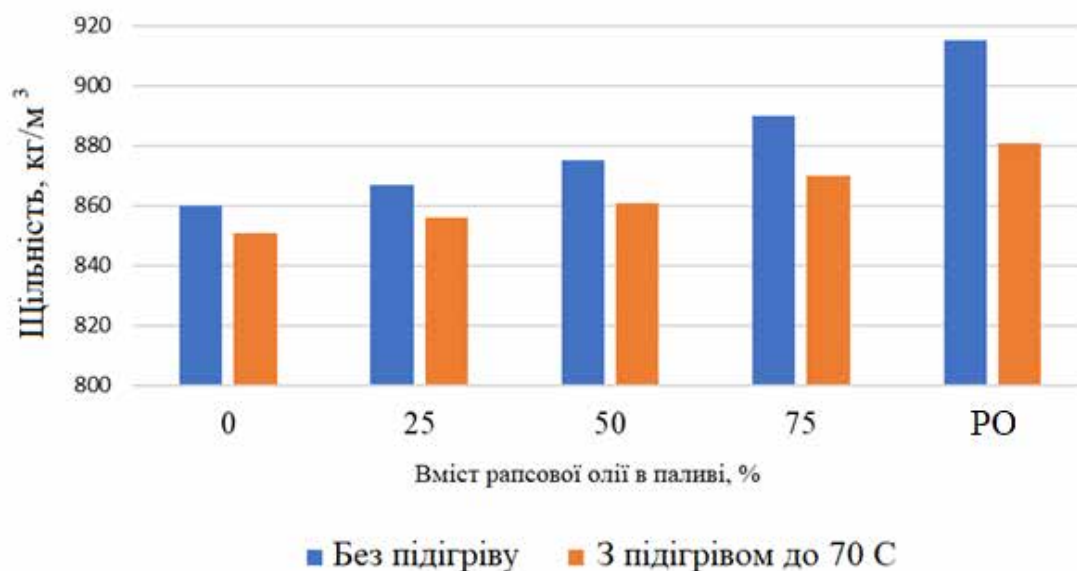


Рисунок 4.3 – Залежність щільності палива від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

Залежність перепаду тиску до та після фільтра від вмісту біодобавок ріпакової олії у підігрітих паливних композиціях до 70 °С дана на рисунку 4.4.

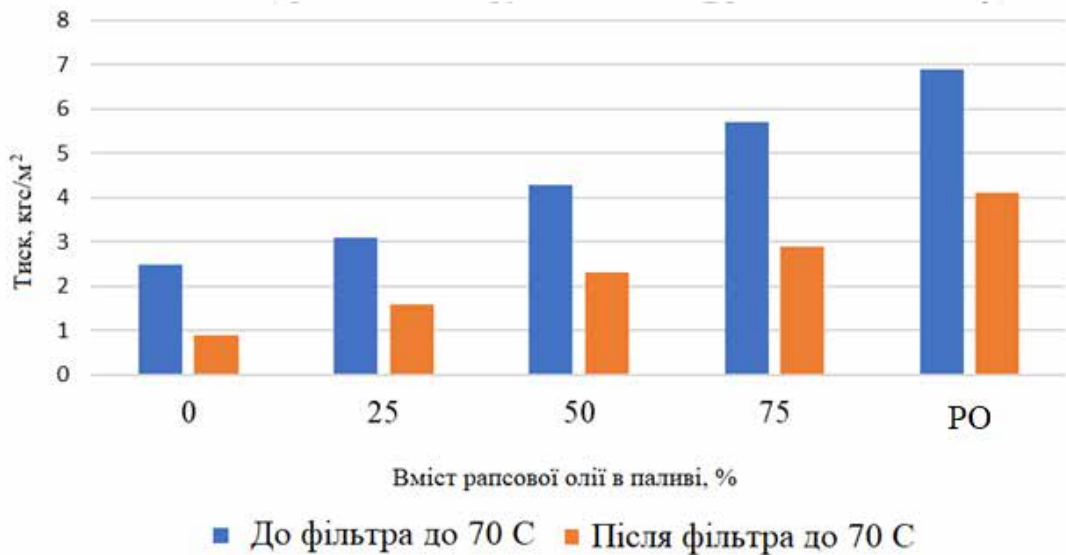


Рисунок 4.4 – Залежність тиску до та після фільтра від вмісту біодобавок ріпакової олії у підігрітих паливних композиціях температура підігріву палива до 70°C

Таким чином, в результаті досліджень встановлено, що використання біодобавок (ріпакової олії) у дизельному паливі створює додатковий гідравлічний опір. Підігрівом сумішевого палива можна знизити гідравлічний опір. Перепад тиску збільшується пропорційно до збільшення динамічної в'язкості. Наші дослідження підтвердили це положення.

#### 4.2. Вплив біодобавок з ріпакової олії на дизельне паливо на стан гумових виробів

Згідно з розробленою нами методикою, після шести місяців витримки гумових виробів фільтруючого елемента тонкого очищення палива у суміші палива їх візуально порівняли (рис. 4.5).



Рисунок 4.6 – Гумові вироби, витримані у дизельному паливі

Після порівняння було видно, що гумотехнічні вироби із ємності з ріпаковою олією №1, 2, 3 залишилися без зміни та придатні для подальшої роботи. А ось гумотехнічні вироби, які витягли з ємності з дизельним паливом № 4, 5, 6, були непридатні для подальшого використання. Гумовий виріб № 4 було пошкоджено, №5 збільшено у розмірах, розтягнуто та м'яке, № 6 розтягнуто на 20 мм у діаметрі (рис. 4.6).

Згідно з отриманими результатами дослідження видно, що гумотехнічні вироби № 4, 5, 6 з ємності з товарним дизельним паливом непридатні для подальшого використання.



