

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра механіки та  
інженерії агроєкосистем

Кваліфікаційна робота

НЕЧИПОРЕНКО Олександр Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача вищої освіти)

УДК 662. 767. 2

(індекс)

### **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**Дослідження робочих процесів дизельного двигуна при роботі на суміші  
дизельного та біодизельного палива**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання  
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне  
джерело \_\_\_\_\_ О.В. НЕЧИПОРЕНКО

(підпис, ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи

Цивенкова Н.М.

(прізвище, ім'я, по батькові)

доцент канд. тех. наук

(науковий ступінь, вчене звання)

## АНОТАЦІЯ

### **Нечипоренко О.В. Дослідження робочих процесів дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного та біодизельного палива**

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

В роботі здійснено аналіз фізико-хімічних властивостей паливних сумішей з вмістом дизельного пального та біодизеля. Досліджено, що в'язкість такого палива зменшується при його нагріванні. Представлено математичну модель та проведено експериментальні дослідження з впливу температури паливної суміші та потужності, яку розвиває дизельний двигун, на витрати суміші двигуном. Математична модель має високий ступінь відповідності експериментальним даним. Дослідженнями встановлено, що основною перевагою використання палив з вмістом біодизеля є зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами ДВЗ. Отже, при роботі двигуна на суміші з 70% ДП та 30% БДП вміст оксидів азоту зменшився на 15...20%, окису вуглецю – на 10...15%, а сажі – на 30...35%.

**Ключові слова:** дизельне паливо, біодизель, дизельний двигун, паливна суміш.

## SUMMARY

### **Nechiporenko O.V. Research of Diesel Engine Operating Processes when Working on a Mixture of Diesel and Biodiesel Fuel**

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 - agroengineering. - Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

The analysis of physical and chemical properties of fuel mixtures on the base of diesel and biodiesel fuels is carried out in the work. It has been studied that the viscosity of such fuel decreases when it is heated. The mathematical model and experimental researches on influence of temperature of fuel mixture and power developed by the diesel engine on expenses of fuel by engine are presented. The mathematical model has a high degree of compliance with experimental data. Studies have shown that the main advantage of using fuels containing biodiesel is the reduction of harmful emissions from the exhaust gases of the internal combustion engine. Thus, when the engine was running on a mixture of 70% diesel and 30% biodiesel, the content of nitrogen oxides decreased by 15... 20%, carbon monoxide - by 10... 15%, and soot - by 30... 35%.

***Key words:*** diesel fuel, biodiesel, diesel engine, fuel mixture.

## ЗМІСТ

	ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1.	АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА ДИЗЕЛЬНОМУ ТА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ВИДАХ ПАЛИВА.....	6
1.1.	Сучасний стан та перспективи використання біодизелю як палива для дизельних двигунів.....	6
1.2.	Вплив температури на фізико-хімічні властивості дизельного біопалива.....	9
1.3.	Аналіз існуючих конструкцій підігрівачів палива.....	10
1.4.	Висновки до розділу 1.....	12
РОЗДІЛ 2.	ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБЛАДНАННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА БІОПАЛИВІ.....	13
2.1.	Обґрунтування конструкції підігрівача дизельного палива.	13
2.2.	Моделювання енергетичних показників дизельного двигуна транспортного засобу.....	15
2.3.	Моделювання показників енергоефективності транспортного засобу при роботі на біодизельному паливі	16
2.4.	Моделювання динамічних параметрів роботи транспортного засобу на біодизелі.....	17
2.5.	Моделювання процесу нагрівання палива в паливній ємності.....	19
2.4.	Висновки до розділу 2.....	22
РОЗДІЛ 3.	МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	23
3.1.	Методика проведення експериментального дослідження...	23
3.2.	3.2. Результати експериментального дослідження.....	26
3.3.	Висновки до розділу 3.....	32
	ВИСНОВКИ.....	34
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	35

## ВСТУП

Прискорений ріст цін на енергоресурси та відсутність в достатній кількості власних – спонукають до інтенсивного використання альтернативних джерел енергії. Актуальним і своєчасним напрямком розвитку сучасної альтернативної енергетики є використання палива, виробленого з рослинної олії, а саме біодизелю. Найбільш актуальним питанням щодо виробництва та використання дизельного біопалива є для агропромислового комплексу, оскільки від своєчасності надходжень та наявності в достатній кількості паливо-мастильних матеріалів залежить своєчасність збирання врожаїв.

Упродовж останніх 15 років вартість дизельного палива зросла понад у 7 разів, що негативно вплинуло на собівартості аграрної продукції та її конкурентоспроможності на зовнішньому ринку.

За фізико-хімічними властивостями дизельне біопаливо є подібним до дизельного, проте має ряд недоліків, а саме: нижчу теплоту згоряння, вищу температуру застигання та кінематичну в'язкість. Також, значна кількість паливних систем двигунів транспортних засобів спроектована під властивості дизельного палива, тому використання інших видів палива на цих агрегатах спричиняє погіршення їх тягово-експлуатаційних характеристик роботи.

Існує багато наукових досліджень стосовно роботи автотракторних двигунів на біодизелі, та впливу даного виду палива на експлуатаційні характеристики машинно-тракторного агрегату під час забезпечення технологічних процесів аграрного виробництва. Проте, представлених досліджень недостатньо для забезпечення високої ефективності експлуатації ДВЗ на даному виді палива. Отже, дослідження робочих процесів дизельного двигуна при роботі на дизельному паливі, або на суміші дизельного та біодизельного палива є актуальною науково-прикладною задачею.

**Мета роботи** – дослідити робочі процеси дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного та біодизельного палива.

**Об'єкт дослідження** – експлуатаційні параметри дизельного двигуна, що працює на суміші дизельного та біодизельного палива.

**Предмет дослідження** – закономірності впливу властивостей суміші дизельного та біодизельного палива на експлуатаційні параметри двигуна.

**Методи дослідження.** Використано комплексний метод експериментальних та аналітичних досліджень. Аналітичні дослідження виконані із застосуванням теорії математичного моделювання. Експериментальні дослідження виконані у відповідності із затвердженими методиками та галузевими стандартами. Обробка результатів експериментальних досліджень та встановлення адекватності рівнянь математичного моделювання виконані із використанням положень математичної статистики та пакета прикладних програм до ПК.

Для досягнення мети необхідно було вирішити такі **задачі**:

1. Проаналізувати переваги та недоліки біодизелю як палива, та виявити закономірності впливу фізико-хімічних властивостей біодизеля, зокрема температури, на експлуатаційні характеристики роботи дизельного двигуна;
2. Скласти, залежно від конструкційних параметрів дизельного двигуна, математичну модель експлуатації ДВЗ на паливі, нагрітому у паливному баку.
3. Виконати експериментальне дослідження роботи дизельного двигуна на суміші дизельного та біодизельного палива та дослідити вплив температури палива на його експлуатаційні характеристики.

**Перелік публікацій автора за темою дослідження:** збірник тез науково-практичної конференції I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей, яка мала місце 18 січня 2021 р; збірник матеріалів науково-практичної конференції НПП, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики «Студентські читання – 2021, яка проходила 15 листопада 2021 року; збірник матеріалів V міжнародної науково-практичної конференції «Біоенергетичні системи», яка проходила 27-28 травня 2021 року в Поліському національному університеті.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота містить вступ, три розділи, висновки до кожного розділу, загальні висновки, список використаних джерел з 33 найменувань, додатки. Загальний обсяг роботи становить 34 арк.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА ДИЗЕЛЬНОМУ ТА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ВИДАХ ПАЛИВА

#### 1.1. Сучасний стан та перспективи використання біодизелю як палива для дизельних двигунів

За [9] важливою складовою, яка живить енергією більшу частину технологічних процесів світового сільського господарства, промисловості, транспорту тощо є двигун внутрішнього згорання. На відміну від бензинових, дизельні двигуни знайшли ширше застосування через вищий ККД. Поклади нафти, вугілля та газу, при існуючому рівні їх споживання, закінчатся відповідно через 35, 107 і 35 років. Запасів вугілля вистачить до 2042 року [1].

Значна частина світових запасів нафти та природного газу (близько 62 %) зосереджена на Близькому Сході, тобто на невеликій за площею території. Світове споживання викопних видів палива в 2012 році збільшилося на 44 % порівняно з 2011 роком, а їх загальне споживання становило 0,5 млн. барелів вартістю приблизно 112 долар/барель. За [6, 24] до 2023 року світові запаси палива не зможуть задовольнити половини енергетичних потреб людства. Через подібні властивості з дизелем широкого використання в якості палива до ДВЗ набуває біодизель. Він також має і інші переваги, такі як: високу температуру спалаху, здатність до біологічного розкладання, відсутність токсичних компонентів, здатність до відновлення. Використання біодизелю сприяє зменшенню викидів парникових газів, а також низький рівень забруднення навколишнього середовища (СО, складні вуглеводні) тощо [1, 8, 10].

Проте, використання біодизеля в дизельних двигунах має деякі недоліки: виникає засмічення форсунок через високу в'язкість біодизеля, що призводить до поганого розпилення палива та його неповного згорання; висока ступінь утворення оксидів азоту, які призводять до руйнування стінок циліндрів; наявність на стінках циліндрів відкладень недопаленого вуглецю, а на інших деталях двигуна – сконденсованої смоли. Зазначені проблеми усуваються застосуванням перетерифікації тригліцеридів жирних кислот спиртами. Також

дані проблеми можна усунути попереднім нагріванням палива, застосуванням процесу мікроемульгування рослинної олії та додаванням до БДП дизелю [28].

Науковці в роботі [3] використовували гранецентровану центральну композитну конструкцію для отримання максимального виходу біодизеля шляхом ретельної переетерифікації. Шляхом проведення 29 оригінальних експериментів, з врахуванням максимальної кількості змінних робочих параметрів, було отримано позитивні результати. В дослідженнях порівнювалися властивості стандартного дизельного палива та біодизеля, виробленого з насіння льону. Автори праці прийшли висновку, що суттєвої різниці між вказаними видами палива не має.

В роботі [20] в якості палива до ДВЗ автор використав метиловий ефір ліноленової кислоти насіння льону. Робота двигуна протікала при сталій швидкості, проте змінювався тиск впорскування. Визначалися параметри відпрацьованих газів ДВЗ. Встановлено, що при тиску впорскування 240 бар відпрацьовані гази ДВЗ мали менший вміст СО, а також мала місце менша затримка спалаху. Значення теплового ККД двигуна на біодизелі і дизельному паливі майже не відрізнялося. Автори прийшли висновку, що сира олія насіння льону не придатна як до виробництва на її основі біодизеля, так і до його використання в ДВЗ, оскільки характеризується високою летючістю і в'язкістю.

Автори праці [16] досліджували характеристики відпрацьованих газів дизельного ДВЗ, який працював на суміші дизельного та біодизельного на основі ВХО (відходів харчової олії) палив з додаванням ВНТ (бутилового спирту та бутилового гідрокситолуолу). За дослідженнями суміш на основі 70 % дизельного і 30 % біодизельного палива виявилася кращою порівняно з паливами з іншим відсотком вмісту біодизеля. Присадка ВНТ до палива призвела до збільшення питомої витрати палива на 7,7 % та до зменшення термічного ефективного ККД на 4,7 %, тоді як швидкість тепловиділення не відрізнялася від швидкості тепловиділення дизельного палива. Додавання до паливної суміші (70 % ДП + 30% БДП) н-бутанолу призвело до скорочення викидів СО на 37, 5% та збільшення викидів NO<sub>x</sub> на 9 %.

