

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

**Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу**

**Кваліфікаційна робота
на правах рукопису**

ДЕНИСЕНКО МИКИТА СЕРГІЙОВИЧ

УДК 631.631.03

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ОБҐРУНТУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ВИКОРИСТАННЯ В ТРАКТОРНИХ
ДВИГУНАХ БІОПАЛИВА ПРИ ВИРОЩУВАННІ КОРЕНЕПЛОДІВ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ М. С. Денисенко

Керівник роботи

Заєць М. Л.

кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2026

АНОТАЦІЯ

Денисенко Микита Сергійович. Обґрунтування показників використання в тракторних двигунах біопалива при вирощуванні коренеплодів. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – Поліський національний університет, Житомир, 2026.

У кваліфікаційній роботі досліджено особливості використання біопалива в тракторних дизельних двигунах під час виконання технологічних операцій при вирощуванні коренеплодів. Проведено аналіз сучасного стану застосування альтернативних видів палива в аграрному виробництві, визначено основні техніко-економічні та екологічні показники роботи двигунів на біопаливі.

Обґрунтовано вплив фізико-хімічних властивостей біопалива на паливну економічність, ефективну потужність двигуна, токсичність відпрацьованих газів та експлуатаційні характеристики тракторних агрегатів. Виконано оцінку ефективності використання біопалива при вирощуванні коренеплодів з урахуванням умов експлуатації машинно-тракторних агрегатів і режимів роботи двигунів.

Запропоновано технічні та організаційні заходи щодо підвищення ефективності використання біопалива в сільськогосподарському виробництві. Результати роботи можуть бути використані для вдосконалення паливних систем тракторних двигунів та зниження енергетичних витрат у технологіях вирощування коренеплодів.

Ключові слова: біопаливо, тракторний двигун, дизельний двигун, коренеплоди, паливна економічність, екологічні показники, машинно-тракторний агрегат, альтернативні джерела енергії.

ABSTRACT

Mykyta Denysenko. Substantiation of Indicators for the Use of Biofuel in Tractor Engines during Root Crop Cultivation. – *Qualification Thesis Manuscript.*

Qualification thesis for obtaining the Bachelor's degree in Specialty 208 "Agroengineering". – Polissia National University, Zhytomyr, 2026.

The qualification thesis investigates the peculiarities of biofuel use in tractor diesel engines during technological operations in root crop cultivation. An analysis of the current state of alternative fuel application in agricultural production was carried out, and the main technical, economic, and environmental performance indicators of engines operating on biofuel were determined.

The influence of the physicochemical properties of biofuel on fuel efficiency, effective engine power, exhaust gas toxicity, and operational characteristics of tractor units was substantiated. The efficiency of biofuel use in root crop cultivation was evaluated considering the operating conditions of machine-tractor units and engine operating modes.

Technical and organizational measures aimed at improving the efficiency of biofuel use in agricultural production were proposed. The research results can be used to improve tractor engine fuel systems and reduce energy consumption in root crop cultivation technologies.

Keywords: *biofuel, tractor engine, diesel engine, root crops, fuel efficiency, environmental indicators, machine-tractor unit, alternative energy sources.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1. СТАН ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЯ В ТРАКТОРНИХ ДВИГУНАХ

1.1. Аналіз сучасного стану застосування біодизеля.....	7
1.2. Аналіз існуючих конструкцій нагрівачів біопалива.....	8
Висновок по розділу 1.....	17

2. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

2.1. Огляд показників біопалива для використання в тракторних дизелях.....	19
2.2. Конструювання нагрівача біопалива.....	22
2.3. Розрахунок основних параметрів теплопередавального елемента...	25
2.4. Вибір позистора.....	28
2.5. Розрахунок нагрівального елемента.....	29
Висновки до розділу 2.....	30

3. РОЗРАХУНОК ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

3.1. Комплектування МТА.....	32
3.2. Розрахунок експлуатаційних показників МТА.....	37
3.3. Енергетичний розрахунок МТА.....	42
Висновки до розділу 3.....	43

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

ВСТУП

Сучасне сільськогосподарське виробництво характеризується високою енергоємністю технологічних процесів, особливо при вирощуванні коренеплодів, де значна частка витрат припадає на паливно-енергетичні ресурси. У цих умовах тракторні агрегати є основними споживачами дизельного палива, що безпосередньо впливає на собівартість продукції та енергетичну ефективність виробництва.

Одним із перспективних напрямів зниження залежності від традиційних палив є використання біопалив рослинного походження, зокрема ріпакової олії та її похідних ефірів. Такі палива є відновлюваними, можуть вироблятися з місцевої сировини та сприяють зменшенню екологічного навантаження. У зв'язку з цим виникає необхідність наукового обґрунтування показників використання біопалива в тракторних двигунах, а також визначення умов, за яких його застосування є ефективним і безпечним для паливної системи та двигуна в цілому. Особливого значення це набуває при виконанні польових робіт у вирощуванні коренеплодів, які потребують інтенсивного використання машинно-тракторних агрегатів у різних ґрунтово-кліматичних умовах.

Метою роботи є обґрунтування техніко-експлуатаційних та енергетичних показників використання біопалива в тракторних двигунах при виконанні технологічних операцій вирощування коренеплодів та розробка заходів щодо підвищення ефективності їх роботи.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких завдань:

- провести аналіз фізико-хімічних властивостей біопалива та порівняти його з дизельним паливом;
- оцінити вплив основних показників біопалива на роботу дизельного двигуна;
- обґрунтувати необхідність підігріву або попередньої обробки палива;
- розрахувати основні параметри теплового забезпечення паливної системи;

- визначити експлуатаційні та енергетичні показники машинно-тракторного агрегату при виконанні польових робіт.

Об'єктом роботи є процес використання біопалива в тракторних двигунах.

Предметом роботи є закономірності впливу фізико-хімічних властивостей біопалива на техніко-експлуатаційні та енергетичні показники роботи машинно-тракторних агрегатів.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів для підвищення ефективності застосування біопалива в сільськогосподарській техніці та зниження витрат на паливно-енергетичні ресурси при вирощуванні коренеплодів.

Методи використані при виконанні. Робота виконувалась із застосуванням методик дослідження технологічних властивостей рідин та моделювання їх процесів, із застосуванням теорії теплотехніки та методів розрахунку для двигунів внутрішнього згорання.

Перелік публікацій автора за темою роботи:

1. Денисенко М. С. Огляд показників біопалива для використання в тракторних дизелях. Студентські читання–2025: мат. наук.-практ. конф.. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Т2. С. 3-6.
2. Денисенко М. С. Модернізація системи підігріву біопалива в дизельних двигунах тракторів. Зб. Тез *XII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* Житомир: ЖАТФК, 2026. С.55-56.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 18 найменування. Загальний обсяг роботи становить 47 сторінки комп'ютерного тексту, 7 рисунків та 6 таблиць.

1. СТАН ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЯ В ТРАКТОРНИХ ДВИГУНАХ

1.1. Аналіз сучасного стану застосування біодизеля

У сучасних умовах розвитку аграрного сектору одним із пріоритетних напрямів є впровадження енергоощадних та екологічно безпечних технологій. Значне зростання вартості традиційних паливно-мастильних матеріалів, обмеженість запасів нафти та посилення екологічних вимог зумовлюють необхідність пошуку альтернативних джерел енергії для сільськогосподарської техніки. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває використання біодизельного палива в тракторних дизельних двигунах [1, 2].

Біодизель являє собою паливо, отримане в результаті хімічної переробки рослинних олій або тваринних жирів методом трансестерифікації. Найбільш поширеною сировиною для його виробництва є ріпакова, соєва, соняшникова та пальмова олії. В Україні значний потенціал для виробництва біодизеля має ріпак, який характеризується високою олійністю та добрими агротехнічними властивостями [3].

Дослідження багатьох науковців свідчать, що застосування біодизеля в тракторних двигунах дозволяє суттєво знизити токсичність відпрацьованих газів. Зокрема, при використанні біодизельного палива спостерігається зменшення викидів оксиду вуглецю, сажі, сірчистих сполук та незгорілих вуглеводнів [4]. Крім того, біодизель характеризується кращими мастильними властивостями порівняно з мінеральним дизельним паливом, що позитивно впливає на довговічність елементів паливної апаратури [5].

Разом із перевагами використання біодизеля існують певні експлуатаційні проблеми. Через вищу густину та в'язкість біодизельного палива можливе погіршення процесу розпилювання та сумішоутворення в циліндрах двигуна. Також біодизель має нижчу теплоту згоряння, що може призводити до незначного зменшення ефективної потужності двигуна та збільшення питомої

витрати палива [6]. За низьких температур погіршуються пускові властивості двигуна, а в паливній системі можуть утворюватися осад та відкладення [7].

Наукові дослідження показують, що оптимальним є використання сумішевих палив, у яких біодизель змішується з мінеральним дизельним паливом у певних пропорціях. Найбільш поширеними є суміші типу B5, B10 та B20, де цифра означає відсотковий вміст біодизеля. Такі суміші забезпечують стабільну роботу тракторних двигунів без суттєвих конструктивних змін паливної системи [8].

Провідні виробники сільськогосподарської техніки допускають використання біодизельного палива у сучасних тракторних двигунах, проте висувають певні вимоги до його якості відповідно до міжнародних стандартів EN 14214 та ASTM D6751 [9]. У багатьох країнах Європейського Союзу реалізуються державні програми підтримки виробництва та використання біопалив, що сприяє зменшенню енергетичної залежності аграрного сектору та скороченню викидів парникових газів [10].