Рисунок 4.7 – Гумотехнічні вироби (рем. комплект фільтра тонкого очищення палива), витягнуті з ємності з ріпаковою олією (№ 1, 2, 3) та товарним дизельним паливом (№ 4, 5, 6)

Встановлено, що вміст ріпакової олії в сумішевому паливі не погіршує стан гумотехнічних виробів тонкого очищення палива, що фільтрує. Хоча в деяких роботах зазначається, що при роботі на біопаливі відзначається розм'якшення та розшарування гумових виробів.

#### 4.3. Вплив біодобавок на екологічні показники дизельного двигуна

Результати вимірювання оксиду вуглецю CO, вуглеводню CH та димності N дизельних двигунів на чистому дизельному паливі та з біодобавками наведено в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 Зміна оксиду вуглецю, вуглеводню та димності дизельних двигунів (%), від вмісту біодобавок ріпакової олії в дизельному паливі.

Найменування	ДП	25 % РО: 75 % ДП	50 % РО: 50 % ДП	75 % РО: 25 % ДП
CO	0,34	0,29	0,21	0,27
CH	0,0028	0,0021	0,0018	0,0020
N0	28,3	25,3	21,9	23,4
N1	43,7	36,3	34,8	35,4
N2	45,2	43,2	40,7	42,9
N3	51,9	51,5	45,1	49,6
N4	56,1	59,2	49,9	51,0
Ns	51,3	49,6	41,8	45,1
Nm	81,0	74,0	66,1	72,8

Зміна оксиду вуглецю, вуглеводню та димності дизельних двигунів (%) від вмісту біодобавок ріпакової олії в дизельному паливі наведено на рисунках 4.12–4.15.

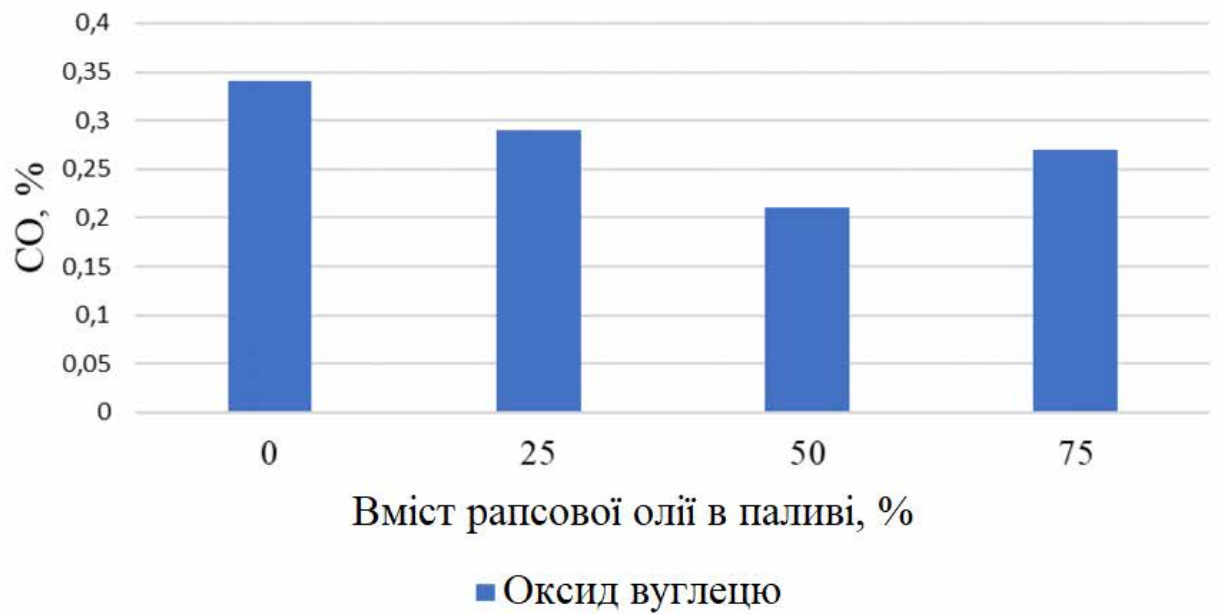


Рисунок 4.12 – Залежність оксиду вуглецю у вихлопних газах від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