Автори праці [1] досліджували зразки біодизеля на основі відпрацьованої



харчової олії та вивчали характеристики роботи дизельного двигуна на цих зразках біодизеля. Для досліджень використовували чотиритактний одноциліндровий дизельний двигун з регульованою частотою обертання 1200...1600 об/хв., а інші робочі параметри двигуна залишалися незмінними. Зазначено, що паливні суміші (20% БДП + 80% ДП) та (5% БДП + 95% ДП) мають прийнятні показники за вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах ДВЗ. Хоча рівень викидів складних вуглеводнів та СО значно скоротився, проте вміст  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах значно виріс.

В роботах [11, 12, 15] науковці навели результати дослідження, в яких спостерігалось зниження термічного ефективного ККД дизельного двигуна при збільшенні в паливній суміші концентрації біодизеля з мадуки індійської. Для 100% біодизельного палива з цієї рослини максимальне зниження термічного ефективного ККД двигуна мало місце при повному його навантаженні. Відпрацьовані гази відзначалися високим вмістом шкідливих речовини.

В праці [8] досліджено характеристики роботи та склад викидів дизельного двигуна на БДП з додаванням води та наночасточок оксиду церію. Встановлено, що термічний ефективний ККД двигуна зростає при роботі на паливній суміші (5 % БДП + 95 % ДП +7 %  $\text{H}_2\text{O}$  + наночасточки церію) на 13,5% та на 6% вищий ніж при роботі двигуна на паливних сумішах (5% БДП + 95 % ДП) та (5% БДП + 95 % ДП +7%  $\text{H}_2\text{O}$ ). У першому випадку викиди СО були на 42 % нижчими, а в двох інших – лише на 3%. Вміст важких вуглеводнів та  $\text{NO}_x$  у відпрацьованих газах двигуна зріс на 14 % при його роботі на паливній суміші (5%БДП + 95% ДП +7% вода +  $90 \cdot 10^{-6} \text{CeO}_2$ ). Проте вміст  $\text{NO}_x$  все ще був на 21 % нижчим за суміш (5%БДП + 95% ДП). Загалом процес згорання палива в циліндрах двигуна протікав набагато краще завдяки додаванню наночасточок оксиду церію до палива (5%БДП + 95% ДП +7% $\text{H}_2\text{O}$ ).

Оскільки в [1, 3, 6, 8–10, 15, 16, 20, 24, 28] не розглядалися біопалива на основі олії культур, які вирощуються на території України, то планується вивчити закономірності впливу фізико-хімічних властивостей біодизеля з олії цих культур на експлуатаційні характеристики роботи дизельного двигуна.

## **1.2. Вплив температури на фізико-хімічні властивості дизельного біопалива**

В працях [29] досліджено вплив температури на фізико-механічні властивості біопалива з різних олійних культур.

Для проведення аналізу використано метилові ефіри на основі ріпакової (РМЕ) та соєвої (СМЕ) олії. Температурні зміни кінематичної в'язкості РМЕ та СМЕ від температури навколишнього середовища представлено в Додатку А.

Графічна залежність свідчить, що в досліджуваному температурному діапазоні РМЕ скрізь мав вищу в'язкість приблизно на 19% ніж СМЕ.

Суттєве нелінійне зростання в'язкості РМЕ та СМЕ спостерігається при температурах нижчих від +8 °С. При підвищенні температури від плюс 8 до плюс 20°С кінематична в'язкість обох видів палива знижується лінійно і зменшує своє значення на цьому інтервалі в середньому на 27% [21–23].

Результати [29] свідчать, що ефективний діапазон використання для даних проб палива, в якому кінематична в'язкість дизельного біопалива не буде чинити суттєвий вплив на роботу двигуна, знаходиться при температурах вищих за плюс 10°С. Як при високому, так і при низькому значенні кінематичної в'язкості, робота системи подачі палива та процесів сумішоутворення і згоряння порушується. При зниженні в'язкості паливо просочується через зазори плунжерних пар паливного насоса високого тиску, що призводить до зменшення циклової подачі, зниження тиску впорскування, паливо може підтікати через розпилювачі форсунок, погіршується режим змащування плунжерних пар, що призводить до їх інтенсивного зношування. Якщо в'язкість палива зростає, то зменшується швидкість його транспортування мережею трубопроводів, негативно протікає явище сумішоутворення (паливо довше випаровується, тому що під час його розпилення утворюються великі за розміром краплини рідини, що зменшує дальnobійність струменю та скорочує довжину факела), також відбувається неповне згоряння пального та інтенсивне утворення на поверхнях циліндрів нагару [4, 7, 30, 31].

Згідно ДСТУ 7688:2015 максимально допустима кінематична в'язкість для палива становить  $6 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Для зазначених проб дизельного біопалива (додаток А) вказане значення в'язкості буде досягнуто для СМЕ при температурі  $+10^\circ\text{C}$ , для РМЕ – при  $+17,5^\circ\text{C}$ . Проте ці показники для дизельного біопалива можуть дещо різнитися залежно від початкового хімічного складу олії, з якої виготовлене біопаливо та способу його очищення. Найкращі властивості дизельне паливо має при в'язкості  $2,5\text{--}4,0 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Для біодизеля такому значенню в'язкості відповідає діапазон температур  $+30\text{...} +45^\circ\text{C}$ , тому доцільно підігрівати паливо саме до такої температури [5, 2, 13, 18, 19, 26].

### **1.3. Аналіз існуючих конструкцій підігрівачів палива**

Серед розглянутих підігрівачів виділимо декілька найбільш перспективних для модернізації і удосконалення [17, 25–27].

Пристрій для підігрівання рідкого палива в двигуні внутрішнього згорання за авторським свідоцтвом №1160089 (додаток Б, рис. 1). Перед пуском двигуна, оскільки паливо, що подається в двигун не підігріте, блок 11 управління підключає електронагрівач 9 до джерела живлення, в зв'язку з чим паливо, що знаходиться в паливній камері 3, нагрівається і забезпечує легкий пуск і стійку роботу двигуна в режимі прогрівання. Після прогрівання двигуна рідина, що проходить через камеру нагрівання 4, через криволінійну перегородку 2 передає тепло рідкому паливу, що проходить через камеру 3. Оскільки перегородка 2 виконана криволінійною, то забезпечується висока ефективність теплообміну між паливом і рідиною.

Рідке паливо, що подається через патрубок 5 в нижню частину паливної камери 3, підігрівається теплом, що виділяється в електронагрівачі 9 при охолодженні рідини, і, піднімаючись вгору, подається до дозуючого пристрою системи живлення через патрубок відведення 6. Із збільшенням температури нагрівання палива його щільність знижується, у зв'язку з чим при заданій температурі палива поплавков 12 зміщується вниз, а тензоелемент 14 видає на вхід блоку 11 управління сигнал, за яким електронагрівач 9 відключається від джерела живлення. Після цього нагрівання рідкого палива здійснюється

теплом, яке виділяє рідина, що проходить через камеру нагрівання 4. Якщо теплоти, що відводиться від рідини, не вистачає для підігрівання палива до заданої температури, то підвищення щільності палива піднімає вгору поплавки 12, а тензоелемент 14 подає сигнал на вхід блоку 11 управління, який реалізовує підключення електронагрівача 9 до джерела живлення. Після нагрівання палива до заданої температури електронагрівач 9 виключається.

Недоліком конструкції є те, що вона не забезпечує рівномірне нагрівання палива. Це знижує точність підтримування сталої температури палива, особливо під час пуску двигуна та його роботи в умовах низьких температур.

Підігрівач палива за АС №2022150 (додаток Б, рис. 2). Пристрій підключають до джерела живлення ДВС при мінусовій температурі навколишнього повітря перед запуском ДВС за допомогою контактів 6 і 7. Струм проходить через струмопровідну пружину 8, додаткові термоелектропровідні елементи 3, досягає напівпровідникових нагрівальних елементів 4, які, нагріваючись, віддають теплоту елементам 2 і 3. Внаслідок того, що термоелектропровідні елементи виконані у вигляді окремих пластин, останні всією поверхнею беруть участь в передачі тепла від нагрівального елемента до рідини. Холодне паливо надходить в корпус 1 через розташовані у верхній кришці 9 корпусу штуцер 10 і отвір 11. Обтікаючи розміщений в корпусі 1 елемент 3 з голкоподібними виступами 19, паливо нагрівається і надходить до отворів 12. При цьому отвір 12 (фігура 3) розташований напроти нагрівачів 4, щоб потік палива, обтікаючи їх, забезпечував максимальну тепловіддачу. Через отвори 12 нагріте паливо перетікає на нижню частину елемента 2 і, переміщаючись від периферії до центру, обтікає голкоподібні виступи 17, нагріваючись ще більше. Нагріте паливо відводиться через штуцер 15. Конструкція є складною, що призводить до зниження надійності її роботи.

Пристрій для підігрівання палива і стабілізації його температури АС №2002095 (додаток Б, рис. 3). Паливо надходить через штуцер 18 в кільцеву канавку 21. Далі через отвір паливо надходить в канал 8, де омиває термочутливий елемент 7 і потім, через штуцер 5, подається в паливну систему двигуна. Якщо температура палива нижче за необхідну, то обичайка 11,

закріплена на силовому штокові 9, перекриває вікна ряду, розташованого в зоні кільцевої канавки 21. Паливо із канавки 21 через канал 19, де воно через стінку корпусу 1 нагрівається за рахунок теплоти рідини системи охолодження, і вікна, розміщені у днищі 2 корпусу 1, надходить у внутрішню порожнину, утворену напрямною 3, обичайкою 11 і днищем 2, а потім в канал 8.

Якщо температура палива вища за потрібну, то силовий шток 9 термочутливого елемента 7 переміщує закріплену на ньому обичайку 11 вліво, повністю або частково перекриваючи вікна, розташовані у днищі 2 і відкриваючи вікна, розміщені в зоні кільцевої канавки 21, відкриваючи доступ палива безпосередньо із канавки 21 в канал 8. Таким чином, здійснюється стабілізація температури палива на виході з пристрою. Підігрівання палива в каналі 19 здійснюється за рахунок теплоти рідини системи охолодження двигуна, що надходить через штуцер 16 в зазор 14, потім в канал 15 і штуцер 17. Дана конструкція підігрівача має низьку точність регулювання.

Спосіб температурної підготовки палива для двигунів, патент на корисну модель №21673 Україна (додаток Б, рис. 4). У запропонованому способі застосовано систему додаткового підігрівання палива. У даній схемі завдання – забезпечити ефективне функціонування автотракторного двигуна при знижених температурах навколишнього середовища та при переході на більш в'язке паливо – вирішене за допомогою двостадійного його нагрівання: I стадія підігрівання палива здійснюється перед фільтром грубого очищення, а II стадія – після паливного насоса високого тиску перед форсунками.

#### **1.4. Висновки до розділу 1**

Проаналізувавши розглянуті конструкції підігрівачів палива, встановлено, що всі вони мають недоліки. Отже, нова конструкція підігрівача палива повинна бути надійною, забезпечувати необхідну температуру нагрівання палива при мінімальних витратах енергії. Також вона повинна бути простою у виготовленні і обслуговуванні, економічно обґрунтованою.