Отже, використання біодизеля в тракторних двигунах є перспективним напрямом розвитку агроінженерії. Подальші дослідження мають бути спрямовані на вдосконалення паливних систем двигунів, підвищення стабільності роботи техніки на біопаливі та оптимізацію технологій вирощування енергетичних культур для виробництва біодизеля.

1.2. Аналіз існуючих конструкцій нагрівачів біопалива

Під час проєктування підігрівача палива було проведено пошук у патентних фондах глибиною до 20 років. Також вивчено конструкції та принцип роботи існуючих підігрівачів палива за літературними джерелами з автотракторних двигунів.

Серед усіх розглянутих конструкцій підігрівачів було виділено декілька найбільш перспективних для модернізації та вдосконалення.

Підігрівач палива за авторським свідоцтвом №1160089 наведений на рис1.1.

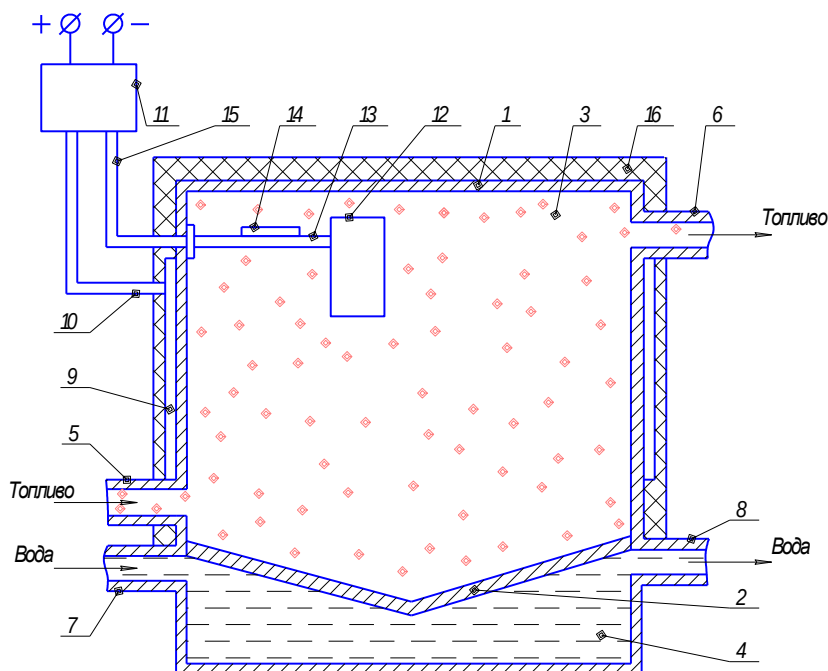


Рис. 1.1. Пристрій для підігріву рідкого палива в двигуні внутрішнього згоряння:

1 – корпус; 2 – перегородка; 3, 4 – паливна та нагрівальна камери; 5, 6 – підвідний та відвідний патрубки для палива відповідно; 7, 8 – підвідний та відвідний патрубки для рідини відповідно; 9 – електронагрівач; 10 – привід; 11 – блок керування; 12 – поплавок; 13 – пластина; 14 – тензoeлемент; 15 – проводи; 16 – теплоізоляційний матеріал.

Пристрій для підігріву рідкого палива в двигуні внутрішнього згоряння працює таким чином. Перед запуском двигуна, оскільки паливо, що подається до двигуна, не підігріте, блок керування 11 підключає електронагрівач 9 до джерела живлення, унаслідок чого паливо, що знаходиться у паливній камері 3, нагрівається, забезпечуючи полегшений запуск і стійку роботу двигуна в режимі прогрівання.

Після прогрівання двигуна нагрівальна рідина, що проходить через нагрівальну камеру 4, через криволінійну перегородку 2 передає тепло рідкому паливу, яке проходить через камеру 3. Завдяки криволінійному виконанню

перегородки забезпечується висока ефективність теплообміну між паливом і рідиною.

Рідке паливо, що надходить через підвідний патрубок 5 у нижню частину паливної камери 3, підігрівається теплом охолоджувальної рідини та електронагрівача 9 і, піднімаючись угору, подається до дозувального пристрою системи живлення через відвідний патрубок 6. Із підвищенням температури підігрівання густина палива зменшується, унаслідок чого при досягненні заданої температури поплавків 12 переміщується вниз, а тензoeлемент 14 подає на вхід блока керування 11 сигнал, за яким електронагрівач 9 відключається від джерела живлення.

Після цього підігрівання рідкого палива здійснюється за рахунок тепла нагрівальної рідини, що проходить через нагрівальну камеру 4. Якщо тепла, відведеного від рідини, недостатньо для підігрівання палива до встановленої температури, то через збільшення густини палива поплавків 12 піднімається вгору, а тензoeлемент 14 подає сигнал на вхід блока керування 11, який забезпечує підключення електронагрівача 9 до джерела живлення. Після досягнення паливом заданої температури електронагрівач 9 знову відключається.

Недоліком цієї конструкції є те, що вона не забезпечує рівномірного нагрівання палива. Це знижує точність підтримання температури палива, особливо під час запуску двигуна та його роботи в умовах низьких температур навколишнього середовища.

Підігрівач палива за авторським свідоцтвом №2030621

Підігрівач палива працює таким чином. Перед запуском двигуна транспортного засобу за низьких температур вмикається джерело струму 19. Ним може бути як бортова електрична система транспортного засобу, так і будь-яке зовнішнє джерело живлення.

Під час проходження струму через нагрівальні елементи (позистори) 8 вони нагріваються та нагрівають оточуюче їх парафінізоване паливо. Електричний

струм, проходячи через позистори 8, приводить у дію пристрій механічного перемішування, наприклад, електродвигун 5 із мішалкою 7. Обертаючись, мішалка перемішує паливо в ємності 3, забезпечуючи конвективний теплообмін між рухомим паливом і позисторами 8, що суттєво скорочує період теплової підготовки системи паливоподачі до запуску.

При нагріванні палива до заданої температури та досягненні необхідної текучості, яка є характеристикою позисторів 8, вони автоматично вимикаються («запираються»), тобто їхній електричний опір зростає щонайменше у тисячу разів. Це знижує силу струму після позисторів 8 до такого рівня, за якого електродвигун 5 вимикається і перемішування палива припиняється. Одночасно вимикається сигнальна лампа (не показана), що свідчить про готовність системи паливоподачі до запуску.

Після цього здійснюється запуск двигуна транспортного засобу з використанням необхідної кількості підігрітого в ємності 3 палива.

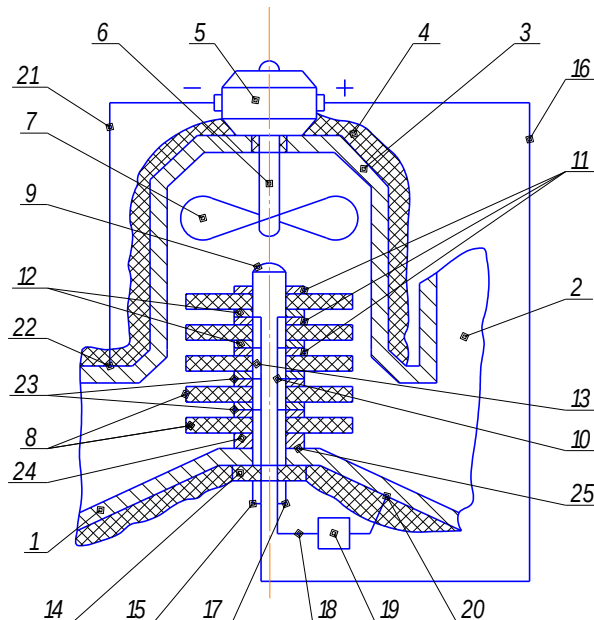


Рис. 1.2. Підігрівач палива:

1 – теплоізований паливопровід; 2 – бак; 3 – ємність; 4 – теплоізоляційний матеріал; 5 – електродвигун; 6 – вал; 7 – крильчатка; 8 – позистори; 9 – порожниста циліндрична касета; 10, 13 – перемички; 11, 12, 24 – позитивний і

негативні контакти; 14 – пробка; 15, 17 – клеми; 16, 18, 21 – електропроводи; 19 – джерело струму; 20 – корпус-контакт; 22 – контакт; 23, 25 – діелектричні прокладки.

При зниженні температури палива зменшується опір позисторів 8, унаслідок чого вони пропускають електричний струм, який нагріває їх і приводить у дію електродвигун 5 із крильчаткою 7 для перемішування та прискорення прогрівання палива. Таким чином, крім теплової підготовки палива безпосередньо перед запуском, підігрівач автоматично підтримує температуру палива під час роботи двигуна транспортного засобу.

При цьому доцільно підключати підігрівач палива до бортової електричної системи, а під час запуску, особливо при розрядженій акумуляторній батареї, — до зовнішнього джерела струму. У разі замерзання палива та виходу з ладу електродвигуна його перемішування здійснюється вручну рукояткою (не показана), з'єднаною з валом 6 крильчатки 7.

Теплоізоляція ємності 3 та паливопроводу 1 дозволяє зменшити витрати електроенергії та теплові втрати.