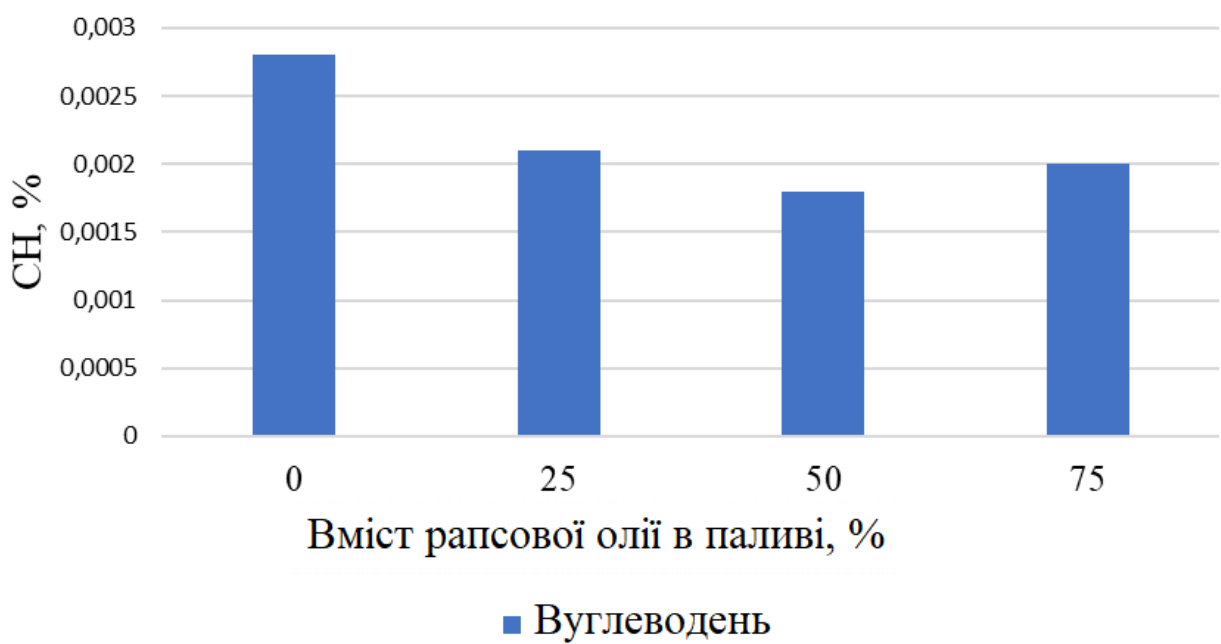
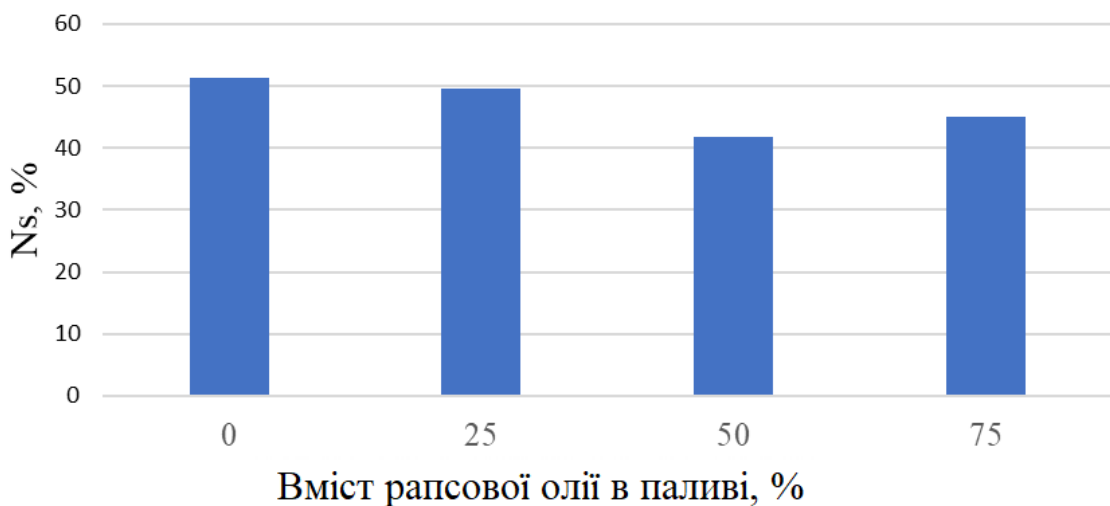


Рисунок 4.13 – Залежність вуглеводню у вихлопних газах від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

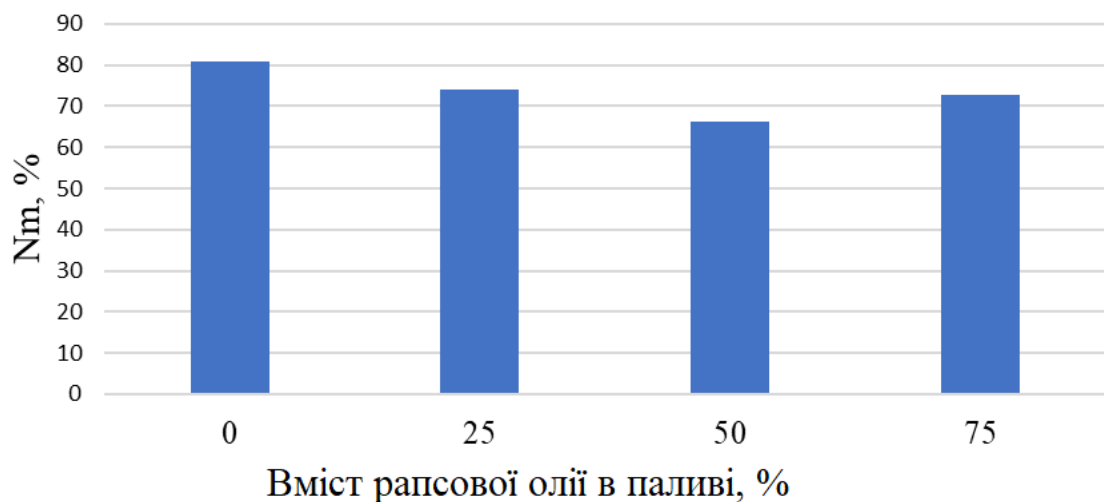


■ Димність

Рисунок 4.14 – Зміна пікових значень димності в режимі вільного прискорення двигуна від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

Дослідженням встановлено, що вміст CO, CH та димність у вихлопних газах у дизельних двигунів зменшується зі збільшенням концентрації ріпакової олії у дизельне паливо.

При роботі на ріпаковій олії з великими навантаженнями димність відпрацьованих газів менша, ніж при використанні дизельного палива, тому що в олії міститься близько 10 % кисню.



■ Димність

Рисунок 4.15 – Зміна димності відпрацьованих газів у режимі максимальної кількості обертів двигуна від вмісту ріпакової олії у дизельному паливі

Разом з тим за допомогою додаткових регулювань можливе зниження токсичних викидів дизельного двигуна. Наприклад, зменшенням кута випередження впорскування на  $30^\circ$  можна знизити викиди оксиду вуглецю та вуглеводнів.

#### 4.4. Вплив біодобавок на дизельне паливо на систему пуску двигуна

Випробування двигуна проводилися на чистому дизельному паливі та з біодобавками, для досліджень використовували мотортестер. Результати випробувань параметрів системи пуску дизельного двигуна при температурі навколишнього повітря  $-5^\circ\text{C}$  представлені у таблиці 4.8 та рисунках 4.16 та 4.17. Таблиця 4.8. Вплив вмісту біодобавок з ріпакової олії в дизельне паливо на параметри системи пуску дизельних двигунів.