## РОЗДІЛ 2

### ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБЛАДНАННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА БІОПАЛИВІ

#### 2.1. Обґрунтування конструкції підігрівача дизельного палива

Підігрівач дизельного палива транспортного засобу (рис. 2.1) містить корпус 1 у вигляді циліндричної труби з патрубком 2 для підведення і патрубком 3 для відведення палива і розміщений усередині корпусу 1 співвісний йому тепло-передавальний елемент у вигляді труби 4 з фланцями 5 і 6 для циркуляції теплоносія з рідинного контуру системи охолодження дизеля. Для правильної установки труби 4 в корпусі 1 існує штифт 7. На зовнішній поверхні труби між патрубками 2 і 3 виконані багатозахідні гвинтові ребра 8, які створюють у міжтрубному просторі гвинтові канали 9, які сполучені з патрубками. На зовнішній поверхні корпусу між патрубками 2 і 3 розміщені електронагрівальні елементи 10. Вони встановлені в гнізда на корпусі і фіксуються контактною пластиною 11, сполученою позитивною клемою з джерелом живлення, і тепловим екраном 12 за допомогою гвинтів 13. Навпроти позисторів вершини 14 ребер усічені таким чином, що між ними і внутрішньою поверхнею корпусу утворені поздовжні канали (зазори) 15, прохідний переріз яких становить, переважно, 2–4% від загального прохідного перерізу гвинтових каналів 9. Вершини решти частини ребер в поперечному перерізі корпусу по його периметру зв'язані з внутрішньою поверхнею корпусу.

Перед запуском двигуна на нагрівач подають електроживлення. Під дією теплоти, що виділяється, позисторами прогріваються стінки, між якими утворений поздовжній зазор, і це забезпечує руйнування парафінових фракцій, прокачування палива через зазор та впевнений запуск і роботу дизеля на холостому ході. При цьому ефект прогрівання палива від позисторів посилюється прогріванням його від рідкого теплоносія. Надалі, по мірі прогрівання двигуна температура охолоджувальної рідини підвищується,

збільшується тепловіддача, нагрівач повністю розблоковується від парафіну, рух палива забезпечується по всьому прохідному перерізу, нагрівач виходить на робочий режим і позистори відключаються.

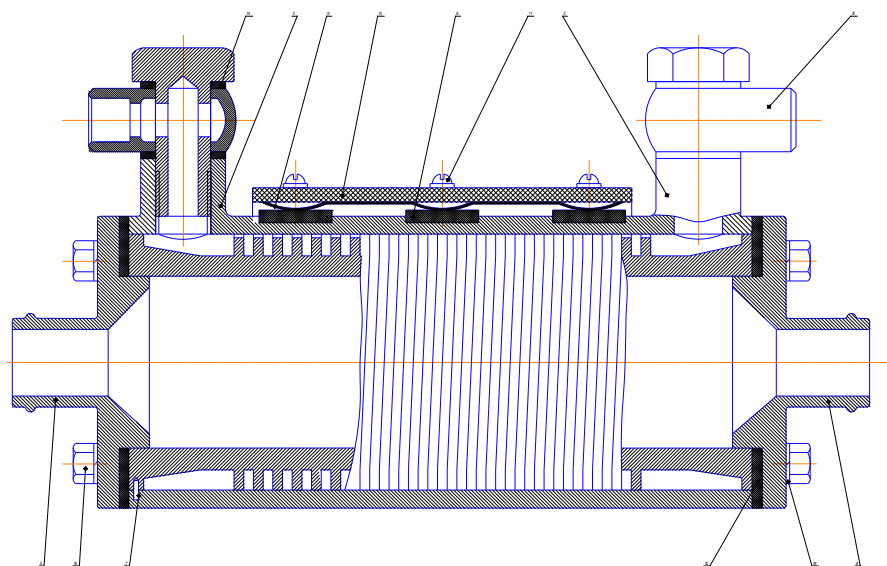


Рис. 2.1. Нагрівач біопалива: 1 – корпус; 2, 3 – патрубки для підведення і відведення палива відповідно; 4 – теплопередавальний елемент; 5, 6 – фланці для циркуляції відпрацьованих газів; 7 – штифт; 8 – гвинтові ребра; 9 – гвинтові канали; 10 – позистор; 11 – контактна пластина; 12 – кришка; 13 – гвинти; 14 – вершини ребер; 15 – подовжні канали (зазор).

Під час прогрівання двигуна, коли рух палива здійснюється по всьому прохідному перерізу всередині корпусу нагрівача, виконання ребер, зв'язаних вершинами з внутрішньою поверхнею корпусу на більшій частині периметра його поперечного перерізу, сприяє додатковому підвищенню ефективності роботи нагрівача. Найбільша ефективність досягається в тому випадку, коли прохідний переріз подовжнього каналу 15 складає від 2–4% загального прохідного перерізу гвинтового каналу усередині корпусу.

Таким чином, використання комбінації обрешеної (на більшій частині прохідного перерізу) і необрешеної (у вигляді подовжнього зазору) поверхонь у напрямі руху палива за наявності позисторів навпроти цього зазору забезпечує підвищення ефективності роботи нагрівача, і, як наслідок, підвищення надійності пуску двигуна при негативних температурах навколишнього повітря і надійну роботу в після-пусковий період.

## 2.2. Моделювання енергетичних показників дизельного двигуна транспортного засобу

Рівняння визначення обертового моменту двигуна за [32] має вигляд:

$$T_{\partial} = P_e / \omega, \quad (2.1)$$

де  $T_{\partial}$  – обертовий момент двигуна, Н·м;  $\omega$  – кутова швидкість колінчатого валу ДВЗ;  $P_e$  – ефективна потужність двигуна, Вт.

Запишемо залежність для визначення  $P_e$  через витрати палива та його теплоту згорання:

$$P_e = \eta_e \cdot Q_{нал}^h \cdot G_{нал}, \quad (2.2)$$

де  $\eta_e$  – ефективний ККД дизельного ДВЗ, що працює на дизелі паливі;  $Q_{нал}^h$  – нижча теплота згорання дизелю, Дж/кг;  $G_{нал}$  – витрата палива, кг/с.

Запишемо залежність паливної витрати, вираженої через значення циклової подачі насоса (паливного):

$$G_{нал} = m \cdot \omega \cdot g_{цикл} / 2\pi, \quad (2.3)$$

де  $m$  – кількісна подача палива за оберт дизельного ДВЗ, 1/об;  $g_{цикл}$  – кількість палива, яке надходить в камери згорання ДВЗ за впорскування, кг.

Виходячи з конструкції насоса циклова подача розраховується [18, 32]:

$$g_{цикл} = \mu_{пл} \cdot \rho \cdot h_{хп} \cdot S_{пл}, \quad (2.4)$$

де  $\mu_{пл}$  – коефіцієнт подачі дизелю плунжером насоса паливного;  $\rho$  – щільність дизеля, кг/м<sup>3</sup>;  $h_{хп}$  – робочий хід плунжера, м;  $S_{пл}$  – площа пари плунжерної, м<sup>2</sup>.

Виходячи з рівнянь (2.1–2.4) виразимо залежність для визначення  $T_{\partial}$ :

$$T_{\partial} = \eta_e \cdot Q_{нал}^h \cdot m \cdot \mu_{пл} \cdot \rho \cdot h_{хп} \cdot S_{пл} / 2\pi. \quad (2.5)$$

Математична залежність для розрахунку тягової сили:

$$F = (\eta_e \cdot Q_{нал}^h \cdot m \cdot \mu_{пл} \cdot \rho \cdot h_{хп} \cdot S_{пл} / 2\pi - T_1 / (i_1 \cdot \eta_1)) [(1 - \delta) \cdot i_2 \cdot \eta_2] / r_{кв}. \quad (2.6)$$

де  $r_{кв}$  – радіус колеса ведучого, м;  $i_1$ ,  $i_2$  – передаточне відношення трансмісії валу ВП та трансмісії від двигуна до ведучих коліс відповідно;  $\eta_1$  та  $\eta_2$  – відповідно ККД трансмісії валу ВП та ККД трансмісії ТЗ;  $\delta$  – коефіцієнт буксування ведучих коліс ТЗ.



### 2.3. Моделювання показників енергоефективності транспортного засобу при роботі на біодизельному паливі

При роботі транспортного засобу на біодизельному паливі порівняно з дизельним відмічено збільшення годинної витрати палива за умов однакового навантаження. Це явище пояснюється їх відмінними паливними властивостями завдяки різному хімічному складу. При роботі транспортного засобу на цих видах палива при однаковій частоті обертання колінчастого валу забезпечення однакової тягової сили на заданій передачі під час здійснення технологічних операцій є можливим за наступної умови:

$$\eta_e \cdot Q_{нал}'' \cdot m \cdot \mu_{мп.б} \cdot \rho \cdot h_{хп} \cdot S_{мп} = \eta_{е.б} \cdot Q_{нал.б}'' \cdot m \cdot \mu_{мп.б} \cdot \rho_b \cdot h_{хп.б} \cdot S_{мп}, \quad (2.7)$$

$\eta_{е.б}$  – ефективний ККД при роботі ДВЗ на біодизелі;  $Q_{нал.б}''$  – нижча теплота згоряння біодизелю, Дж/кг;  $\mu_{мп.б}$  – коефіцієнт подачі біодизелю плунжером насоса паливного;  $\rho_b$  – щільність біодизеля, кг/м<sup>3</sup>;  $h_{хп}$  – робочий хід плунжера на біодизелі, м.

Запишемо рівняння розрахунку фактичного коефіцієнта ефективності використання біодизелю через годинні витрати палива:

$$\mu_{мп.б} = G_{нал} / G_{нал.б} = \eta_e \cdot Q_{нал}'' / \eta_{е.б} \cdot Q_{нал.б}'', \quad (2.8)$$

де  $G_{нал.б}$  – витрата біодизелю за годину, кг/год.

Рівняння (2.8) виразимо через теплотворні здатності вказаних палив:

$$\mu_{мп.б}^{\max} = Q_{нал.б} / Q_{нал}, \quad (2.9)$$

де  $\mu_{мп.б}^{\max}$  – коефіцієнт ефективності використання біодизеля (максимальне значення).

З залежності (2.9) випливає, що співвідношення витрат досліджуваних палив обернено пропорційні співвідношенню їх теплотворних здатностей та ефективних ККД дизельного ДВЗ при роботі на зазначених паливах. Коефіцієнт зменшення ефективності експлуатації двигуна на ДБП порівняно з ДП:

$$\mu_{змп.б} = \mu_{мп.б} / \mu_{мп.б}^{\max} = \eta_{е.б} / \eta_e, \quad (2.10)$$

де  $\mu_{змп.б}$  – показник зменшення ефективності експлуатації двигуна на ДБП порівняно з ДП.

Математична залежність для розрахунку тягової сили:

$$F = (\mu_{зпн.б} \cdot \eta_{е.б} \cdot Q_{нал.б}^n \cdot m \cdot \mu_{пн} \cdot \rho \cdot h_{хп} \cdot S_{пн} / 2\pi - T_1 / (i_1 \cdot \eta_1)) [(1 - \delta) i_2 \cdot \eta_2] / r_{кв}. \quad (2.11)$$

Отже, за рахунок введення в рівняння (2.6) значення  $\mu_{зпн.б}$  отримано уточнене значення тягової сили транспортного засобу при роботі на біодизелі.