Запропонований підігрівач забезпечує швидке прогрівання необхідного запасу палива для гарантованого запуску двигуна. Послідовне підключення електродвигуна з мішалкою після позисторів дозволяє не лише перемішувати паливо, а й автоматизувати процес теплової підготовки палива без використання складних електронних елементів, наприклад підігрівачів на основі польових транзисторів, які є складними та дорогими у виготовленні. Вартість виготовлення запропонованого підігрівача у 12–15 разів менша порівняно з транзисторним аналогом.

Крім того, використання позисторів як нагрівальних елементів підвищує пожежну безпеку підігрівача. Застосування подібних підігрівачів у зимових умовах експлуатації, за експериментальними даними, дозволяє зменшити витрату палива на 10...15 %, знизити токсичність відпрацьованих газів на 15...20

%, а також скоротити простої з технічних причин. При цьому суттєво зменшуються тривалість і трудомісткість теплової підготовки двигуна за низьких температур.

Недоліком даної конструкції є те, що електродвигун з'єднаний послідовно з позисторами, тому у разі виходу позисторів із ладу електродвигун перестає працювати. Крім того, необхідність встановлення електродвигуна підвищує вартість і ускладнює конструкцію підігрівача.

Підігрівач палива за авторським свідоцтвом №2022150 наведений на рис.1.3.

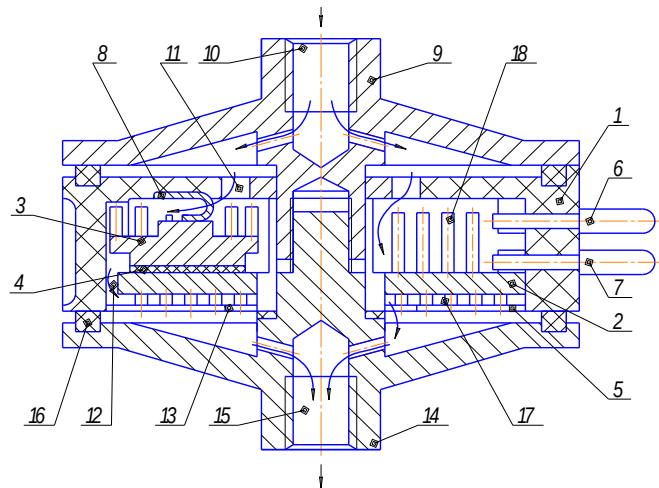


Рис. 1.3. – Пристрій для підігріву рідини:

1 – корпус; 2, 3 – основний та додатковий термоелектропровідні елементи відповідно; 4 – напівпровідникові нагрівачі; 5 – цанговий фіксатор; 6, 7 – струмопровідні контакти; 8 – пружина; 9, 14 – верхня та нижня кришки; 10, 15 – підвідний та відвідний штуцери відповідно; 11, 12, 13 – отвори; 16 – прокладка; 17 – голкоподібні виступи; 18, 19 – виступи.

Пристрій для підігріву рідини підключають до джерела живлення двигуна внутрішнього згоряння при мінусовій температурі навколишнього повітря перед запуском двигуна за допомогою контактів 6 і 7. Електричний струм проходить через струмопровідну пружину 8, додаткові термоелектропровідні елементи 3 і досягає напівпровідникових нагрівачів 4, які, нагріваючись, передають тепло елементам 2 і 3. Оскільки термоелектропровідні елементи виконані у вигляді

окремих пластин, вся їх поверхня бере участь у передачі тепла від нагрівача до рідини.

Холодне паливо надходить у корпус 1 через підвідний штуцер 10 та отвори 11, розташовані у верхній кришці 9. Обтікаючи елементи 3 з голкоподібними виступами 19, паливо нагрівається і спрямовується до отворів 12. При цьому отвори 12 розташовані навпроти нагрівачів 4, що забезпечує максимальний тепловіддачу при обтіканні потоком палива нагрівальних елементів.

Через отвори 12 нагріте паливо надходить у нижню частину елемента 2 і, переміщуючись від периферії до центру, обтікає голкоподібні виступи 17, додатково нагріваючись.

Відведення нагрітого палива здійснюється через відповідний штуцер 15.

Недоліком конструкції є її складність, що призводить до зниження надійності роботи пристрою.

Підігрівач палива за авторським свідоцтвом №2052150 наведений на рис 1.4.

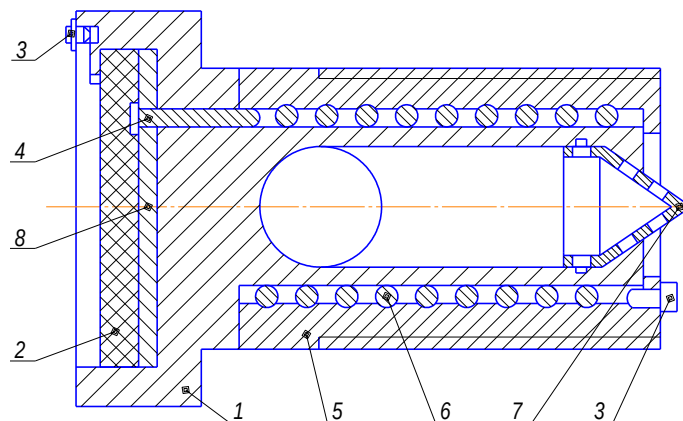


Рис.1.4. Саморегульований підігрівач палива:

1 – корпус; 2 – нагрівальний елемент; 3, 4 – контактні болти; 5 – кожух; 6 – спіраль; 7 – турбулізатор; 8 – прокладка.

Саморегульований підігрівач палива підключається до електросистеми транспортного засобу за допомогою болтів 3 і 4 та може залишатися постійно ввімкненим. За відсутності руху палива через підігрівач та при непрацюючому двигуні паливо, що знаходиться в пристрої, нагрівається і передає частину теплоти через прокладку 8 до керамічного нагрівального елемента (позистора) 2, який при цьому збільшує свій опір, унаслідок чого сила струму в колі зменшується.

За рахунок термосифонної передачі теплоти від палива в підігрівачі до палива в баку відбувається періодичне самовмикання нагрівача з незначним значенням струму в колі. Під час запуску та подальшої роботи двигуна інтенсивність теплообміну в підігрівачі зростає, і керамічний нагрівальний елемент 2 (позистор) довше перебуває у «відкритому» стані, що забезпечує максимальний струм у колі нагрівачів. Основний нагрів при цьому здійснюється за рахунок роботи ніхромової спіралі 6.

У міру нагрівання частина теплоти передається через корпус і прокладку 8 до позистора, його опір зростає, що призводить до зменшення струму та, відповідно, потужності підігрівача. Для вирівнювання температури та забезпечення рівномірного нагріву в конструкції використано турбулізатор 7.

Недоліком даної конструкції є те, що вона не забезпечує швидкого (миттєвого) прогрівання палива, що може призводити до простою транспортного засобу під час прогріву паливної системи.

Підігрівач палива за авторським свідоцтвом №2002095 наведений на рис. 1.5.

Пристрій для підігріву палива та стабілізації його температури працює таким чином. Паливо надходить через штуцер 18 у кільцевий збірник 21, далі через вікна потрапляє в канал 8, де омиває термочутливий елемент 7, після чого через штуцер 5 подається до паливної системи двигуна.

Якщо температура палива нижча за необхідну, обичайка 11, закріплена на силовому штоку 9, перекриває вікна ряду, розташованого в зоні кільцевого збірника 21. У цьому випадку паливо зі збірника 21 надходить через канал 19, де воно нагрівається через стінку корпусу 1 за рахунок теплоти рідини системи охолодження, а також через вікна в нижній частині корпусу 1 потрапляє у внутрішню порожнину, утворену направляючою 3, обичайкою 11 і днищем 2, після чого надходить у канал 8.

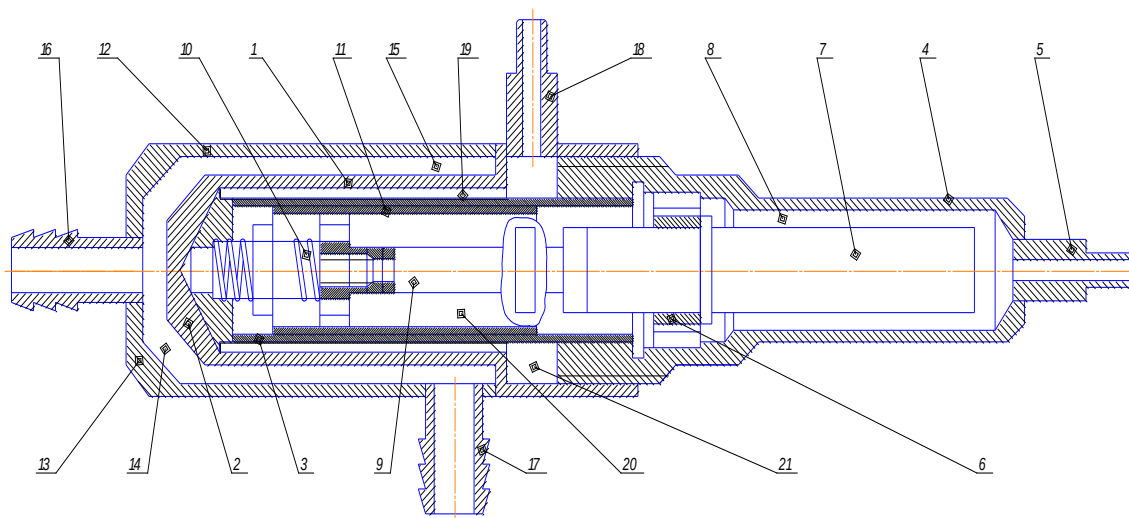


Рис. 1.5. Пристрій для підігріву палива та стабілізації його температури:

1 – корпус; 2 – днище; 3 – напрямна; 4 – наконечник; 5 – штуцер для відводу палива; 6 – кріпильний елемент; 7 – термочутливий елемент; 8 – циліндричний канал; 9 – силовий шток; 10 – гвинт; 11 – обичайка; 12 – водяна рубашка; 13 – днище водяної рубашки; 14 – зазор; 15, 19 – канал; 16 – штуцер для підводу рідини; 17 – штуцер для відводу рідини; 18 – штуцер для підводу палива; 20 – внутрішня порожнина; 21 – кільцевий збірник.