Найменування вимірювання параметри	ДП	75 %ДП: 25 %РО	50 %ДП: 50 %РО	25 %ДП: 75 %РО
Струм, що споживається стартером в момент пуску, А	1125	1237	1410	1573
Напруга АКБ у момент пуску, V	22,8	22,3	22,1	21,5

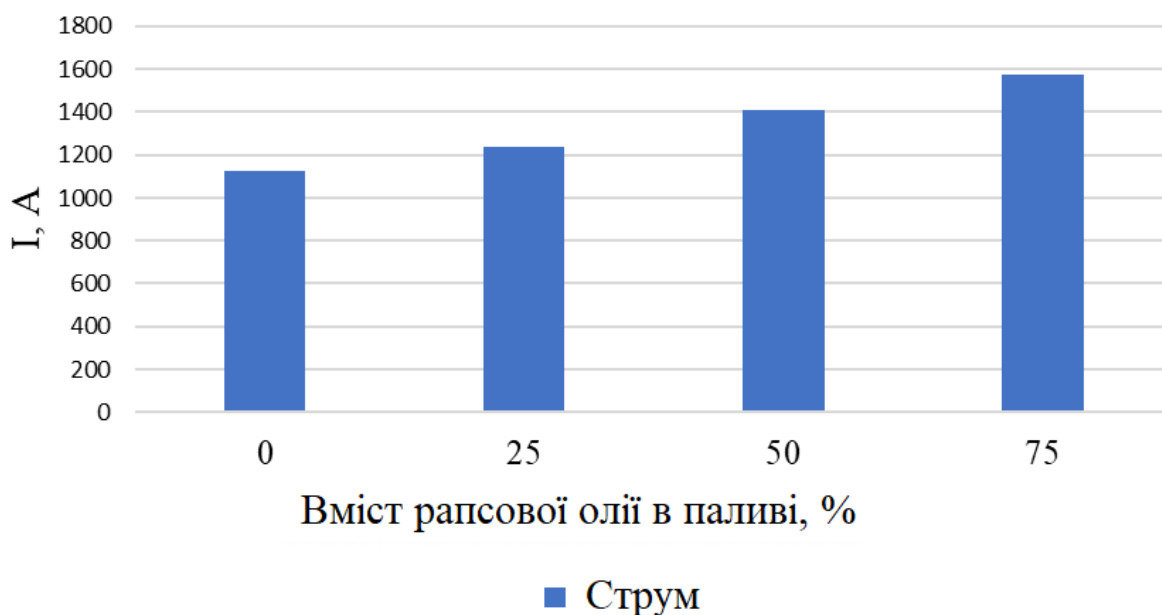


Рисунок 4.16 – Залежність споживаного струму стартером у момент запуску

Таким чином, струм, що споживається стартером, в момент пуску збільшується з підвищенням вмісту ріпакової олії в сумішевому паливі.

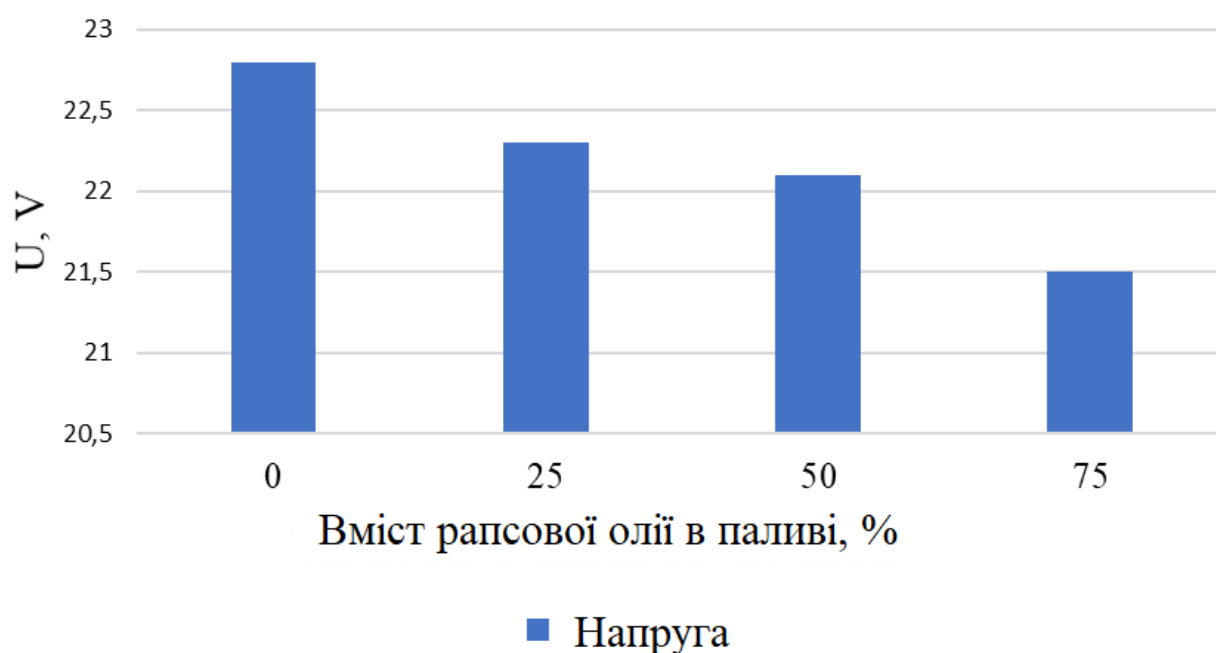


Рисунок 4.17 – Залежність напруги АКБ у момент пуску

Напруга акумуляторних батарей у момент пуску зменшується зі зменшенням вмісту ріпакової олії у суміші.