#### 2.4. Моделювання динамічних параметрів роботи транспортного засобу на біодизелі

Динаміка зміни частоти обертання колінчатого валу ДВЗ залежно від виду палива та паливободачі при виконанні технологічних операцій становить:

$$\begin{aligned} & [(1 - \delta)(m_{ез} + m_{мп})r_{кв}^2 i_2^{-1}] d\omega / dt = \\ & = (\mu_{зпн.б} \cdot \eta_{е.б} \cdot Q_{нал.б}^n \cdot m \cdot \mu_{пн} \cdot \rho \cdot h_{хп} \cdot S_{пн} / 2\pi - T_1 / (i_1 \cdot \eta_1)) [(1 - \delta) i_2 \cdot \eta_2] / r_{кв} - g \cdot m_{ез} \cdot r_{кв} \cdot \zeta - \\ & - g \cdot m_{мп} \cdot \zeta' \cdot r_{кв} - r_{кв} \cdot \mu \cdot c \cdot d - \omega^2 (r_{кв} \cdot \phi \cdot d (r_{кв} (1 - \delta) / i_2)^2 + \mu_3 S_3 r_{кв}^3 (1 - \delta)^2 / i_2^2) \end{aligned} \quad (2.12)$$

де  $a$  – ширина шару ґрунту, що обробляється, м;  $\phi$  – коефіцієнт співвідношення швидкості відкидання ґрунту до швидкості плуга,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$ ;  $m_{ез}$  та  $m_{мп}$  – відповідно маса енергозасобу та машини робочої, кг;  $\zeta'$  – сумарний коефіцієнт тертя кочення колеса плуга та плуга об ґрунт;  $\mu$  – питомий опір деформації ґрунту,  $\text{Н}/\text{м}^2$ ;  $\zeta$  – коефіцієнт тертя кочення коліс енергозасобу об опорну поверхню;  $d$  – глибина шару ґрунту, що обробляється, м.

Рівняння (2.12) справедливе лише для певного режиму роботи ДВЗ при заданому навантаженні, якому притаманні певні значенням ефективного ККД двигуна, який змінюється залежно від режиму його роботи. Ефективний ККД двигуна розраховується як відношення кількості теплоти, що перейшла в роботу на колінвалу ДВЗ до кількості теплоти, підведеної за цикл:

$$\eta_e = 3,6 / Q_{нал} \cdot g_e, \quad (2.13)$$

де  $g_e$  – питома витрата палива при ефективній потужності ДВЗ,  $\text{кг}/(\text{Вт} \cdot \text{с})$ .

Ефективний ККД залежно від кутової швидкості колінвалу ДВЗ може бути записаний у вигляді поліному другого порядку:

$$\eta_{е.б} = \lambda \omega^2 + \gamma \omega + \chi, \quad (2.14)$$

де  $\lambda$ ,  $\gamma$ ,  $\chi$  – коефіцієнти апроксимації ( $\lambda = -6,2 \cdot 10^{-6}$ ;  $\gamma = 17,8 \cdot 10^{-4}$ ;  $\chi = 0,27$ ).

Замінімо складові рівняння:

$$A = (1 - \delta)(m_{mp} + m_{es})r_{кв}^2 / i_2; \quad G = \mu_{зшн.б} \cdot Q_{нал.б}^h \cdot m \cdot \mu_{шн} \cdot \rho \cdot h_{шн} \cdot S_{шн} (1 - \delta_{\sigma}) \eta_2 i_2 / 2\pi;$$

$$C = r_{кв} \phi \cdot c \cdot d \left( (1 - \delta_{\sigma}) r_{вк} / i_2 \right)^2 + \mu_3 S_3 r_{кв}^3 (1 - \delta_{\sigma})^2 / i_2^2 = (\mu_3 S_3 + \phi \cdot c \cdot d) r_{кв}^3 (1 - \delta_{\sigma})^2 / i_2^2;$$

$$H = T_1 (1 - \delta_{\sigma}) \eta_2 i_2 / i_1 \eta_2;$$

$$I = g \cdot \zeta \cdot m_{es} \cdot r_{кв} + g \cdot \zeta' \cdot m_{mp} \cdot r_{кв} + r_{кв} \mu \cdot c \cdot d = r_{rd} (g \cdot \zeta' \cdot m_{mp} + g \cdot \zeta \cdot m_{es} + \mu \cdot c \cdot d),$$

Отже, маємо:

$$A d\omega / dt = G \lambda \omega^2 - C \omega^2 - I - H + G \chi + G \gamma \omega. \quad (2.15)$$

Замінімо  $P = (G \lambda - C) / A$ ;  $L = G \gamma / A$ ;  $K = (G \chi - H - I) / A$

Виконавши проміжні заміни та перетворення, отримаємо з рівняння (2.15) наступний вираз:

$$\omega = \frac{\sqrt{L^2 - 4PK} \left( \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) + 1 \right)}{2P \left( 1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) \right)} +$$

$$+ \frac{L \left( \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) - 1 \right)}{2P \left( 1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) \right)}. \quad (2.16)$$

Замінімо в рівнянні (2.16)  $J = \sqrt{L^2 - 4PK}$ , тоді отримаємо:

$$\omega = (J(S + 1) / (1 - S) - L) / 2P. \quad (2.17)$$

Розв'язок диференційного рівняння динаміки руху транспортного засобу, з врахуванням кутової швидкості колінчастого вала запишемо:

$$2P\omega + L = J \left( 2P\omega + L + J \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} \right) / (2P\omega + L) \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} + J,$$

Виконавши проміжні математичні операції і скоротивши вираз отримаємо квадратне рівняння виду:

$$P\omega^2 + L\omega + K = 0. \quad (2.18)$$

Введемо в рівняння (2.18) показник витрати палива транспортним засобом і виконавши певні перетворення отримаємо:

$$G = (I + H + C\omega^2) / (\chi + \gamma\omega + \lambda\omega^2), \quad (2.19)$$

Запишемо рівняння (2.19) за параметром циклової подачі біодизелю. Отже, рівняння визначення питомої та годинної витрати біодизеля наступні:

$$G_{нал.б} = 3600(I + H + C\omega^2)\omega / [\mu_{зн.б} \cdot Q_{нал.б}^n \cdot \eta_2 \cdot i_2 \cdot (1 - \delta_б) (\chi + \gamma\omega + \lambda\omega^2)], \quad (2.20)$$

де  $G_{нал.б}$  – витрата біодизеля за годину, кг/год.

$$g = 360010^6 / \mu_{зн.б} \cdot Q_{нал.б}^n (\chi + \gamma\omega + \lambda\omega^2), \quad (2.21)$$

де  $g$  – питома витрата біодизеля, г/(кВт год).

Отже, виведено рівняння для визначення питомої та годинної витрати біодизеля при русі енергозасобу без прискорення.

## 2.5. Моделювання процесу нагрівання палива в паливній ємності

Наукові дослідження вказують на необхідність попереднього нагрівання біодизеля в холодну пору року в паливній ємності транспортного засобу.

Рівняння теплового балансу, у загальному вигляді, для розрахунку кількості теплоти, яку слід підвести до паливної ємності і підігріти біодизель, щоб його безперешкодно прокачувати в системі та фільтрувати:

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4 = 0, \quad (2.22)$$

де  $Q_4$  – потік теплоти, який надходить в навколишнє середовище завдяки теплообміну теплообмінника та поверхні паливної ємності, Вт.  $Q_3$  – потік теплоти, що надходить до палива при нагріванні його до потрібної температури, Вт;  $Q_2$  – потік теплоти, що передається корпусу паливної ємності, Вт;  $Q_1$  – потік теплоти, що передається біодизелю гарячим теплоносієм системи охолодження ДВЗ в процесі її охолодження, Вт.

Функціональна залежність між температурою та сумою потоків теплоти у часі визначається диференціальним рівнянням, яке для стаціонарного процесу теплообміну при нагріванні біодизеля можна записати як:

$$Q_1 - Q_4 = (m_{обл} c_{обл} + m_б c_б) dt / d\tau, \quad (2.23)$$

де  $c_{обл}$  та  $c_б$  – відповідно питома теплоємність матеріалу паливної ємності та біодизелю, Дж/кг<sup>°</sup>С;  $\tau$  – тривалість нагрівання, с;  $m_{обл}$  – маса паливної ємності, кг/с;  $m_б$  – маса біодизеля в паливній ємності, кг.

Запишемо рівняння теплового потоку, який передається від

охолоджуючої рідини до біодизеля у паливній ємності:

$$Q = k_1 S_{заг} ([t_1 + t_2] / 2 - t_6), \quad (2.24)$$

де  $t_6$  – температура біодизеля в паливній ємності, °C;  $t_1$  та  $t_2$  – значення, (відповідно на виході та на виході з теплообмінника) температури тіла охолодження, °C;  $S_{заг}$  – загальна площа теплообміну між біодизелем та нагрівальним тілом, м<sup>2</sup>;  $k_1$  – коефіцієнт теплопередачі через плоску стінку між біодизелем та нагрівальним тілом, Вт/м<sup>2</sup>°C.

Втрати потоку теплоти в навколишнє середовища з поверхні теплообмінника та паливної ємності виразимо:

$$Q_4 = k_2 S_{зов1} (t_4 - t_3) + k_3 S_{зов2} ([t_1 + t_2] / 2 - t_6), \quad (2.25)$$

де  $S_{зов1}$  та  $S_{зов2}$  – відповідно площі зовнішніх поверхонь теплообмінника та паливної ємності, які контактують з оточуючим середовищем, м<sup>2</sup>;  $k_1$  та  $k_2$  – коефіцієнти передачі теплоти через зовнішні стінки паливної ємності та теплообмінника до оточуючого середовища, Вт/м<sup>2</sup>°C;  $t_3$  – температура оточуючого середовища, °C.

Виходячи з залежностей щодо визначення теплових потоків формула (2.25) запишеться як:

$$(m_{обл} c_{обл} + m_6 c_6) dt / d\tau = k_1 S_{заг} ([t_1 + t_2] / 2 - t_6) - k_2 S_{зов1} (t_4 - t_3) - k_3 S_{зов2} ([t_1 + t_2] / 2 - t_6), \quad (2.26)$$

звідки

$$(m_{обл} c_{обл} + m_6 c_6) \frac{dt}{d\tau} = \frac{(k_1 S_{заг} - k_3 S_{зов2}) [t_1 + t_2]}{2} - (k_1 S_{заг} + k_2 S_{зов1}) t_6 + (k_3 S_{зов2} + k_2 S_{зов1}) t_3 \quad (2.27)$$

Введемо в залежність (2.27) заміни:

$$X = (k_1 S_{заг} + k_2 S_{зов1}) t_6; \quad Y = (k_3 S_{зов2} + k_2 S_{зов1}) t_3 + (k_1 S_{заг} - k_3 S_{зов2}) [t_1 + t_2] / 2,$$

рівняння (2.27) матиме наступний запис:

$$(m_{обл} c_{обл} + m_6 c_6) dt / d\tau = X - Y t_6, \quad (2.28)$$

Провівши інтегрування диференційного рівняння (2.59), отримаємо рівняння невизначених інтегралів:

$$(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma}) \int \frac{dt}{X - Yt_{\sigma}} = \int d\tau. \quad (2.29)$$

Розв'язком невизначеного інтегралу (2.29) є залежність:

$$-\ln(X - Yt_{\sigma}) \frac{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})}{Y} = \tau, \quad (2.30)$$

або

$$\ln(X - Yt_{\sigma}) = -\frac{Y}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau. \quad (2.31)$$