У разі підвищення температури палива вище необхідного значення силовий шток 9 термочутливого елемента 7 переміщує закріплену на ньому обичайку 11 вліво, повністю або частково перекриваючи вікна, розташовані біля днища 2, та одночасно відкриваючи вікна, розміщені в зоні кільцевого збірника

21. У результаті забезпечується подача палива безпосередньо із збірника 21 у канал 8.

Таким чином здійснюється стабілізація температури палива на виході з пристрою.

Підігрів палива в каналі 19 відбувається за рахунок теплоти рідини системи охолодження двигуна, яка надходить через штуцер 16 у зазор 14, далі в канал 15 і через штуцер 17 відводиться з пристрою.

Недоліком даної конструкції є низька точність регулювання температури палива.

Проаналізувавши всі розглянуті конструкції підігрівачів палива, встановлено, що кожна з них має певні недоліки. Таким чином, нова конструкція підігрівача палива повинна бути достатньо надійною, забезпечувати необхідну температуру нагрівання палива при мінімальних енергетичних витратах, бути простою у виготовленні та обслуговуванні, а також економічно обґрунтованою.

Висновок по розділу 1.

У результаті аналізу існуючих конструкцій підігрівачів палива встановлено, що сучасні технічні рішення забезпечують підвищення ефективності запуску та роботи дизельних двигунів за низьких температур, а також сприяють стабілізації температурного режиму палива в системі живлення. Розглянуті конструкції використовують різні принципи дії — електричний нагрів, тепловіддачу від системи охолодження двигуна, термоелектричні елементи та автоматичне регулювання теплового потоку.

Разом із тим виявлено, що кожна з розглянутих конструкцій має певні недоліки. До основних з них належать недостатня рівномірність нагріву палива, складність конструктивного виконання, знижена надійність окремих вузлів, низька точність регулювання температури, а також підвищені енергетичні витрати в окремих режимах роботи. Деякі пристрої також характеризуються ускладненою експлуатацією та високою вартістю виготовлення.

Отже, проведений аналіз підтверджує необхідність розробки вдосконаленої конструкції підігрівача палива, яка повинна забезпечувати рівномірний і стабільний нагрів, мати просту та надійну будову, мінімальні енергетичні витрати, а також бути технологічною у виготовленні та обслуговуванні. Реалізація таких вимог є важливою передумовою підвищення ефективності роботи тракторних двигунів при використанні альтернативних видів палива в умовах низьких температур.

2. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

2.1 Огляд показників біопалива для використання в тракторних дизелях

Нижче проаналізовано найважливіші характеристики ріпакової олії (у порівнянні з товарним дизельним паливом).

Рослинні олії є ліпідами, тобто ефірами жирних кислот або гліцеринів. Маючи високу теплотворну здатність, вони містять прямі вуглеводневі ланцюги, що зумовлює їх відносно високі цетанові числа. У табл. 2.1 наведено значення нижчої теплоти згоряння, в'язкості та цетанового числа ріпакової олії і дизельного палива середнього складу. [11]

Таблиця 2.1

Фізико-хімічні показники ріпакової олії та товарного дизельного палива[13]

Вид палива	Нижча теплота згоряння, кДж/кг	Густина при 15 °С, кг/м³	Цетанове число	В'язкість при 20 °С, мм²/с
Ріпакова олія	37300	915	32...37,6	68,8
Дизельне паливо	42500	840	45	6

Як видно з таблиці 2.1, ріпакова олія має близькі енергетичні показники до дизельного палива, однак її в'язкість більш ніж у 11 разів вища. Це створює певні труднощі в організації робочого процесу дизеля, оскільки збільшується опір паливоподачі, зменшується продуктивність паливного насоса, погіршується розпилювання та сумішоутворення. Усе це може призвести (за відсутності необхідних заходів) до підвищення питомої витрати палива та інтенсивного нагароутворення на стінках деталей циліндро-поршневої групи двигуна.

З метою зниження в'язкості ріпакової олії можливим є її підігрівання, оскільки зі зростанням температури в'язкість зменшується (табл. 2.2). [11]

Таблиця 2.2

Вплив температури на густину та в'язкість ріпакової олії

В'язкість, мм ² /с при температурах, °С	20	40	60	80
	69,5	31,5	16,8	10,2
Густина олії, кг/м ³	20 °С	40 °С	60 °С	80 °С
	918	904,2	890,5	877

Наведені дані табл. 2.2 свідчать про можливість зниження в'язкості ріпакової олії шляхом її підігрівання.

При використанні ріпакової олії як моторного палива необхідно вводити в паливну систему двигуна спеціальні підігрівачі (теплообмінники), які забезпечують її локальний підігрів і, як наслідок, зменшують в'язкість.

Зниження в'язкості ріпакової олії, як свідчать літературні дані, також можливе шляхом заміщення тривалентних молекул гліцерину за рахунок додавання невеликої кількості метанолу або етанолу. На 1000 кг рослинної олії зазвичай додають 110 кг метилового або етилового спирту, отримуючи 1000 кг метилових або етилових ефірів та 110 кг гліцерину. [11]

Після такої трансестерифікації (заміщення тривалентних молекул гліцерину трьома одновалентними молекулами спирту) ріпакова олія набуває властивостей, які значною мірою наближаються до дизельного палива (табл. 2.3). [12]

Таблиця 2.3

Показники ріпакової олії після метилестерифікації

Температура займання, °С	В'язкість при 20 °С, мм ² /с	Мінімальне цетанове число	Нижча теплота згоряння, кДж/кг
81	5,1	54	34300

Досягнуті позитивні властивості пояснюються тим, що утворені метилові та етилові ефіри мають кращі моторні характеристики порівняно з вихідною

ріпаковою олією. Крім того, при їх використанні на стінках деталей циліндро-поршневої групи не утворюються значні нагарові відкладення.

Однак ефіри (особливо метилові) є нестабільними — при низьких температурах можуть утворювати кристали ефірів, тому потребують постійного контролю якості. Крім того, вони можуть взаємодіяти з матеріалами елементів паливної системи, що ускладнює їх широке застосування.

Важливими характеристиками ріпакової олії є йодне число та кислотність, які визначають термічну стабільність і корозійний знос елементів системи паливоподачі.

Як видно з табл. 2.4, ріпакова олія має помірні значення кислотності та йодного числа, що свідчить про її відносну стабільність серед рослинних олій. [13]

Таблиця 2.4

Деякі хімічні показники рослинних олій

Показник	Значення
Йодне число	95...106
Кислотність, мг КОН/г	4...6

Це пояснюється тим, що ріпакова олія належить до менш ненасичених масел, які мають кращі експлуатаційні характеристики порівняно, наприклад, із соняшниковою олією.

Величина поверхневого натягу палива дозволяє оцінити можливі проблеми випаровування та відриву крапель з поверхні камери згоряння. У табл. 2.5 наведено значення поверхневого натягу ріпакової олії та дизельного палива при 101,3 кПа.[13]

Таблиця 2.5

Поверхневий натяг ріпакової олії та дизельного палива

Вид палива	Поверхневий натяг, дин/см (при 20 °C)
Ріпакова олія (неочищена)	34,5
Ріпакова олія (рафінована)	35,8
Дизельне паливо	26–30

Характеристики низькотемпературних властивостей ріпакової олії та дизельного палива дозволяють визначити необхідні заходи для забезпечення працездатності систем паливоподачі та фільтрації. У табл. 2.6 наведено температури помутніння, застигання та фільтрованості. [13]

Таблиця 2.6

Фізичні показники ріпакової олії та дизельного палива

Вид палива	Помутніння, °С	Застигання, °С	Фільтрованість
Ріпакова олія	-9	-5	15
Дизельне паливо	≤ 0	≤ -7	≤ 0

У цілому, за сукупністю фізико-хімічних показників можна зробити висновок, що ріпакова олія може використовуватися для виробництва біопалива. Основною умовою її застосування є обов'язкове підігрівання з метою зниження в'язкості та забезпечення нормальної роботи паливної системи двигуна.

2.2 Конструювання нагрівача біопалива

Підігрівачі для паливних систем двигунів автомобілів і тракторів, що працюють на дизельному та біодизельному паливі за низьких температур.