Внаслідок випробувань відзначається погіршення запуску дизельного двигуна на біопаливі. Цей факт пояснюється підвищенням в'язкості палива та затримкою займання в камері згоряння. Наприклад, самозаймання за температури навколишнього повітря  $-7^{\circ}\text{C}$  на товарному паливі проходило протягом 4 секунд, а при використанні в суміші 75% рапсової олії – 19 секунд.

#### 4.5. Вплив біодобавок на дизельне паливо на потужність двигуна

Результати випробувань параметрів потужності дизельного двигуна з використанням мотортестера представлені у таблиці 4.9 та на рисунку 4.18.

Найменування вимірювання параметрів	ДП	75 %ДП:25 %РО	50 %ДП:50 %РО	25 %ДП:75 %РО
Потужність, (кВт/к.с.)	142.0/193	140.5/191	137.6/187	131.6/179
Потужність з підгрівом до 700, (кВт/к.с.)	147.8/201	143.4/195	139.7/190	136.8/186

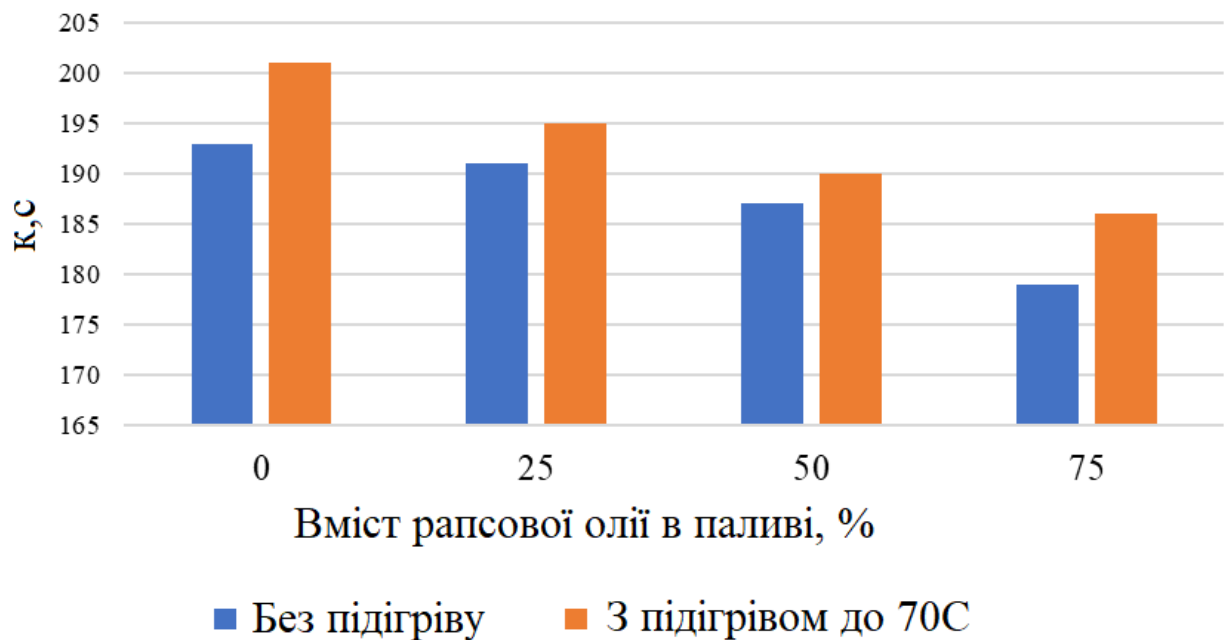


Рисунок 4.18 – Залежність потужності дизельного двигуна від вмісту ріпакової олії в дизельному паливі

При збільшенні вмісту ріпакової олії у сумішевому паливі потужність двигуна знижується. Зниження потужності пояснюється зниженням теплоти згоряння суміші, оскільки теплотворна здатність літнього дизельного палива становить 42,7 МДж/кг, а композиції з 25 % ріпакової олії – 41,1 МДж/кг.

#### 4.6. Результати експлуатаційних випробувань

У процесі експлуатації фільтруючий елемент знижує пропускну здатність, біодобавки з ріпакової олії забивають фільтр, підвищуючи його опір. Ми вимірювали перепад тиску до та після ФТО на двигунах вантажних

автомобілів, які проходили експлуатаційні випробування. Перепад тиску до та після ФТО у двигунах вантажних автомобілів, що працюють на товарному дизельному паливі та різних композиціях після пробігу 8 тис. км, показаний на рисунку 4.19.