Підставивши межі інтегрування, отримаємо визначений інтеграл:

$$(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma}) \int_{t_{\sigma 1}}^{t_{\sigma 2}} \frac{dt}{X - Yt_{\sigma}} = \int_{\tau_{\sigma}}^{\tau} d\tau. \quad (2.32)$$

Рішення лівої частини рівняння (2.32) за формулою Ньютона-Лейбніца матиме вигляд:

$$\ln(X - Yt_{\sigma 2}) - \ln(X - Yt_{\sigma 1}) = -\frac{X}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau. \quad (2.33)$$

Виконаємо рішення рівняння (2.33) згідно змінної  $T_{КПБ}$  та отримаємо рівняння зміни кінцевої температури теплоносія в залежності від значень параметрів рівняння теплообміну:

$$\ln \frac{(X - Yt_{\sigma 2})}{(X - Yt_{\sigma 1})} = -\frac{X}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau,$$

або

$$\frac{(X - Yt_{\sigma 2})}{(X - Yt_{\sigma 1})} = \exp\left(-\frac{X}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau\right).$$

Звідки

$$t_{\sigma 2} = \frac{X - (X - Yt_{\sigma 1}) \exp\left(-\frac{X}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau\right)}{Y}, \quad (2.34)$$

або

$$t_{\sigma 2} = \frac{X}{Y} \left(1 - \exp\left(-\frac{X}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau\right)\right) + t_{\sigma 1} \exp\left(-\frac{X}{(m_{обл}c_{обл} + m_{\sigma}c_{\sigma})} \tau\right). \quad (2.35)$$

У кінцевому випадку отримаємо:

$$t_{\delta 2} = \frac{(k_1 S_{за2} - k_3 S_{зо2})[t_1 + t_2]/2 + (k_3 S_{зо2} + k_2 S_{зо1})t_3}{(k_1 S_{за2} + k_2 S_{зо1})} \times \left( 1 - \exp\left(-\frac{k_1 S_{за2} + k_2 S_{зо1}}{(m_{обл} c_{обл} + m_{\delta} c_{\delta})} \tau\right) \right) + t_{\delta 1} \exp\left(-\frac{k_1 S_{за2} + k_2 S_{зо1}}{(m_{обл} c_{обл} + m_{\delta} c_{\delta})} \tau\right). \quad (2.36)$$

Рівняння (2.36) встановлює взаємозв'язок між конструкційними та технологічними параметрами рідинного теплообмінника та паливної ємності при попереднього нагрівання біодизеля в ємності для палива.

## 2.6. Висновки до розділу 2

1. Шляхом математичного моделювання виведено рівняння тягової сили транспортного засобу від параметрів подачі біодизеля, його фізико-хімічних характеристик та ефективного ККД дизельного ДВЗ та коефіцієнта зменшення ефективності експлуатації двигуна на ДБП порівняно з ДП.

2. Розроблено математичні рівняння, які, залежно від подачі палива, виду палива і тягового опору енергозасобу та частоти обертання колінчатого валу дизельного ДВЗ, дозволяють розрахувати показники роботи транспортного засобу та відобразити зміни в значеннях цих показників.

3. Реалізовано та введено уточнення до математичних залежностей моделі щодо нагрівання біодизелю в паливній ємності, яка оснащена теплообмінником рідинного типу.

## РОЗДІЛ 3

### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 3.1. Методика проведення експериментального дослідження

Метою роботи є дослідити робочі процеси дизельного двигуна при роботі на суміші дизельного та біодизельного палива. Дослідження виконувалися з використанням двигуна Д-243 (4Ч11/12,5). В якості досліджуваних палив використано: дизельне паливо товарне мінеральне (ДП); суміш 70% ДП та 30% дизельного біопалива (ДБП), виготовленого з рапсової олії; та суміші з 70% ДП та 30%ДБП з попереднім підігріванням в паливній ємності. Система попереднього нагрівання палива з відповідним пристроєм (п. 2.1) монтувалася на дизельному двигуні трактора МТЗ-82. Для вимірювання концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах ДВЗ на кожному з палив (ДП; 70%ДП+30ДБП; 70%ДП+30ДБП+нагрівання) використовували газоаналізатор 325 ФА02 та димомір КІД-2.

Теплове нагрівання біодизелю сприяє його активації та позитивно змінює його фізико-хімічні властивості. Дослідження [28] свідчать, що час розшарювання при температурній обробці біопалива зростає в 15 разів порівняно з непідігрітим паливом. В біодизелі на основі рапсового масла присутня олеїнова кислота. Завдяки кислоті на поверхні деталей ДВЗ утворюються поверхнево активні речовини, що призводить до зростання їх зносостійкості [4]. Попереднє нагрівання покращує властивості біодизеля, підвищує його якість згорання. Під час нагрівання протікає розривання зв'язків в молекулах з подальшим виробленням радикалів. Радикали мають вищу здатність до запалювання порівняно із замкнутими молекулами.

Стендові випробування виконувалися з метою визначення впливу складу біодизеля та температури його нагрівання на зміну його експлуатаційних параметрів. Дослідження проводилися у відповідності до стандартних методик, при проведенні досліджень знімалися регуляторні характеристики роботи



дизельного ДВЗ з одночасною фіксацією зміни екологічних показників роботи.

Під час випробувань гальмування двигуна здійснювалося через ВВП трактора, за допомогою стенда КИ-5543-ГОСНИТИ, обладнаного балансірною машиною, силовимірючим пристроєм для визначення сили гальмування балансірної машини, рідинного реостату для зміни гальмівного зусилля балансірної машини, тахометром вала ротора балансірної машини та під'єднаної до ВВП трактора через коробку передач (КП) за допомогою карданного валу. Загальний ККД стенда (балансиної машини, КП, опори карданного валу) приймався на рівні 0,92.

Основні експлуатаційні показники роботи ДВЗ розраховувалися згідно формул за ГОСТ 18509-88 та інструкції з експлуатації гальмівного стенду. Зміна питомих значень викидів відпрацьованих газів при зміні режиму навантаження двигуна фіксувалися за допомогою газоаналізатора 325 ФА02.

У відповідності з проведеними попередніми дослідженнями був обраний температурний діапазон досліджень нагрівання палива в інтервалі від 88 до 138°C, при завантаженні двигуна в межах від 20 до 40 кВт, що відповідає робочому діапазону потужності при найпоширеніших видах робіт для тракторів. У якості критерію оцінювання впливу температури на експлуатаційні показники роботи двигуна було вибрано питому витрату палива.

Експеримент виконували для досліджуваних факторів, інтервал та рівень варіювання яких наведено в табл. 3.1 за матрицею двофакторного експерименту оптимального плану Бокса-Бенкіна [33].

Таблиця 3.1

### Інтервали та рівні варіювання досліджуваних факторів

Назва фактора	Умовне позначення		Рівні варіювання			Інтервал зміни
			1	0	-1	
Ступінь завантаження ДВЗ	$P_{\delta}$	$(X_2)$	40	30	20	10
Температура нагрівання суміші перед подачею	$t_{\delta}$	$(X_1)$	138	113	88	25

Статистичне оцінювання рівня дисперсії, отриманих результатів проводилося за критерієм Кохрена для 95-% рівня довірчої ймовірності. Адекватність математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Перевірка значимості коефіцієнтів регресії при прийнятій довірчій ймовірності – за критерієм Стюдента [33].

Нагрівання біодизеля здійснювався за допомогою температури відпрацьованих газів ДВЗ, регулювання температури нагрівання біодизеля здійснювали шляхом зміни кількості газів, що проходять через трубчастий теплообмінник. Температуру нагрівання палива перед впорскуванням до циліндру двигуна фіксували контактним способом за допомогою термопари та мікропроцесорного перетворювача температури Овен ТРМ-202 (рис. 3.1). Періодично здійснювався контроль за показниками температури безконтактним методом за допомогою електронного пірометра. Зміна завантаження двигуна виконувалася за допомогою гальмівного стенду КИ-5543-ГОСНИТИ.

Перед початком проведення досліджень здійснювали вимірювання температури оточуючого середовища. Після чого нагрівали ДВЗ при частковому навантаженні до робочої температури, та здійснювали подальшу перевірку регульованих параметрів на відповідність заводській інструкції.



Рис. 3.1. Засоби вимірювання температури палива перед впорскуванням до циліндру двигуна

Важелем ручного керування встановлювалася максимальна подача палива, за допомогою реостата балансірної машини гальмівного стенду, у відповідності до матриці експерименту, створювалося завантаження двигуна.

При проведенні випробувань фіксували: час витрати двигуном 100 г палива; температуру палива перед впорскуванням до циліндру ДВЗ; частоту обертання колінчастого валу ДВЗ; показання силового механізму балансірної машини. Вимірювання параметрів роботи ДВЗ для кожного досліду проводили в трикратній повторності [33].

Під час виконання виробничих випробувань здійснювалися виробничо-хронографічні спостереження за роботою енергозасобу на виконанні відповідної технологічної операції та на певному типі палива. Витрата палива визначалася за допомогою електронних витратомірів палива на базі датчика DFM-90 (додаток В), при застосуванні яких на тракторі штатну лінію повернення палива з головки паливного насоса було закільцьовано таким чином, щоб паливо потрапляло знову на лінію подачі після витратоміра палива.

Таким чином, для дослідження експлуатаційних показників дизельного двигуна застосовано відомі методики, а для проведення експериментальних досліджень зміни екологічних показників роботи двигуна, визначення впливу тягового опору агрегату, вмісту дизельного біопалива в паливній суміші, процесу нагрівання палива в паливній ємності використано адаптовані методики та розроблено відповідне експериментальне обладнання.

### **3.2. Результати експериментального дослідження**

Як відмічалось в роботах [27–30] до недоліків біопалива відноситься його підвищена в'язкість. В'язкість біопалива з рапсової олії, в середньому, є вищою на 5% порівняно з іншими видами біопалива, наприклад з соняшnikової олії. Тому для наближення в'язкості біопалива як у чистому вигляді, так і сумішей на основі дизельного пального з додаванням біодизеля, їх потрібно нагрівати.

Виконані дослідження показують, що циклова подача при роботі на біодизелі та суміші дизеля і біодизеля при температурі 20...30°C збільшується

8...8,5%, а за умови нагрівання до 60...70°C – відповідає потрібній.