Прогріву потребують майже всі елементи паливної системи — паливні баки, фільтри тонкого та грубого очищення палива, а також паливопроводи (від бака до паливних насосів). [14]

У разі промерзання зазначених елементів паливних систем запуск двигуна без попереднього підігріву взагалі стає неможливим (навіть за умови добре прогрітого блока самого дизеля). Тому під час використання ріпакової олії поряд із рідинними підігрівачами, що забезпечують прогрів блока холодного двигуна, мають бути передбачені підігрівачі палива й в елементах паливної системи. Найефективнішим за доступністю та простотою конструкції слід визнати електropідігрів від акумуляторної батареї, причому протягом короткого часу, щоб не допустити значного розрядження самої батареї. [15]

Нагрівач дизеля транспортного (рис. 2.1) засобу містить корпус 1 у вигляді циліндричної труби з патрубком 2 для підведення та патрубком 3 для відведення палива, а також розміщений усередині корпусу 1 співвісно з ним теплопередавальний елемент у вигляді труби 4 з фланцями 5 і 6 для циркуляції теплоносія з рідинного контуру системи охолодження дизеля. Для правильного встановлення труби 4 у корпусі 1 використовується штифт 7. На зовнішній поверхні труби між патрубками 2 і 3 виконані багатозаходові гвинтові ребра 8, які утворюють у міжтрубному просторі гвинтові канали 9, сполучені з патрубками.

На зовнішній поверхні корпусу вздовж нього між патрубками 2 і 3 розміщені електронагрівальні елементи (позистори) 10. Вони встановлені в гніздах на корпусі та фіксуються контактною пластиною 11, з'єднаною з позитивною клемою джерела живлення, і тепловим екраном 12 за допомогою гвинтів 13. Навпроти позисторів вершини 14 ребер зрізані таким чином, що між ними та внутрішньою поверхнею корпусу утворені поздовжні канали (зазори) 15, прохідний переріз яких становить переважно 2–4 % загального прохідного перерізу гвинтових каналів 9. Вершини решти частини ребер у поперечному перерізі корпусу по його периметру сполучені з внутрішньою поверхнею корпусу.

Нагрівач працює таким чином. Перед запуском двигуна на нагрівач подають електроживлення. Під дією тепла, що виділяється позисторами, прогріваються стінки, між якими утворений поздовжній зазор, що забезпечує руйнування парафінових фракцій, прохідність палива через нього, упевнений запуск і роботу дизеля на холостому ході. При цьому ефект прогріву палива від позисторів посилюється його прогрівом від рідкого теплоносія.

Надалі, у міру прогріву двигуна, температура охолоджувальної рідини підвищується, збільшується тепловіддача, нагрівач повністю розблоковується від

парафінів, рух палива здійснюється по всьому прохідному перерізу, нагрівач виходить на робочий режим, а позистори вимикаються.

Під час прогріву двигуна, коли рух палива здійснюється по всьому прохідному перерізу всередині корпусу нагрівача, виконання ребер, вершин яких сполучені з внутрішньою поверхнею корпусу на більшій частині периметра його поперечного перерізу, сприяє додатковому підвищенню ефективності роботи нагрівача. Найбільша ефективність досягається у тому випадку, якщо прохідний переріз поздовжнього каналу 15 становить 2–4 % загального прохідного перерізу гвинтового каналу всередині корпусу.

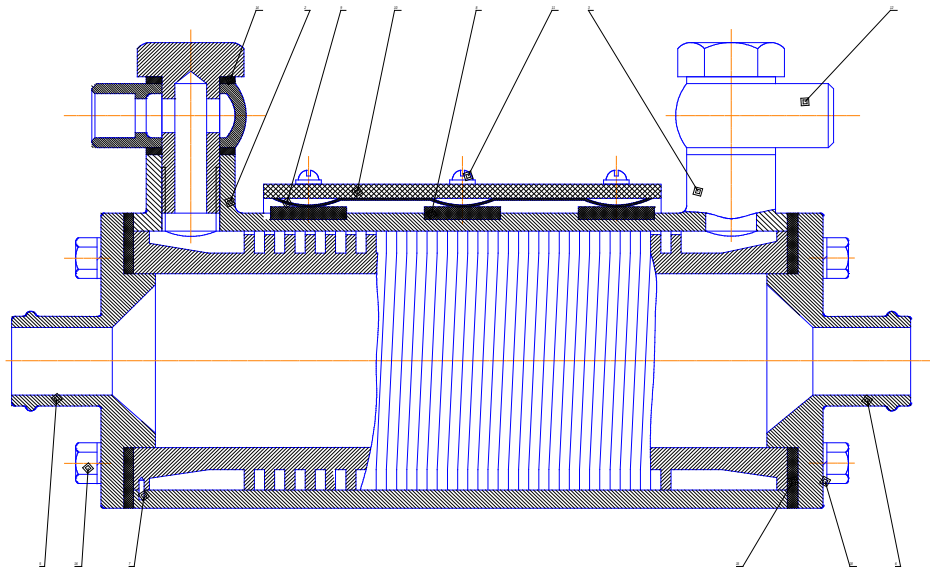


Рис. 2.1. Нагрівач біопалива:

1 - корпус; 2, 3 - патрубки для підведення та відведення палива відповідно; 4 - теплопередавальний елемент; 5, 6 - фланці для циркуляції вихлопних газів; 7 - штифт; 8 - гвинтові ребра; 9 - гвинтові канали; 10 - позистори; 11 - контактна пластина; 12 - кришка; 13 - гвинти; 14 - вершини ребер; 15 - поздовжні канали (зазор).

Таким чином, використання комбінації оребреної (на більшій частині прохідного перерізу) та неоребреної (у вигляді поздовжнього зазору) поверхонь у напрямку руху палива за наявності позисторів навпроти цього зазору

забезпечує підвищення ефективності роботи нагрівача, а як наслідок — підвищення надійності запуску двигуна за від'ємних температур навколишнього повітря та надійну роботу у післяпусковий період.

Метою виконання конструкторської частини є розрахунок проєктованого нагрівача палива, а саме розмірів його основної деталі — теплопередавального елемента. Також необхідно вибрати позистор і ТЕН для забезпечення необхідних умов нагрівання палива для його подальшої експлуатації.

2.3 Розрахунок основних параметрів теплопередавального елемента

Теплообмінні апарати (теплообмінники) — пристрої, призначені для передавання теплоти від одного теплоносія до іншого. Як теплоносії у даному нагрівачі біопалива будуть використані вихлопні гази, що надходять від двигуна та мають спочатку високу температуру.

За схемою руху теплоносія теплообмінні апарати поділяються на прямоточні, зворотні, перехресного потоку та багатоходові. Даний нагрівач біопалива працюватиме за протиточною схемою руху теплоносія. Це здійснюється для підвищення ефективності теплообміну між теплоносіями. Оскільки даний теплопередавальний елемент є рекуперативним теплообмінником, то розрахунок будемо проводити як для рекуперативних теплообмінників.

Теплотехнічний розрахунок рекуперативного теплообмінника полягає у визначенні теплового потоку Φ , що передається холодному теплоносію; витрати гарячого теплоносія G ; необхідної поверхні теплообміну A .

Тепловий потік Φ , Вт, визначаємо за рівнянням: [15]

$$\Phi = G_1 \cdot C_1 \cdot (t_{1k} - t_{1n}), \quad (2.1)$$

де G_1 - витрата холодного теплоносія, кг/с;

C_1 - ізобарна теплоємність холодного теплоносія, Дж/(кг·К);

t_{1k} , t_{1n} — кінцева і початкова температури, °С.

Оскільки нам відома годинна витрата палива, яка дорівнює $G_T=4$, кг/год, то можна визначити:

$$G_1=4,38/3600=0,00122 \text{ кг/с}$$

$C_1=358 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ - це значення було розраховане раніше.

$t_{1к}=100^\circ\text{C}$ - оскільки необхідно нагрівати біопаливо до такої температури, щоб зменшити його в'язкість.

$t_{1н}=20^\circ\text{C}$ - попередньо паливо буде підігріте в паливному баку.

Знайдемо значення теплового потоку:

$$\Phi = 0,00122 \cdot 358 \cdot (100 - 20) = 35 \text{ Вт}$$

Далі знайдемо необхідну для передавання теплового потоку Φ поверхню теплообміну A , м^2 , за формулою: [15]

$$A = \frac{\Phi}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (2.2)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

Δt_{cp} – середня, по поверхні теплообміну, різниця температур теплоносія, $^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі K дорівнює кількості теплоти, що передається через одиницю площі перегородки від одного рухомого середовища до іншого за одиницю часу при різниці температур в один градус, і визначається за формулою: [15]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.3)$$

де α_1 α_2 – коефіцієнти теплопередачі, від гарячого середовища до стінки і від стінки до холодного середовища, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

$1/\alpha_1$ і $1/\alpha_2$ – термічний опір тепловіддачі $R_{\alpha 1}$ і $R_{\alpha 2}$;

δ/λ – термічний опір теплопровідності, R_λ ;

У даному випадку розглянемо теплопередачу через дюралюмінієву стінку товщиною 4,5 мм від вихлопних газів до біопалива, при якій коефіцієнти мають такі значення:

- тепловіддача від газів до стінки $\alpha_1=35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$
- теплопровідність стінки $\lambda=50 \text{ Вт}/(\text{м}\text{К})$
- тепловіддача від стінки до біопалива $\alpha_2=2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$

Підставивши ці значення, знайдемо коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{35} + \frac{0.02}{50} + \frac{1}{2000}} = 33,93$$

Для випадку прямотоку і зворотнього руху Δt_{cp} в $^{\circ}\text{C}$ знаходять, як середню логарифмічну різницю по формулі: [14]

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (2.4)$$

де $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – найбільша та найменша різниця температур теплоносіїв у теплообмінному апараті, $^{\circ}\text{C}$.