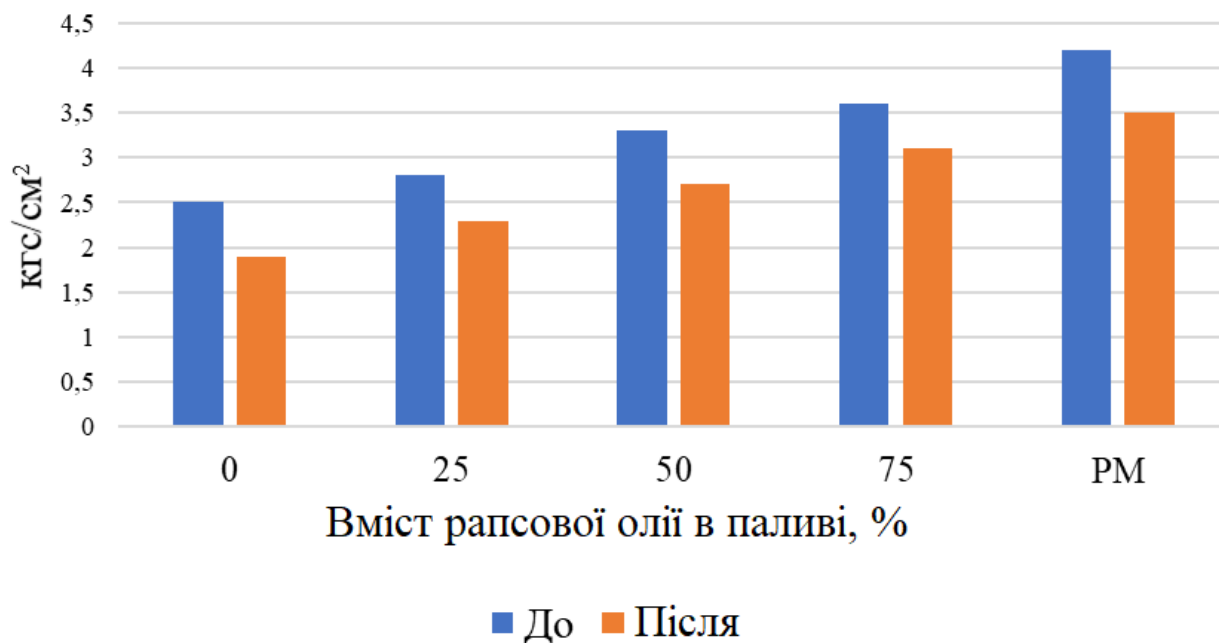


Рисунок 4.19 – Перепад тиску ФТО двигунів вантажних автомобілів, що працюють на товарному дизельному паливі та різних композиціях (пробіг 8 тис. км).

Експлуатаційні випробування показали, що працездатність (за критерієм опору прокачування палива) паливного фільтра, що працює на сумішевому паливі, менше, ніж у працюючого на дизельному паливі. Для нормальної роботи паливної системи дизельного двигуна необхідно частіше міняти паливний фільтр, ніж рекомендовано заводом-виробником.

Після пробігу 8000 км у дизельних двигунів, що працюють на композиції з 75% ріпаковою олією, було виявлено закоксування соплового отвору форсунок, при цьому димність двигуна була найменшою. Гумотехнічні вироби перебували у задовільному стані. Результати порівняльних випробувань дизельних двигунів автомобілів на паливі з біодобавками з ріпакової олії наведено у таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 Результати порівняльних випробувань дизельних двигунів на паливі з біодобавками (25%) з ріпакової олії.

Дизельний двигун	Пробіг, тис. км	Перепад тиску до та після ФТО, кг·с/см <sup>2</sup>	Стан розпилювача та форсунок	Стан гумотехнічних виробів
Вантажний автомобіль на товарному	12 300	2,6	Задовільне	Задовільне
Вантажний автомобіль на сумішевому	8 100	1,1	Задовільне	Задовільне

#### Висновки за розділом 4

1. Встановлено, що використання біодобавок ріпакової олії в дизельному паливі створює додатковий гідравлічний опір. Підігрівом сумішевого палива можна знизити гідравлічний опір.

2. Фільтруючий елемент фільтра тонкого очищення, який був витриманий у ріпаковій олії, на розрив зразка вище і становить – 90 Н, ніж у фільтруючого елемента, витриманого у товарному дизельному паливі – 33 Н.

3. Експлуатаційні випробування дизельного двигуна показало, що працездатність паливного фільтра тонкому очищенню палива, що працює на сумішевому паливі, менше, ніж у працюючого на дизельному паливі, це пов'язано з підвищеною щільністю сумішевого палива та засолювання фільтрувального паперу ФТО. Тому при роботі паливного фільтра на сумішевому паливі необхідно проводити його заміну через кожні 8 000 кілометрів, а не через 12 000 кілометрів, як це наказано заводом-виробником.

4. Встановлено, що вміст біодобавок з ріпакової олії у суміші не погіршує стан гумових деталей фільтрів.

5. Вміст ріпакової олії у сумішевому паливі не впливає на кут випередження подачі палива. Збільшення концентрації ріпакової олії з 25 до 75% призводить до підвищення тривалості подачі палива майже в 1,5 рази.

Особливо характерним є підвищення тривалості подачі палива на режимі холостого ходу.

6. Збільшення концентрації ріпакової олії з 25% до 75% у сумішевому паливі призводить до підвищення максимального тиску впорскування палива майже в 1,2 рази та залишкового тиску в паливопроводі високого тиску майже в 1,2 рази. Особливо це підвищення на режимі холостого ходу. Підвищення залишкового тиску в паливопроводі високого тиску зі збільшенням вмісту ріпакової олії в сумішевому паливі пояснюється тим, що щільність і в'язкість у кілька разів вища за дизельне паливо, а робота нагнітального клапана змінюється в залежності від палива.

7. Ріпакова олія в дизельному паливі на роботу форсунок не впливає, що не спричиняє жодних технічних несправностей у цій галузі.

8. Встановлено, що найменший вміст оксиду вуглецю та вуглецю у вихлопних газах у дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі 50 % РО: 50 % ДП. Найменша димність дизелів, що працюють на сумішевому паливі 50 % РО: 50 % ДП.

9. Встановлено, що пусковий струм, який споживається стартером у момент пуску, збільшується з підвищенням вмісту ріпакової олії в сумішевому паливі. Зі збільшенням вмісту ріпакової олії у сумішевому паливі напруга АКБ в останній момент пуску зменшується, т.к. запуск двигуна здійснюється із затримкою на 1–3 секунди, а споживання струму стартером збільшується.

10. При збільшенні вмісту ріпакової олії у сумішевому паливі потужність двигуна знижується. Найбільше зниження потужності забезпечує склад 25% РО + 75% ДП. На всіх досліджуваних режимах роботи дизельного двигуна на сумішевому паливі незначне зниження потужності пояснюється тим, що менша теплота згоряння (теплотворна здатність) компенсується більшим відсотковим вмістом у ньому вільного кисню, що бере участь у процесі згоряння.