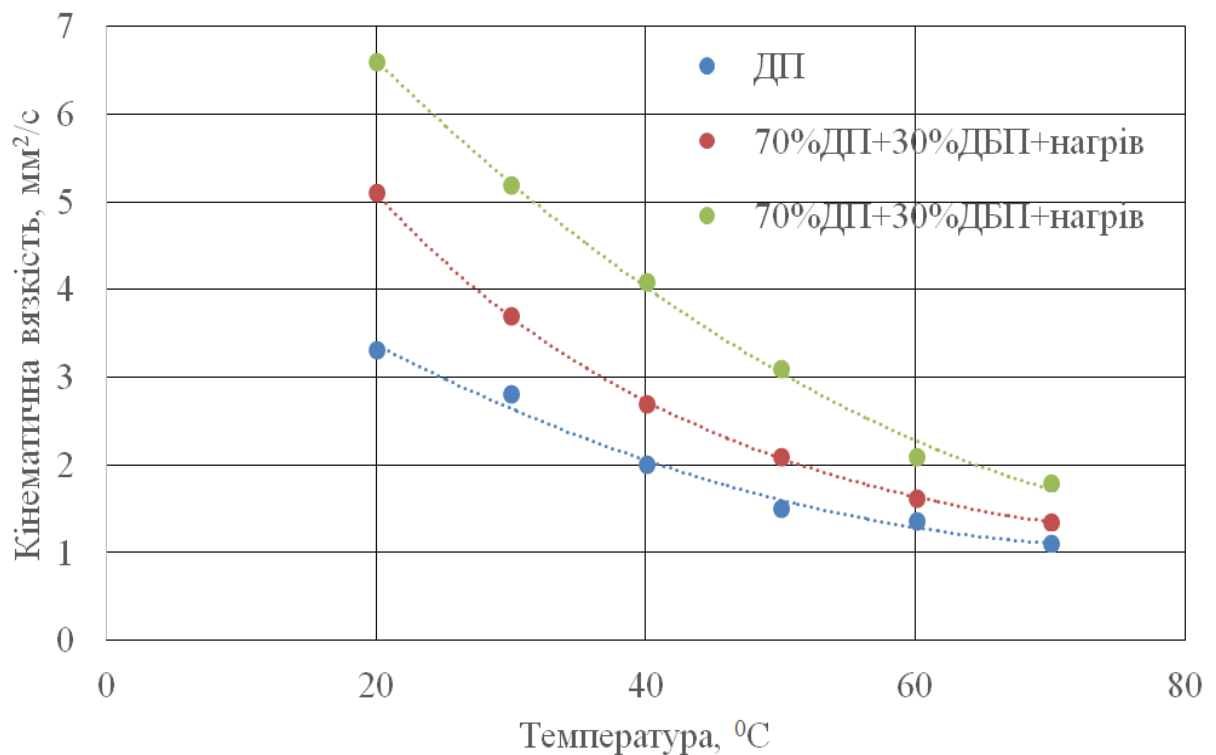


Рис. 3.2. Зміна в'язкості біопалива залежно від температури

За результатами експериментальних досліджень отримано рівняння регресії питомої витрати суміші 70% ДП та 30% БДП від ступеня завантаження дизельного ДВЗ та температури суміші перед подачею в ДВЗ:

$$g = 969,6 - 6,387t_{\delta 1} - 19,4P_{\delta} + 0,03t_{\delta 1}^2 + 0,43P_{\delta}^2 + 0,0117t_{\delta 1} \cdot P_{\delta}, \quad (3.1)$$

де  $P_{\delta}$  – потужність двигуна, кВт;  $t_{\delta 1}$  – температури суміші 70% ДП та 30% БДП перед подачею в ДВЗ, °C;  $g$  – питома витрата суміші 70% ДП та 30% БДП, г/(кВт год).

Перевірка адекватності математичної моделі експериментальним даним за критерієм Фішера показала, що отриману модель можна вважати адекватною з 95 %-ною ймовірністю, оскільки  $F_{роз}=3,78$ , що менше  $F_{теор}=4,5$ .

За рис. 3.3 можемо спостерігати зміну питомих витрат суміші 70% ДП та 30% БДП, які описуються параболічною функцією.

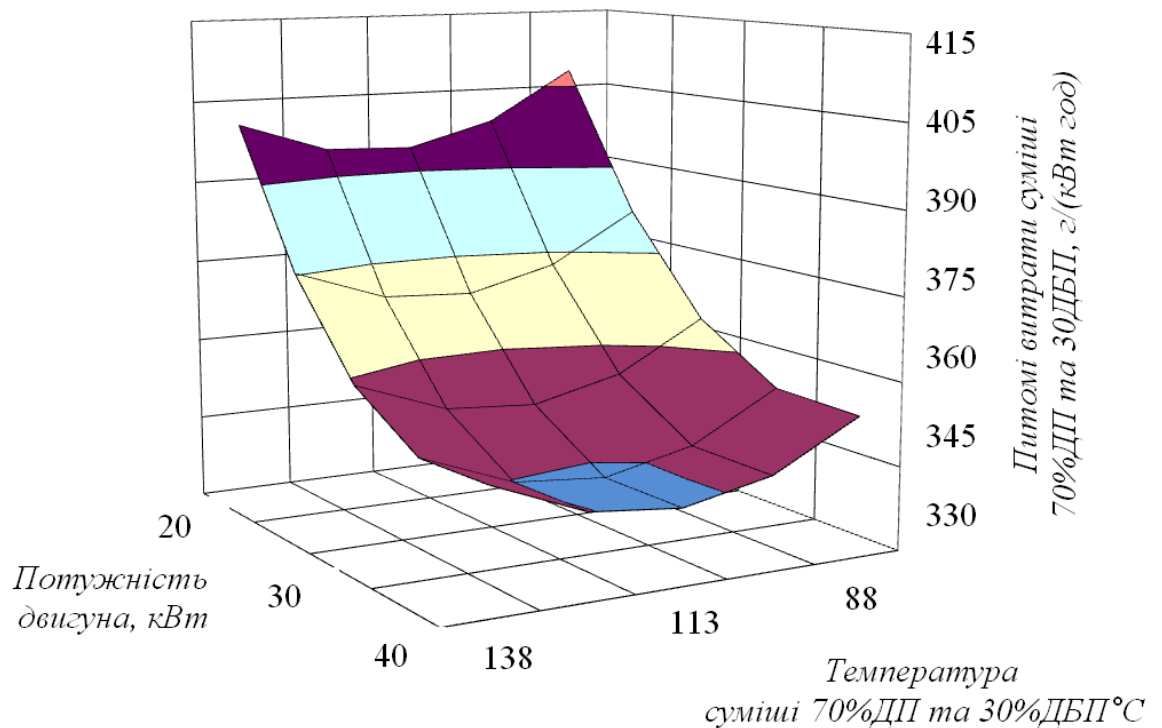


Рис. 3.3. Залежність питомої витрати суміші 70% ДП та 30% БДП від ступеня завантаження двигуна та температури суміші

При зміні навантаження дизельного ДВЗ та зростанні температури функція має оптимум. Мінімальне значення функції спостерігається при навантаженні дизельного двигуна 34 кВт і при температурі суміші 70% ДП та 30% БДП рівній 116 градусів.

За графічними залежностями (3.4) зростання температури суміші 70% ДП та 30% БДП призводить до поступового зниження її витрати. Мінімальне значення питомої витрати суміші 70% ДП та 30% БДП в розмірі 318 г/(кВт год) має місце при навантаженні на дизельний ДВЗ потужністю 38 кВт. За умови завантаження двигуна 30 кВт питомі витрати суміші 70% ДП та 30% БДП складають 332 (г/кВт год). За умови завантаження двигуна 20 кВт питомі витрати суміші 70% ДП та 30% БДП складають 391 (г/кВт год). Дані числові значення притаманні діапазону температури суміші 70% ДП та 30% БДП 112...122°C. Для всіх графіків рис. 3.3. характер зміни залежностей витрати суміші 70% ДП та 30% БДП від температури його нагрівання є подібним.

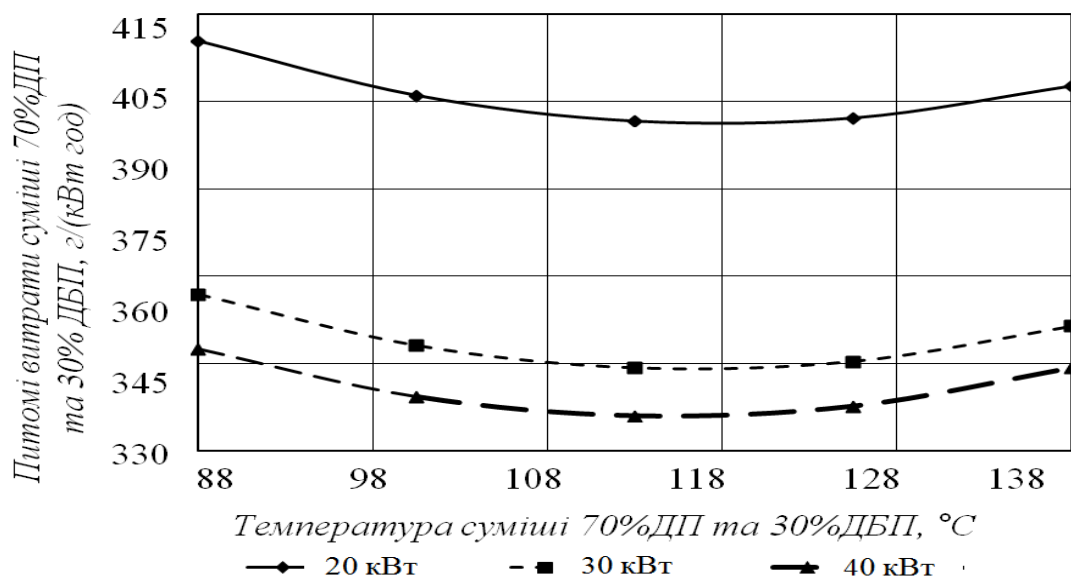


Рис. 3.4. Залежність питомої витрати суміші 70% ДП та 30% БДП від температури нагрівання при відповідному навантаженні двигуна

Коли суміш з 70% ДП та 30% БДП нагрівають (температура нагрівання становить 88...122°C) в'язкість суміші зменшується. Зазначене, в свою чергу, позитивно впливає на процес впорскування такої суміші (70% ДП та 30% БДП). Зменшується питома витрата суміші з 70% ДП та 30% БДП та покращується повнота її згорання за рахунок скорочення дальnobійності струменя та збільшення кута розпилювання суміші. Коли суміш з 70% ДП та 30% БДП нагрівати до температур вищих за 127°C її в'язкість продовжує знижуватися, маємо явище надмірного зменшення (під час розпилювання) розмірів краплин суміші. Це зменшує далекобійність струменя та турбулентні потоки в циліндрі паливо-повітряної суміші. Зазначене сприяє негативному явищу утворення зон з недостатньою кількістю повітря та з надмірною концентрацією суміші з 70% ДП та 30% БДП. Погіршення процесу згорання палива через негативний вплив зменшення розмірів краплин суміші з ДП та БДП під час розпилювання представлено в наукових працях [28–31]. Питомі витрати суміші з 70% ДП та 30% БДП зменшуються при збільшенні навантаження на дизельний ДВЗ, а найменші значення витрат суміші мають місце при навантаженні дизельного ДВЗ в межах 33...35 кВт та  $t_6=116^\circ\text{C}$  (рис. 3.5).