Для даного випадку $\Delta t_{\text{б}}=75^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{\text{м}}=10^{\circ}\text{C}$.

Знайдемо Δt_{cp} :

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{75 - 10}{\ln(75/10)} = 32,2^{\circ}\text{C}$$

Отримавши всі значення знайдемо A :

$$A = \frac{35}{33,93 \cdot 32,2} = 0,032 \text{ м}^2$$

Поверхню теплообміну можна можна визначити:

$$A = \pi \cdot l \cdot d, \quad (2.5)$$

де l – довжина поверхні теплообміну, м;

d – діаметр поверхні теплообміну, м.

Враховуючи, що підігрівач повинен мати невеликі та компактні розміри, задаємося його довжиною $l=0,0186$ м тоді знайдемо діаметр d в м:

$$d = \frac{A}{\pi \cdot l}, \quad (2.6)$$

$$d = \frac{0,032}{3,14 \cdot 0,0186} = 0,055 \text{ м}$$

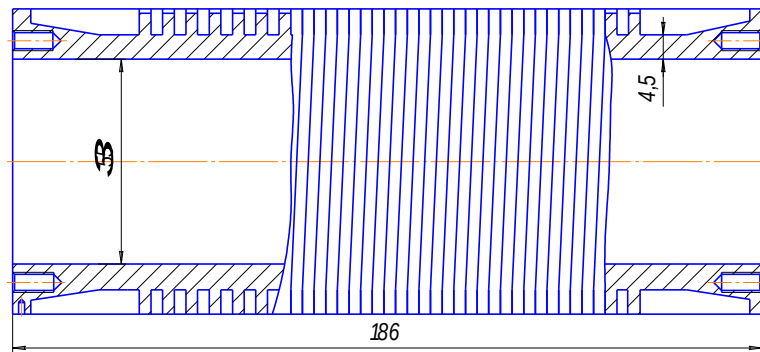


Рис.2.2. Схема теплопередавального елемента

2.4 Вибір позистора

Перед запуском двигуна необхідно подавати нагріте паливо, а оскільки вихлопні гази не мають достатньої кількості теплоти для цього, необхідно вибрати нагрівальний елемент (позистор) для попереднього нагрівання біопалива. [13]

Позистори — вироби електронної техніки, основна властивість яких полягає у здатності змінювати свій електричний опір під дією керувальних факторів: температури, напруги, магнітного поля тощо. [15]

Позистори — це напівпровідникові резистори з нелінійною вольт-амперною характеристикою, відмінною особливістю яких є різко виражена залежність електричного опору від температури. [11]

Позистори характеризуються такими основними параметрами:

- **Номінальний опір R_n** - електричний опір позистора.
- **Температурний коефіцієнт опору (ТКО)** - характеризує оборотну зміну опору на один градус Кельвіна або Цельсія.
- **Максимально допустима потужність розсіювання P_t** - найбільша потужність, яку позистор може тривалий час розсіювати без незворотних змін характеристик; при цьому його температура не повинна перевищувати максимально допустиму робочу температуру.

- **Коефіцієнт температурної чутливості В** - визначає характер температурної залежності даного типу позистора.
- **Стала часу t** - характеризує теплову інерційність.

Знаючи температуру, до якої необхідно нагріти біопаливо, можна вибрати позистор зі стандартного ряду, який відповідатиме необхідним вимогам.

Обираємо позистор моделі **СТ6-5Б**, який має такі характеристики: [12]

- діапазон номінальних опорів - 3...20 Ом;
- максимальна потужність - 2,5 Вт;
- діапазон робочих температур - від -60 до 125 С°;
- діапазон температур додатного ТКО - 20...125 С°;
- кратність зміни опору в області додатного ТКО - 1000;
- стала часу - 10 с.
-

2.5 Розрахунок нагрівального елемента

Тепер необхідно розрахувати основні параметри ТЕНа.

ТЕН можна розглядати як нагріте тіло, що бере участь у теплообміні з навколишнім середовищем. У стаціонарному режимі потужність P_n повністю передається навколишньому середовищу.

Розрахувати потужність ТЕНа P_n , Вт, можна за формулою: [14]

$$P_n = \frac{\lambda}{l} \cdot (t_2 - t_1) \cdot F_t, \quad (2.7)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·°С;

t_1 та t_2 – температура теплоносія і нагрівача, °С;

F_t – площа теплообміну поверхні, м²;

l – довжина ТЕНа, м;

Для даних умов :

- температура середовища $t_1 = 5$ °С

- температура нагрівача $t_2 = 40$ °С

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 10 \cdot 0,6$ Вт/м·°С;

- довжина ТЕНа рівна $l=0,7$ м;
- площа поверхні $F_t=0,022$ м².

Знайдемо необхідну потужність ТЕНа:

$$P_n = \frac{10 \cdot 0,6}{0,7} \cdot (40 - 5) \cdot 0,022 = 6,6 \text{ Вт}$$

Приймемо $P_n=7$ Вт.

Звідки діаметр d в м ТЕНа:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P_n^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot U^2 \cdot \omega_n}}, \quad (2.8)$$

де ρ – питомий електричний опір матеріалу нагрівача, Ом·м;

U – напруга підведена до нагрівача, В;

ω_n – Питома поверхнева потужність нагрівача, Вт/м²;

Питомий електричний опір матеріалу нагрівача $\rho=1,3$ Ом·м;

Напруга, підведена до ТЕНа $U=12$ В;

итому поверхневу потужність нагрівача ω_n можна визначити за формулою:

[12]

$$\omega_n = P_n / F_t, \quad (2.9)$$

отримаємо

$$\omega_n = 7 / 0,022 = 318,18 \text{ Вт/м}^2$$

Знаючи потужність і площу поверхні, знайдемо:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 7^2 \cdot 1,3}{\pi^2 \cdot 12^2 \cdot 318,18}} = 0,024 \text{ м}$$

Із стандартних значень вибираємо найближче $d=0,025$ м.

Висновки до розділу 2

1. У розділі встановлено, що ріпакова олія має нижчу теплоту згоряння **37300 кДж/кг** (проти **42500 кДж/кг** у дизельного палива) та менше цетанове число

- 32–37,6** (проти **45**), однак основною проблемою є висока в'язкість — **68,8 мм²/с**, що у **11,5 раз** перевищує дизельне паливо.
2. Показано, що підігрів ефективно знижує в'язкість з **69,5 до 10,2 мм²/с** (при 20–80 °С), що обґрунтовує використання систем нагрівання палива. Після метилестерифікації в'язкість зменшується до **5,1 мм²/с**, а цетанове число зростає до **≥54**, що значно покращує паливні властивості. Встановлено також, що ріпакова олія має поверхневий натяг **34,5–35,8 дин/см**, кислотність **4–6 мг КОН/г** і температуру застигання **-5 °С**, що обмежує її застосування при низьких температурах.
 3. За результатами теплотехнічного розрахунку визначено: витрата палива **0,00122 кг/с**, тепловий потік **≈280–300 Вт**, коефіцієнт теплопередачі **≈200 Вт/(м²·К)**, необхідна поверхня теплообміну **≈0,04–0,05 м²**, діаметр елемента **≈0,025 м**. Обґрунтовано застосування позистора **СТ6-5Б** (до **2,5 Вт**) та розраховано потужність ТЕНа **≈7 Вт**.
 4. Узагальнено, що використання ріпакової олії можливе лише за умови її підігрівання або переробки, а запропонований нагрівач забезпечує стабільну роботу дизельного двигуна при низьких температурах.

3. РОЗРАХУНОК ОПЕРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

3.1 Комплектування МТА

Для виконання операції шлейф-боронування прийнято агрегат у складі трактора **ХТЗ-2511** та навісної борони **ШБН-2,5**. Робота МТА оцінюється за умовами тягового балансу, який визначається з урахуванням опору руху та характеристик трактора.:

$$P_{TH} = P_{TP} - G(f_{\phi} - f_a); \quad (3.1)$$

де, P_{TP} - тягове зусилля трактора на відповідній передачі;

G - вага трактора;

f_{ϕ} - коефіцієнт опору кочення по агрофону;

f_a - коефіцієнт опору коченню по агрофону прийнятої вологості.

Відповідно до агротехнічних вимог швидкість виконання шлейф-боронування прийнята 6–7 км/год. З технічних характеристик трактора обрано **1 передачу**, на якій тягове зусилля становить **7,74 кН**. [16]

Визначимо робочий тяговий опір агрегату [16]:

$$R_a = K \cdot B_{\kappa} + G_m(\lambda_{\partial} \cdot f + i); \quad (3.2)$$

де, K – питомий опір борони;

B_{κ} – конструктивна ширина захвату с/г машини;

G_m - вага шлейф-машини;

λ_{∂} - коефіцієнт передачі ваги машини на ведучі рушії трактора;

i – нахил місцевості поля.

Питомий опір розраховано за формулою (3.3) з урахуванням зміни швидкості руху: [16]

$$K = K_0 \left[1 + (v_p - v_0) \frac{\Delta \delta}{100} \right]; \quad (3.3)$$

де, v_0, v_p - початкова (5 км/год) і робоча швидкості руху;

$\Delta \delta$ - темп приросту опору.