## ВИСНОВКИ

1. Теоретично встановлено, що наявність біодобавок з ріпакової олії в сумішевому паливі призводить до порушення нормальної роботи дизельного двигуна, а саме до зменшення прокачування палива через фільтр тонкого очищення та теплоти згоряння палива, що впорскується, що вимагає адаптації системи до цього палива.

2. Розроблено методику випробування фільтруючих елементів за міцністю на розрив та встановлено, що використання біодобавок з ріпакової олії у дизельному паливі підвищує зусилля розриву до 90 Н, у дизельному паливі – 33 Н, тобто. у 2,7 рази нижче. Крім того, вміст ріпакової олії у сумішевому паливі не погіршує стан гумових деталей фільтрів, але збільшує гідравлічний опір на фільтрі тонкого очищення.

3. Встановлено, що вміст ріпакової олії у сумішевому паливі не впливає на кут випередження подачі палива у паливній системі дизельного двигуна. Однак збільшення концентрації ріпакової олії з 25 до 75% призводить до підвищення тривалості подачі палива майже в 1,5 рази. Особливо характерним є підвищення тривалості подачі палива на режимі холостого ходу. Збільшення концентрації ріпакової олії з 25% до 75% у сумішевому паливі призводить до підвищення максимального тиску впорскування палива майже в 1,2 рази та залишкового тиску в паливопроводі високого тиску майже в 1,2 рази. Збільшення вмісту ріпакової олії у дизельному паливі не погіршує роботу форсунок.

4. При збільшенні вмісту ріпакової олії у сумішевому паливі до 75% потужність двигуна знижується на 10 кВт (з 141 кВт до 131 кВт) або на 7 %, зменшується вміст оксиду вуглецю у вихлопних газах та зниження димності.

5. Експлуатаційні випробування після пробігу 8000 км у дизельних двигунів, що працюють на сумішевому паливі з 75% рапсовою олією, показали, що ресурс паливного фільтра, що працює на сумішевому паливі, до заміни менше на 25%, виявлено закоксування соплового отвору. на дизельному паливі. Гумотехнічні вироби перебували у задовільному стані.

6. Розроблено рекомендації щодо обслуговування паливної системи дизельних двигунів для роботи на біопаливі, у тому числі з регулювання та налаштування форсунок, ПНВТ, приводу управління подачею палива, кута випередження упорскування палива, періодичності заміни фільтра тонкого очищення, а також щодо встановлення пристрою для підігріву.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Lee K.T., Foglia T.A., Chang K.S. Production of Alkyl Ester as Biodiesel from Fractionated Lard and Restaurant Grease // *JAOCS*. – 2002. – Vol. 79. – №2. – P. 191–195.
2. Hashimoto M., Dan T., Asano I., Arakawa T. Combustion of the Rape-Seed Oil in a Diesel Engine // *SAE Technical Paper Series*. – 2002. – №2002-01-0867. – P. 1–12.
3. LeBlanc N., Kern J., Duoba M., Bohn T., Larsen R. Analysis of Performance Results from Future Trus 2001 // *SAE Technical Paper Series*. – 2002. – № 2002-01-1209. – P. 1–9.
4. McCormick R.L., Alvarez J.R., Graboski M.S., Tyson K.S., Vertin K. Fuel Abbitive anb Blending Approches to Reducing NOx Emissions from Biodiesel // *SAE Technical Paper Series*. – 2002. – № 2002-01-1658. – P. 1–10.
5. Haas M.J., Michalski P.J., Runyon S., Nunez A., Scott K.M. Production of FAME ftom Acid Oil, a By-Product of Vegetable Oil Refining // *JAOCS*. – 2003. – Vol. 80. – № 1. – P. 97–102.
6. Dasari M.A., Goff M.J., Suppes G.J. Noncatalytic Alcoholysis Kinetics of Soybean Oil // *JAOCS*. – 2003. – Vol. 80. – № 2. – P. 189–192.
7. Torres M., Loscos V., Sanahuja V., Canela R. Reactive Extraction of Acylglycerides Using *Aspergillus Flavus* Resting Cells // *JAOCS*. – 2003. – Vol. 80. – № 4. – P. 347–351.
8. Neue Pflanzenolmotoren von DMC // *MTZ*. – 1993. – Jg. 54. – № 7/8. – S. 365.
9. Abreu F.R., Lima D.G., Hamu E.H., Einloft S., Rubim J.C., Suarez P.A.Z. New Metal Catalysts for Soybean Oil Transesterification // *JAOCS*. – 2003. – Vol. 80. – №6. – P. 601–604.
10. Mittelbach M., Schober S. The Influence of Antioxidants on the Oxidation Stability of Biodiesel // *JAOCS*. – 2003. – Vol. 80. – №8. – P. 817–823.
11. Knothe G., Dunn R.O. Dependence of Oil Stability Index of Fatty Compounds on Their Structure and Presence of Metals // *JAOCS*. – 2003. – Vol. 80. – №10. – P. 1021–1026.