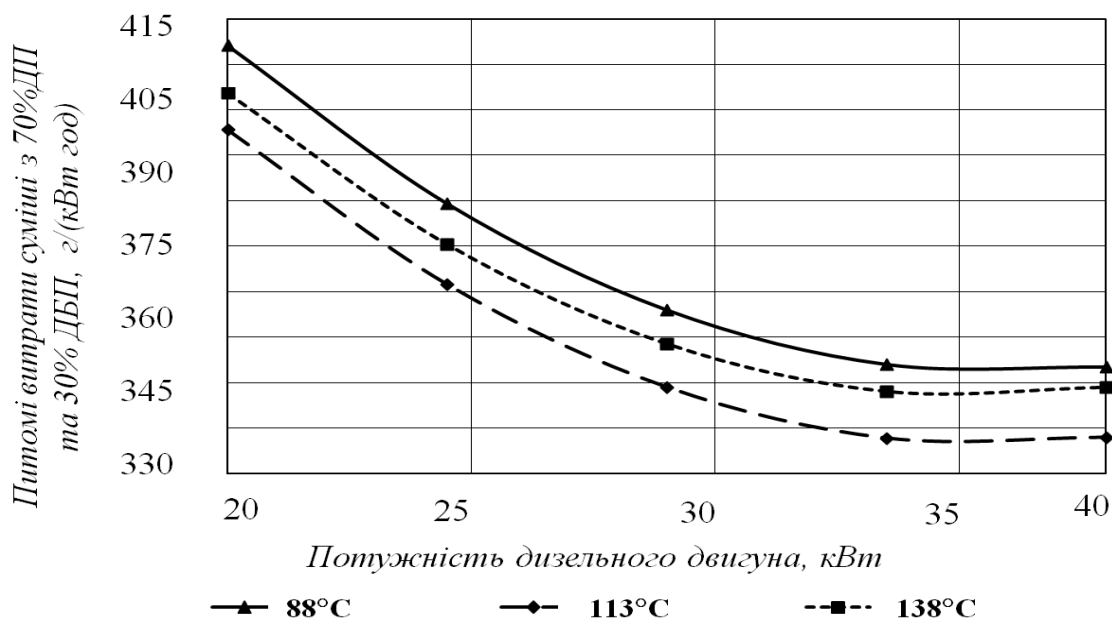
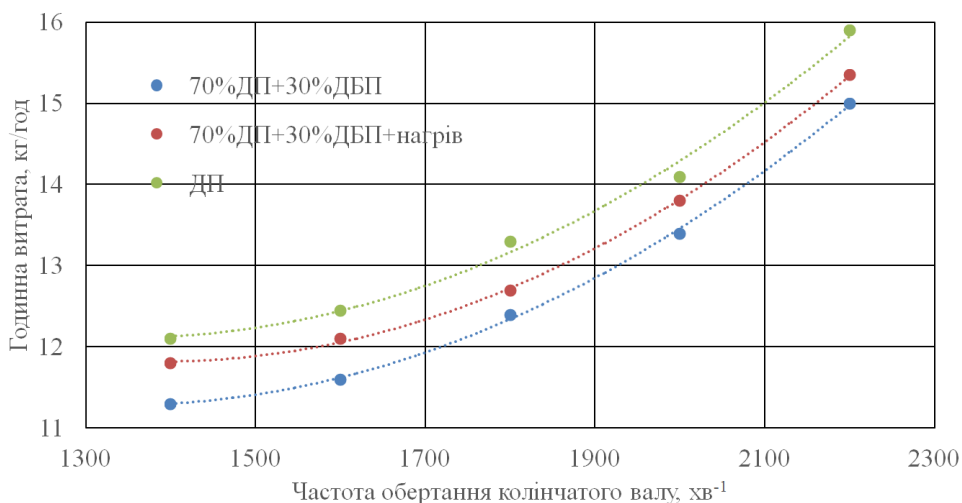


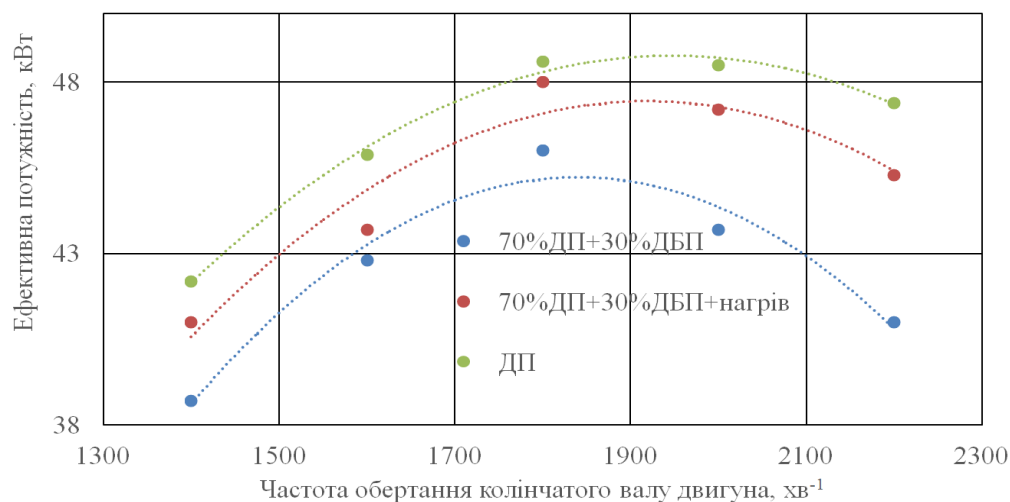
Рис. 3.5. Залежність питомої витрати суміші з 70% ДП та 30% БДП від навантаження дизельного двигуна

Встановлено, що перед впорскуванням в дизельний ДВЗ слід виконати нагрівання суміші з 70% ДП та 30% БДП в діапазоні температур 116°C...122°C.

Результати виконаних експлуатаційних досліджень дизельного двигуна Д-243 за екологічними, паливо-економічними показниками та потужністю, при роботі на різних видах палива в умовах регуляторної характеристики з частотою обертання колінчатого валу в діапазоні від 1400 до 2200 об/хв (за умови максимального обертового моменту та максимальної потужності відповідно) подано на рис. 3.6.



a)

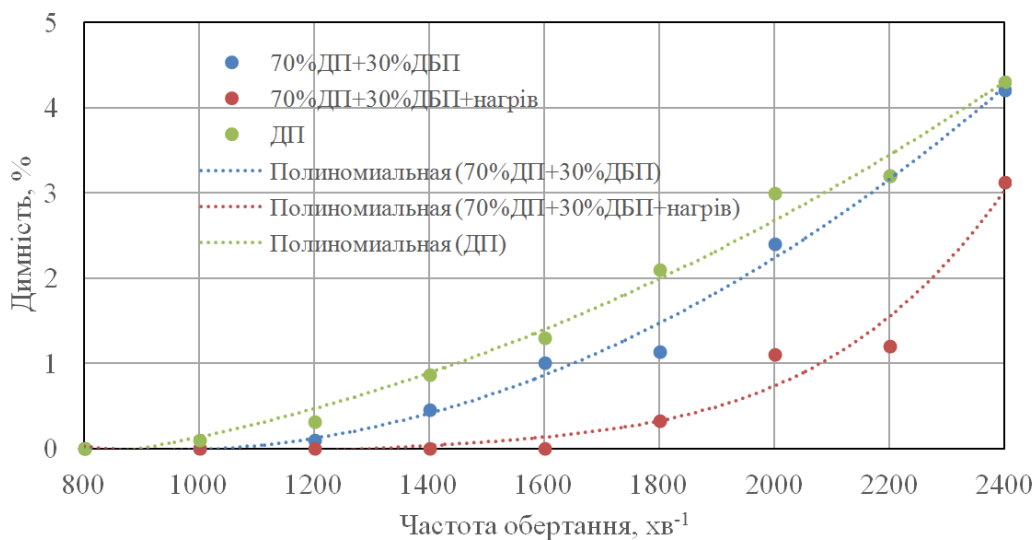


б)

Рис. 3.6. Залежність годинної витрати палива (а) та потужності (б) від частоти обертання колінчатого валу дизельного двигуна Д-243

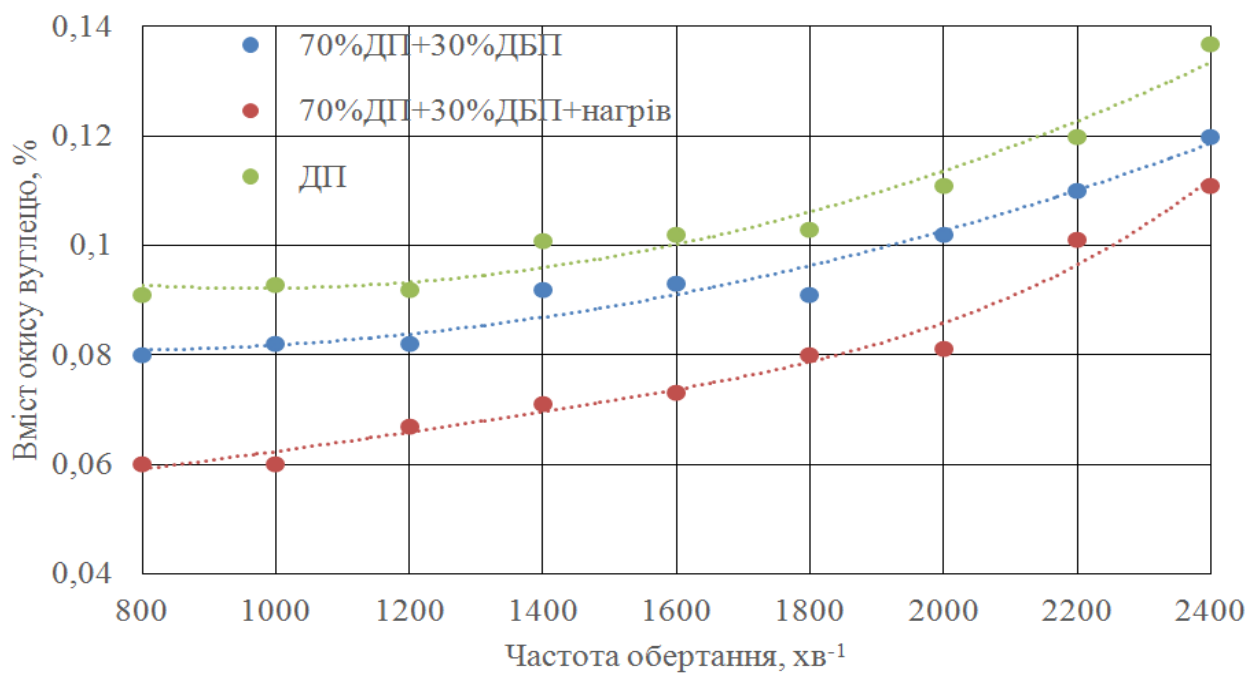
Встановлено, що ефективна потужність дизельного ДВЗ на непідігрітій суміші з 70%ДП+30ДБП зменшується на 1,8...10,3% порівняно з товарним мінеральним дизельним паливом, тоді як на підігрітому паливі зменшується лише на 0,4...0,9%. Годинні витрати суміші з 70%ДП+30ДБП не підігрітої зростають на 1,6...6,1 %, при цьому при роботі на підігрітій суміші з суміші з 70%ДП+30ДБП годинні витрати зростають лише на 1...3%.

Перевагою використання палив з вмістом біодизеля є зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами ДВЗ. Отже, вміст оксидів азоту зменшується на 15...20%, окису вуглецю – на 10...15%, а сажі – на 30...35%.



а)





б)

Рис. 3.7. Зміна екологічних показників дизельного двигуна Д-243 в умовах холостого ходу при роботі на різних видах палива

### 3.3. Висновки до розділу 3

1. В'язкість біопалива з рапсової олії, в середньому, є вищою на 5% порівняно з іншими видами біопалива, наприклад з соняшникової олії. Тому для наближення в'язкості біопалива як у чистому вигляді, так і сумішей на основі дизельного пального з додаванням біодизеля, їх потрібно нагрівати.

2. Виведено рівняння регресії яке показує залежність витрат суміші з 70% ДП та 30% ДБП від температури нагрівання суміші з 70% ДП та 30% ДБП перед подачею в циліндри дизельного ДВЗ та від потужності, яку розвиває дизельний ДВЗ. Мінімальне значення витрат суміші з ДП та ДБП спостерігається при навантаженні дизельного ДВЗ потужністю 34 кВт і при температурі суміші 70% ДП та 30% БДП рівній 116 градусів.