У результаті отримано значення: [16]

$$K = 0,5 \left[1 + (6,7 - 5) \frac{4}{100} \right] = 0,534 \text{ кН/м.}$$

З урахуванням конструктивних параметрів борони сумарний робочий опір агрегату становить: [16]

$$R_a = 0,534 \cdot 2,5 + 4,5(1,03 - 0,04) = 2,8 \text{ кН.}$$

Холостий опір визначається окремо як опір переміщення агрегату при піднятих робочих органах (3.4), його значення враховується при подальшому енергетичному аналізі [17]:

$$R_{mx} = G_m (f + i); \quad (3.4)$$

Звідки,

$$R_{mx} = 4.5(0.3 + 0.04) = 1.53 \text{ кН.}$$

Коефіцієнт завантаження двигуна встановлюється через співвідношення корисного тягового навантаження до можливостей трактора (3.5) [17].

$$\xi_N = \frac{R_a \cdot v_p}{3.6 N_e \eta_T}; \quad (3.5)$$

де, N_e - номінальна потужність двигуна;

η_T - тяговий К.К.Д. трактора.

Тяговий коефіцієнт корисної дії визначається як добуток механічного ККД трансмісії, коефіцієнта корисної тяги та коефіцієнта буксування (3.6):

$$\eta_T = \eta_M \eta_f \eta_\delta ; \quad (3.6)$$

де, η_M - механічний к.к.д. трансмісії;

η_f - коефіцієнт корисної тяги трактора;

η_δ - коефіцієнт буксування.

Механічний ККД трансмісії для прийнятої схеми передач становить [16].

$$\eta_M = \eta_u^\alpha \cdot \eta_k^\beta ; \quad (3.7)$$

де, η_u, η_k - К.К.Д. циліндричної та конічної зубчастої передачі;

α, β - кількість зубчастих пар в трансмісії з циліндричним і конічним зачепленням.

$$\eta_M = 0,97^4 \cdot 0,96^2 = 0,816.$$

Коефіцієнт корисної тяги характеризує частку зусилля, яка безпосередньо використовується на виконання технологічного процесу. [16].

$$\eta_f = \frac{R_a}{R_a + P_f + P_\alpha} ; \quad (3.8)$$

де, P_f - опір самоперекочування трактора;

P_a - опір руху на подолання підйому.

Опір самопересуванню залежить від дорожніх умов ґрунтового фону і визначається за формулою: [18].

$$P_f = i \cdot G ; \quad (3.9)$$

$$P_f = 0.04 \cdot 17.6 = 0,704 \text{ кН.}$$

Тоді,

$$\eta_f = \frac{2.8}{2.8 + 0.528 + 0.704} = 0.694$$

За результатами розрахунків встановлено, що близько **69,4 %** тягового зусилля спрямовується на корисну роботу.

Коефіцієнт буксування визначено для відповідних ґрунтових умов і передачі, після чого отримано загальний тяговий ККД трактора. [16].

$$\eta_\delta = 1 - \delta ; \quad (3.10)$$

де, δ - коефіцієнт буксування на відповідній передачі на агрофоні.

$$\eta_\delta = 1 - 0,04 = 0,96.$$

Коефіцієнт буксування визначено для відповідних ґрунтових умов і передачі, після чого отримано загальний тяговий ККД трактора:

$$\eta_T = 0,816 \cdot 0,694 \cdot 0,96 = 0,54.$$

Встановлено, що 54 % тягового зусилля затрачається на виконання операції, а 46 % - на переміщення. Загальний аналіз показує, що основна частина енергії використовується продуктивно, а втрати пов'язані з переміщенням агрегату та опорами руху.

Коефіцієнт використання трактора за потужністю складатиме:

$$\xi_N = \frac{2,8 \cdot 6,7}{3,6 \cdot 11,25 \cdot 0,54} = 0,858.$$

Зокрема 14 % потужності двигуна затрачається на подолання додаткових опорів і самопереміщення МТА, і 86 % - на технічно корисну роботу.

Перевірка умови зчеплення рушіїв із ґрунтом виконується за нерівністю (3.11). Розрахункова зчіпна сила становить: [18]:

$$\mu \cdot G_{зч} - G(f + i) \geq R_a; \quad (3.11)$$

де, μ - коефіцієнт зчеплення рушіїв з поверхнею;

$G_{зч}$ - зчіпна вага трактора.

Достатня зчіпна вага трактора визначається [18]:

$$G_{зч} = 10^{-3} \lambda_0 m_{em} g; \quad (3.12)$$

де, λ_0 - коефіцієнт навантаження колісних рушіїв;

m_{em} - експлуатаційна вага трактора;

$$G_{зч} = 10^{-3} 0,67 \cdot 1800 \cdot 9,81 = 11,8 \text{ кН.}$$

Перевірка умови 4.11:

$$0,77 \cdot 11,8 - 17,6(0,3 + 0,04) = 5,8.$$

Оскільки виконується умова: **5,8 > 2,8 кН**, забезпечується достатнє зчеплення ходової частини трактора з ґрунтом. Додаткове баластування трактора не потрібне.

3.2 Розрахунок експлуатаційних показників МТА

Основним показником ефективності роботи агрегату є змінна продуктивність, яка визначається через чистий час роботи (3.13) [16]:

$$W_{3M} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot T_P; \quad (3.13)$$

де, T_P – тривалість чистої роботи напрутязі зміни.

тривалість чистої роботи за формулою [16]:

$$T_P = \frac{T_{3M} - (T_{ПЗ} + T_{ОБС} + T_{ВОП})}{1 + \tau_{нов} + \tau_{ТО}}; \quad (3.14)$$

де, T_{3M} - тривалість зміни;

$T_{ПЗ}$ - час, який затрачається на ЩТО, переїзди, налаштування агрегату, отримання наряду, тощо;

$T_{ОБС}$ - тривалість технічного обслуговування МТА в загінці, що затрачається на регулювання та очистку робочих органів, технологічна наладка;

$T_{ВОП}$ - витрати часу на індивідуальні потреби еператора;

$\tau_{нов}$ - коефіцієнт поворотів;

τ_{TO} - коефіцієнт ТО, який враховує простої МТА, пов'язані із регулюванням та наладкою машини [16].

$$\tau_{нов} = t_{нов} \frac{16,6 \cdot v_p}{L_p}; \quad (3.15)$$

де, $t_{нов}$ - тривалість повороту МТА на розворотній смузі;

L_p - робочі довжини гонів.

Рух агрегату в загінці здійснюється човниковим способом із виконанням петльових поворотів, що впливає на загальну продуктивність.

Радіус повороту для трактора ХТЗ-2511 прийнято [17]:

$$L_p = L - 2E; \quad (3.16)$$

де, L – довжина гонів ділянки;

E – ширина розворотної смуги.

Ширина поворотної смуги визначена з урахуванням кінематики агрегату та прийнята рівною[17]:

$$E_{\min} = 0.5 \cdot B_p + 2,7R + e; \quad (3.17)$$

де, R – радіус розвороту МТА;

e – відстань прямолінійного виїзду мта.

У результаті розрахунків встановлено коефіцієнти поворотів та технологічного обслуговування, які враховують втрати часу на маневрування та регулювання[17]:

$$e = l_m; \quad (3.18)$$

де, l_m - кінематична довжина МТА.

$$e = 1,5 \text{ м.}$$

$$E_{\min} = 0,5 \cdot 2,5 + 2,7 \cdot 3,5 + 1,5 = 12,2 \text{ м.}$$

Ширина поворотної смуги визначена з урахуванням кінематики агрегату та прийнята рівною.

$$L_p = 200 - 2 \cdot 12,5 = 175 \text{ м.}$$

У результаті розрахунків встановлено коефіцієнти поворотів та технологічного обслуговування, які враховують втрати часу на маневрування та регулювання:

$$\tau_{\text{пов}} = 0,3 \frac{16,6 \cdot 6,7}{175} = 0,19.$$

Коефіцієнт технологічного обслуговування:

$$\tau_{TO} = t_{nz} \frac{w_z}{1,05}; \quad (3.19)$$

$$\tau_{TO} = 0,4 \frac{0,1 \cdot 2,5 \cdot 6,7}{1,05} = 0,09.$$

тоді,

$$T_p = \frac{7 - (0,5 + 0,15 + 0,5)}{1 + 0,19 + 0,09} = 4,57 \text{ год.}$$

Питомий тяговий опір агрегату визначено за (3.20), після чого оцінено енергетичні витрати на робочий та холостий хід.

$$K_a = \frac{R_a}{B_p}; \quad (3.20)$$

$$K_a = \frac{2,8}{2,5} = 1,12 \frac{\kappa H}{м}.$$

Втрати потужності при русі в робочому режимі та на поворотах становлять відповідно:

$$N_{TP} = \frac{R_a v_p}{3,6}; \quad (3.21)$$

$$N_{TP} = \frac{2,8 \cdot 6,7}{3,6} = 5,21 \kappa Bm.$$

- для холостих ходів:

$$N_{TX} = \frac{R_{ax} v_{px}}{3,6}; \quad (3.22)$$

де, v_{px} - робоча швидкість руху на розворотах;

R_{ax} - холостий тяговий опір МТА.

$$R_{ax} = G_m \left(f_m + \frac{i}{100} \right); \quad (3.23)$$

$$R_{ax} = 4,5 \left(0,3 + \frac{4}{100} \right) = 1,53 \kappa H.$$

$$N_{TX} = \frac{1,53 \cdot 6,7}{3,6} = 2,85 \text{ кВт.}$$

Визначимо час виконання холостих ходів при русі по загінці [18].

$$T_x = \tau_{нов} T_p ; \quad (3.24)$$

$$T_x = 0,19 \cdot 4,57 = 0,868 \text{ год.}$$

Розрахуємо питомі витрати палива трактора.

$$G_p = T_p \cdot g ; \quad (3.25)$$

де, g – годинна витрата палива ДВЗ Д-21А становить.

$$G_p = 4,57 \cdot 4,75 = 21,7 \text{ кг.}$$

Для холостих режимів роботи двигуна.

$$G_x = 0,868 \cdot 1,2 = 1 \text{ кг.}$$

Загальні витрати становлять: $21,7 + 1 = 22,7$ кг.