12. Dunn R.O., Knothe G. Oxidative Stability of Biodiesel in Blends with Jet Fuel by Analysis of Oil Stability Index // JAOCS. – 2003. – Vol. 80. – №10. – P. 1047–1048.
13. Tat M.E., Van Gerpen J.H. Effect of Temperature and Pressure on the Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Mixtures of Biodiesel and Diesels Fuel // JAOCS. – 2003. – Vol. 80. – №11. – P. 1127–1130.
14. Tat M.E., Van Gerpen J.H. Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Alkyl Monoesters at Elevated Temperatures and Pressures // JAOCS. – 2003. – Vol. 80. – №12. – P. 1249–1256.
15. Quynh N.T., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Y., Dushkin P.V. Influence of injection pressure and pressure oscillation and on the rate of fuel outflow from the sprayer of an electrohydraulic diesel nozzle // 2021 Wave Electronics and its Application in Information and Telecommunication Systems, WECNF, 2021 – Conference Proceedings. – 2021. – C. 9470538.
16. Gaidar S.M., Nizamov R.K., Golubev M.I. Conception of corrosion inhibiting factors creation with the usage of nanotechnological approach // Scientific Israel – Technological Advantages. – 2012. – Т. 14. – № 2-3. – С. 92–95.
17. Гайдар С.М., Бикова Є.В. Застосування наномодифікатора як емульгуюча добавка для органорозчинних лакофарбових матеріалів // Техніка та обладнання. – 2016. – № 4. – С. 39–40. 188. Око-Vielstoffmotor // Antriebstechnik. – 1991. – Jg. 30. – № 9. – S. 95.
18. Rapsol ist grundsätzlich als Ersatz für Dieselkraftstoff geeignet // BMT: Baumaschinen Technik. – 1992. – Jg. 39. – № 1. – S. 34. – Нем.147
19. Neues Motorenkonzept // Deutsche Maschinenwelt. – 1992. – Jg. 69. – № 4. – S. 20.
20. Volkswagen testet Rapsol-Diesel // Steinbruch und Sandgrube. – 1992. – Jg. 85. – № 6. – S. 472.
21. Hemmerlein N., Korte V., Richter H., Schroder G., Performance Exhaust Emissions and Durability of Modern Diesel Engines Running on Rapeseed Oil // SAE Technical Paper Series. – 1991. – № 910848. – P. 1-16.
22. Pak M., Allexi A., Kaltgepresstes Rapsol im Test // Landtechnik. – 1992. – Jg. 47. – № 7/8. – S. 372-374.

23. Луцицький Ю.В. Експлуатаційна витрата палива та метод його визначення /Ю.В. Луцицький// Двигуни внутрішнього згорання. - Віп. 41. - Харків: ХПІ, 1985, с. 96 - 104.

24. Поглядів Б.А. Зниження витрати пального сільськогосподарськими тракторами шляхом оптимізації режиму роботи двигунів/Б.А. Поглядів, К.К. Молчанов, І.І. Трепененков // Трактори та сільгоспмашини. - 1985. - № 6. - С. 10 - 14.

25. European Biodiesel Board (електронний ресурс). Режим доступу <http://www.ebb-eu.org/> .

26. Білячкова О. Біопаливо: "За" та "Проти" (електронний ресурс). Режим доступу <http://www.oilbranch.com/publ.html>.

27. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію /І.В. Парсаданов// – Х.: НТУ ХПІ, 2003. – 244 с.

28. Lynch, Frank, Hydrogen Emission & Performance, Presented at the Emissions from Alternative Fueled Engines/ SAE TOPTEC, Desember 10 – 11, 1991, San Antonio, Texas.

29. 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.

30. Сандомирський М.Г. Результати випробування дизеля 4ЧН 12-14 на дизельному паливі та паливах рослинницького вигляду /М.Г. Сандомирський// Тракторна енергетика у рослинництві. - Х.: ХНТУСГ, 2009. - С. 121 - 125.

31. Шуляк М.Л. Вплив зміни прохідного перерізу соплових отворів розпилювача форсунок на потужносні показники двигуна при роботі на різних видах палива / М.Л. Шуляк // Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції «Технічний сервіс АПК».– Х.: ХНТУСГ, 2011.– Вип. 107 – С. 126 – 134.

32. Шуляк М.Л. Оцінка ефективності роботи МТА при роботі двигуна на різних швидкісних режимах та різних видах палива /М.Л. Шуляк//

Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. Вісник ХНТУСГ – Х.: ХНТУСГ, 2011. – С. 327 – 332.

33. Колодницька Р. В., Ільченко А. В. Аналіз моделей викидів сажі, оксидів азоту та витрати палив у застосуванні до біопалив у дизелях. Практична космонавтика і високі технології: тези VI науково-практичної конференції, присвяченої 100-річчю з дня народження академіка С. П. Королева. Житомир: РВВ ЖДТУ. 2007. С. 83.

34. Колодницька Р. В. Ільченко А. В. Вплив в'язкості біопалив на їх витрату та параметри впорскування. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Даля. 2007. № 6(112). С. 154–157.

35. Кравченко О. П., Колодницька Р. В., Ільченко А. В. Effect of vegetable oil additive on fuel consumption and spray in diesel engine. Транспорт, екологія – устойчиво развитие: сб. докл XV научно-техн. конф. с междунар. участием. Варна, 2009. С. 412–419.

36. Korobiichuk I., Ilchenko A. Optimal design parameters of thermal flowmeter for fuel low measurement Igor Korobiichuk. Sensors. 2022. № 22. P. 8882. URL: <https://doi.org/10.3390/s22228882>.

37. Міхненко Є. Високооктанова кисневмісна добавка до бензинів // Харчова і переробна промисловість. – 2000. – № 6. – С. 14-15.

38. Bilichenko V. Tests of diesel engines while running on biofuel / V. Bilichenko // Bulletin of Vinnitsa Polytechnic Institute. - 2007. - № 4. - S. 153-155.

39. Elsbett Guenter, Elsbett Klaus Future trends of biofuel engines with Elsbett-technology // Elaeis Special Issue. - 1995. - November. - S. 35-41.

40. Марченко В. Ефективність та доцільність використання біодизельного палива в Україні / В. Марченко, В. Сінько // Пропозиція. – 2005. – № 10. – С. 3–37.

41. Ethanol containing ethyl esters of fatty acids as perspective environment like fuel / L.K. Patrylak, K.I. Patrylak, M.V. Okhrimenko, V.V. Ivanenko, S.O. Zubenko, A.M. Levterov, V.P. Marakhovskiy, V.D. Savytskyi // Fuel the Science and Technology of Fuel and Energy. – 2013. – Vol. 113. – P. 650–653.