3. Зростання температури суміші з 70% ДП та 30% БДП призводить до поступового зниження її витрати. Мінімальне значення питомої витрати суміші з 70% ДП та 30% БДП в розмірі 318 г/(кВт год) має місце при навантаженні на дизельний ДВЗ потужністю 38 кВт. За умови завантаження двигуна 30 кВт

питомі витрати суміші з 70% ДП та 30% БДП складають 332 (г/кВт год). За умови завантаження двигуна 20 кВт питомі витрати суміші з 70% ДП та 30% БДП складають 391 (г/кВт год). Дані числові значення притаманні діапазону температури суміші з 70% ДП та 30% БДП, який складає 112...122°C.

4. Основною перевагою використання палив з вмістом біодизеля є зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами ДВЗ. Отже, при роботі двигуна на суміші з 70% ДП та 30% БДП вміст оксидів азоту зменшився на 15...20%, окису вуглецю – на 10...15%, а сажі – на 30...35%.

## ВИСНОВКИ

1. Проаналізувавши розглянуті конструкції підігрівачів палива, встановлено, що всі вони мають недоліки. Отже, нова конструкція підігрівача палива повинна бути надійною, забезпечувати необхідну температуру нагрівання палива при мінімальних витратах енергії. Також вона повинна бути простою у виготовленні і обслуговуванні, економічно обґрунтованою.

2. Шляхом математичного моделювання виведено рівняння тягової сили транспортного засобу від параметрів подачі біодизельного палива, його фізико-хімічних характеристик, ефективного ККД дизельного ДВЗ та коефіцієнта зменшення ефективності експлуатації двигуна на ДБП порівняно з ДП.

3. В'язкість біопалива з рапсової олії, в середньому, є вищою на 5% порівняно з іншими видами біопалива, наприклад з соняшниковою олією. Тому для наближення в'язкості біопалива як у чистому вигляді, так і сумішей на основі дизельного пального з додаванням біодизеля, їх потрібно нагрівати.

3. Виведено рівняння регресії яке показує залежність витрат суміші з 70% ДП та 30% ДБП від температури нагрівання суміші перед подачею в циліндри дизельного ДВЗ та від потужності, яку розвиває дизельний ДВЗ. Мінімальне значення витрат суміші з ДП та ДБП спостерігається при навантаженні дизельного ДВЗ потужністю 34 кВт і при температурі суміші 116 градусів.

4. Зростання температури суміші з ДП та ДБП призводить до зниження її витрати. Мінімальне значення питомої витрати суміші з 70% ДП та 30% ДБП в розмірі 318 г/(кВт год) відповідає навантаженню на ДВЗ 38 кВт. За умови завантаження двигуна 30 кВт питомі витрати суміші складають 332 (г/кВт год). За умови завантаження двигуна 20 кВт питомі витрати суміші складають 391 (г/кВт год). Дані числові значення притаманні діапазону температури суміші з 70% ДП та 30% ДБП, який складає 112...122°C.

4. Основною перевагою використання палив з вмістом біодизеля є зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами ДВЗ. Отже, при роботі двигуна на суміші з 70% ДП та 30% ДБП вміст оксидів азоту зменшився на 15...20%, оксиду вуглецю – на 10...15%, а сажі – на 30...35%.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Adaileh, W. M., & AlQdah, K. S. (2012). Performance of Diesel Engine Fuelled by a Biodiesel Extracted From A Waste Cooking Oil. *Energy Procedia*, 18, 1317–1334.
2. Agarwal, A.K., Das, L.M. (2001). Biodiesel development and characterization for use as a fuel in compression ignition engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 123 (2), 440–447.
3. Akcay, M., Yilmaz, I. T., & Feyzioglu, A. (2021). The influence of hydrogen addition on the combustion characteristics of a common-rail CI engine fueled with waste cooking oil biodiesel/diesel blends. *Fuel Processing Technology*, 223, 106999.
4. Altarazi, Y. S. M., Abu Talib, A. R., Yu, J., Gires, E., Abdul Ghafir, M. F., Lucas, J., & Yusaf, T. (2022). Effects of biofuel on engines performance and emission characteristics: A review. *Energy*, 238, 121910. doi:10.1016/j.energy.2021.1219
5. Aydın, S. (2020). Comprehensive analysis of combustion, performance and emissions of power generator diesel engine fueled with different source of biodiesel blends. *Energy*, 118074. doi:10.1016/j.energy.2020.118
6. Canakci, M., Van Gerpen, J. (2001). Biodiesel production from oils and fats with high free fatty acids. *Transactions of the ASAE* 44 (6), 1429–1436.
7. Deokar, A. J., & Harari, P. A. (2021). Effect of injection pressure, injection timing and nozzle geometry on performance and emission characteristics of diesel engine operated with thevetia peruviana biodiesel. *Materials Today: Proceedings*. doi:10.1016/j.matpr.2021.05.19
8. Gharehghani, A., Asiaei, S., Khalife, E., Najafi, B., & Tabatabaei, M. (2018). Simultaneous Reduction of CO and NO<sub>x</sub> Emissions as well as Fuel Consumption by Using Water and Nano Particles in Diesel–Biodiesel Blend. *Journal of Cleaner Production*. doi:10.1016/j.jclepro.2018.10

9. Janakiraman, S., Lakshmanan, T., & Raghu, P. (2021). Experimental investigative analysis of ternary (diesel + biodiesel + bio-ethanol) fuel blended with metal-doped titanium oxide nanoadditives tested on a diesel engine. *Energy*, 235.
10. Karami, R., Rasul, M. G., Khan, M. M. K., & Mahdi Salahi, M. (2021). Experimental and computational analysis of combustion characteristics of a diesel engine fueled with diesel-tomato seed oil biodiesel blends. *Fuel*, 285, 119243. doi:10.1016/j.fuel.2020.119243
11. Lei Zhu C.S. Cheung ,W.G. Zhang, Zhen Huang, 2010. Emissions characteristics of a diesel engine operating on biodiesel and biodiesel blended with ethanol and methanol. *Journal of Science of the Total Environment* 408 (2010) 914–921.
12. Magi'n Lapuerta, Octavio Armas, Jose' Rodr'iguez-Fernandez (2008). Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. *Journal of Progress in Energy and Combustion Science* 34 (2008) 198–223.
13. Mohd Noor, C. W., Noor, M. M., & Mamat, R. (2018). Biodiesel as alternative fuel for marine diesel engine applications: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 94, 127–142. doi:10.1016/j.rser.2018.05.031
14. Rajkumar, S., Das, A., & Thangaraja, J. (2022). Integration of artificial neural network, multi-objective genetic algorithm and phenomenological combustion modelling for effective operation of biodiesel blends in an automotive engine. *Energy*, 239, 121889. doi:10.1016/j.energy.2021.1218
15. S. Savariraj, T. Ganapathy, C. G. (2011). Saravanan. Experimental Investigation of Performance and Emission Characteristics of Mahua Biodiesel in Diesel Engine, *Int. Scholar. Res. Net. ISRN Renew. Energy*. Article number 405182.
16. Senthur Prabu, S., Asokan, M. A., Roy, R., Francis, S., & Sreelekh, M. K. (2017). Performance, combustion and emission characteristics of diesel engine fuelled with waste cooking oil bio-diesel/diesel blends with additives. *Energy*, 122, 638–648.
17. Sharma, A., Maurya, N. K., Singh, Y., Singh, N. K., & Gupta, S. K. (2020). Effect of design parameters on performance and emissions of DI diesel

engine running on biodiesel-diesel blends: Taguchi and utility theory. *Fuel*, 281, 118765. doi:10.1016/j.fuel.2020.118765

18. Simsek, S., Uslu, S., Simsek, H., & Uslu, G. (2021). Multi-objective-optimization of process parameters of diesel engine fueled with biodiesel/2-ethylhexyl nitrate by using Taguchi method. *Energy*, 231, 120866. doi:10.1016/j.energy.2021.1208

19. Sivarethinamohan, S., Hanumanthu, J. R., Gaddam, K., Ravindiran, G., & Alagumalai, A. (2022). Towards sustainable biodiesel production by solar intensification of waste cooking oil and engine parameter assessment studies. *Science of The Total Environment*, 804, 150236. doi:10.1016/j.scitotenv.2021.

20. Sukumar Puhan, R. Jegan, K. Balasubramanian, G. Nagarajan.(2009). Effect of injection pressure on performance, emission and combustion characteristics of high linolenic linseed oil methyl ester in a DI diesel engine, *Renew. Energy* 34 (5), 1227–1233.

21. Telgane, V., Godiganur, S., Srikanth, H. V., & Patil, S. (2021). Performance and emission characteristics of a CI engine fueled with milk scum biodiesel. *Materials Today: Proceedings*, 45, 284–289. doi:10.1016/j.matpr.2020.10.64

22. Uyaroglu, A., Guri, M., Kocakulak, T., Uyumaz, A., & Solmaz, H. (2021). Combustion, performance and emission analyses of organic Manganese-Added *crambe abyssinica* biodiesel in a direct injection diesel engine. *Fuel*, 297, 120770. doi:10.1016/j.fuel.2021.120770

23. Uyumaz, A. (2020). Experimental evaluation of linseed oil biodiesel/diesel fuel blends on combustion, performance and emission characteristics in a DI diesel engine. *Fuel*, 267, 117150. doi:10.1016/j.fuel.2020.117150

24. Vergel-Ortega, M., Valencia-Ochoa, G., & Duarte-Forero, J. (2021). Experimental study of emissions in single-cylinder diesel engine operating with diesel-biodiesel blends of palm oil-sunflower oil and ethanol. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, 101190.

25. Адаптация тракторов и автомобилей к работе на биотопливе / [Краснощекоев И.В., Савельев Г. С., Шапкайтц А. Д. и др.]. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1994. №12. С. 1–4.

26. Виробництво та використання дизельного біопалива на основі рослинних олій / [Голуб Г.А., Павленко М.Ю., Чуба В.В., Кухарець С.М.; за ред. д-ра техн. наук, проф. Г.А. Голуба]. К.: НУБіП України, 2015. 119 с.

27. Галушак О. О. Особливості акумуляторної системи живлення common rail при динамічному регулюванні відсоткового складу суміші дизельного та біодизельного палив. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. 2014, №2 (69). С. 74–77.

28. Голуб Г., Чуба В. Дослідження нагріву дизельного біопалива перед впорскуванням до циліндрів двигуна. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наукових праць - Дослідницьке, 2015. Вип. 19 (33). С. 271–275.

29. Голуб Г., Чуба В. Экологические показатели работы двигателя Д-65Н на дизельном биотопливе. MOTROL: Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. An International Journal on Operation of Farm and Agri-Food Industry Machinery. Lublin-Rzeszow, 2013. Vol. 15, No 4. P. 172–179.

30. Голуб Г.А., Чуба В.В., Зубко В.М. Режимы нагріву дизельного біопалива в паливному баці. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». Суми: СНАУ, 2014. Вип. 11 (26). 135. С. 70–74.

31. Голуб Г.А., Чуба В.В., Павленко М.Ю. Напрямки удосконалення виробництва і використання дизельного біопалива. Збірник наукових праць ВНАУ. Вінниця, 2012. Вип. 10, т. I (58). С. 20-23.

32. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. Луцьк: ЛНТУ, 2011. 233 с.

33. Маркова Е. В., Лисенков А. Н. Планирование эксперимента в условиях неоднородностей. М. : Наука, 1973. 120 с.