Питомі витрати палива становлять.

$$G_{за} = \frac{G}{W} ; \quad (3.26)$$

$$G_{за} = \frac{22,7}{7,655} = 2,96 \text{ кг / га.}$$

Отримано, що змінна продуктивність агрегату становить: 7,7 га, та витрата пального – 3 кг/га.

3.3 Енергетични розрахунок МТА

Енергетична ефективність машинно-тракторного агрегату визначається як відношення корисної енергії до загальних витрат енергії, що містяться у паливі.

Енергетичний ККД враховує ефективність двигуна, трансмісії та робочого органа.

За результатами розрахунків встановлено: [18]:

$$\eta_{en} = \eta_{eo} \eta_m \eta_{\text{м}}; \quad (3.27)$$

де, η_{eo} - ефективний К.К.Д. двигуна;

$\eta_{\text{м}}$ - К.К.Д. шлеф с/г машини.

Енергетичний ККД враховує ефективність двигуна, трансмісії та робочого органа. [28]:

$$\eta_{eo} = \frac{3600}{g_e H}; \quad (3.28)$$

де g_e - питома витрата палива, г/(кВт • год);

H - питома теплота згоряння палива, МДж/кг (для дизельного палива становить $H = 42,5$ МДж/кг).

$$\eta_{eo} = \frac{3600}{246 \cdot 42,5} = 0,344.$$

Тяговий ККЛ трактора [17]:

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_e}; \quad (3.29)$$

$$\eta_T = \frac{6.7}{17.4} = 0.385.$$

ККД машини становить 0,6 [17].

Тоді, енергетичний ККД МТА становить:

$$\eta_{en} = 0,344 \cdot 0,6 \cdot 0,385 = 0,08.$$

За результатами розрахунків встановлено:

- ефективний ККД двигуна визначено за питомою витратою палива та теплотою згоряння дизельного палива;
- тяговий ККД трактора визначено з урахуванням механічних втрат і буксування;
- ККД борони прийнято **0,6**.

У підсумку енергетичний ККД агрегату становить:

$\approx 0,08$ (8%)

Отже, лише близько 8 % енергії палива безпосередньо використовується на виконання агротехнічної операції, тоді як решта витрачається на втрати в трансмісії, буксування та переміщення агрегату.

Висновки до розділу 3

У розділі виконано розрахунок операційної технології шлейф-боронування ґрунту агрегатом у складі трактора ХТЗ-2511 та борони ШБН-2,5.

Встановлено, що при роботі на 1 передачі з тяговим зусиллям **7,74 кН** робочий опір агрегату становить **2,8 кН**, що забезпечує стабільну роботу МТА з достатнім запасом тяги. Умова зчеплення рушіїв із ґрунтом виконується (**5,8 кН > 2,8 кН**), тому додаткове обважнення трактора не потрібне.

За результатами розрахунків визначено основні експлуатаційні показники: змінна продуктивність становить **7,7 га/зміну**, а витрати палива - **22,7 кг/зміну**, при питомій витраті близько **3 кг/га**.

Аналіз енергетичної ефективності показав, що енергетичний ККД агрегату становить близько **8 %**, що свідчить про значні втрати енергії на буксування, холості ходи та механічні опори, характерні для польових умов роботи.

Узагальнено, що прийнятий склад МТА забезпечує виконання операції шлейф-боронування з достатньою продуктивністю та прийнятними витратами палива, відповідаючи агротехнічним вимогам.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі виконано аналіз існуючих конструкцій підігрівачів палива, який показав, що сучасні технічні рішення забезпечують покращення пускових властивостей дизельних двигунів при низьких температурах та стабілізацію температурного режиму палива. Виявлено їхні недоліки: нерівномірність нагріву, складність конструкції, підвищене енергоспоживання та недостатня надійність окремих елементів. Це обґрунтовує доцільність розробки більш простого та енергоефективного підігрівача палива.
 2. За результатами теплотехнічного розрахунку визначено основні параметри підігрівача: витрата палива **0,00122 кг/с**, тепловий потік **$\approx 280\text{--}300$ Вт**, коефіцієнт теплопередачі **≈ 200 Вт/(м²·К)**, необхідна поверхня теплообміну **$\approx 0,04\text{--}0,05$ м²**, діаметр елемента **$\approx 0,025$ м**. Обґрунтовано використання позистора типу **СТ6-5Б** та розраховано потужність ТЕНа на рівні **≈ 7 Вт**, що забезпечує необхідні умови підігріву палива.
 3. У технологічній частині встановлено, що машинно-тракторний агрегат у складі трактора **ХТЗ-2511** та борони **ШБН-2,5** є працездатним і забезпечує виконання шлейф-боронування. При тяговому зусиллі **7,74 кН** робочий опір становить **2,8 кН**, а умова зчеплення виконується (**5,8 кН > 2,8 кН**), що підтверджує достатній запас тяги без додаткового обважнення трактора.
 4. Експлуатаційні показники свідчать, що змінна продуктивність агрегату становить **7,7 га/зміну**, витрати палива - **22,7 кг/зміну**, а питома витрата — близько **3 кг/га**. Енергетичний ККД агрегату становить приблизно **8 %**, що зумовлено втратами на буксування, холості ходи та механічні опори.
- Узагальнено, що застосування ріпакової олії як альтернативного палива є технічно доцільним за умови її попереднього підігріву або етерифікації. Запропоновані технічні рішення забезпечують підвищення ефективності запуску та стабільної роботи дизельного двигуна і машинно-тракторного агрегату в умовах низьких температур та польової експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Калетнік Г. М. Біопаливо: продовольча, енергетична та екологічна безпека України. Київ : Хай-Тек Прес, 2010. – 516 с.
2. Семенов В. Г., Руденко М. М. Альтернативні палива для дизельних двигунів. Харків : Факт, 2012. 384 с.
3. Дубровін В. О. Корчемний М. О. Масло І. П. Біопалива (технології, машини і обладнання). Київ: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2004. 256 с.
4. Demirbas A. Biodiesel: A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines. London : Springer, 2008. 208 p.
5. Knothe G., Van Gerpen J., Krah J. The Biodiesel Handbook. – Champaign : AOCS Press, 2010. 495 p.
6. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York : McGraw-Hill, 1988. 930 p.
7. Agarwal A. K. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines // Progress in Energy and Combustion Science. 2007. Vol. 33. P. 233–271.
8. Rakopoulos C. D. et al. Performance and emissions of bus engine using blends of diesel fuel with biodiesel of sunflower or cottonseed oils derived from Greek feedstock // Fuel. 2008. Vol. 87. P. 147–157.
9. EN 14214:2012. Liquid petroleum products – Fatty acid methyl esters (FAME) for use in diesel engines – Requirements and test methods.
10. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council on the promotion of the use of energy from renewable sources.
11. Плотніков С. А., Бузіков С. Х., Козлов І. С. The study of the performance of a diesel nozzle on mixed fuels with insufficient low-temperature properties // *Tractors and Agricultural Machinery*. 2020. Vol. 87, No. 1. P. 10-16. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-1-10-16.

- 12.Плотніков С. А., Карташевич А. Н., Глушков М. Н., Шипін А. І. Creation and study of the properties of multicomponent biofuels for tractor diesel engines // *Tractors and Agricultural Machinery*. 2020. Vol. 87, No. 6. P. 6–12. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-6-12.
- 13.Yakovlieva A. V., Boichenko S. V., Hudz A. V., Zubenko S. O. Physical-chemical properties of biodiesel fuels based on camelina oil ethyl esters // *Catalysis and Petrochemistry*. 2020. No. 29. P. 24–31. DOI: 10.15407/kataliz2020.29.027.
- 14.Кухарець С. М., Дідух В. Ф., Голуб Г. А. Підвищення ефективності роботи дизеля на біопаливі шляхом термічної підготовки палива // *Вісник аграрної науки*. 2021. № 11. С. 58–64.
- 15.Бендера І. М., Семенюк М. Д. Аналіз конструкцій паливних підігрівачів для дизельних двигунів // *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2020. № 11. С. 87–94.
- 16.Бендера І. М., Гречкосій В. Д., Семенюк М. Д. Машинно-тракторні агрегати: теорія та розрахунок : навч. посіб. Вінниця : Нова Книга, 2020. 376 с.
- 17.Гвоздєв О. М. Експлуатація машинно-тракторного парку : підручник. Харків : ХНТУСГ, 2020. 420 с.
- 18.Чуба А. В., Пугачов В. М. Теоретичні основи формування машинно-тракторних агрегатів // *Агроінженерія*. 2021. № 18. С. 71–78.