

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет біоресурсів та природокористування України**

**ВИРОБНИЦТВО ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО  
БІОПАЛИВА**

**МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ**

**МОНОГРАФІЯ**

За редакцією доктора технічних наук,  
професора Голуба Г.А.

**Київ**  
**НУБіП України**  
**2017**

УДК 631.371:620.92  
ББК 40.72  
Г62

*Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України  
(протокол № 1 від 26.08.2016 р.)*

**Рецензенти:**

**Кравчук В. І.** – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН України, директор Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого;

**Мироненко В. Г.** – доктор технічних наук, професор, заступник директора з наукової роботи Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства НААН України;

**Войтюк В. Д.** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту ім. М.П. Момотенка

**Голуб Г. А.**

**Г62 Виробництво та використання дизельного біопалива. Механіко-технологічні основи: монографія.** / Голуб Г. А., Павленко М. Ю., Чуба В. В.; за ред. Г. А. Голуба. – К.: НУБіП України, 2017. – 340 с.

У монографії наведено основні принципи виробництва дизельного біопалива на основі рослинних олій з використанням гідромеханічного перемішування, а також використання дизельного біопалива для роботи машино-тракторних агрегатів при виконанні польових робіт з використанням системи двохступеневого підігріву дизельного біопалива.

Монографія призначена для наукових співробітників, аспірантів, конструкторів сільськогосподарської техніки, студентів та фахівців сільського господарства.

**ISBN 978-617-7396-47-4**

© Голуб Г. А., Павленко М. Ю., Чуба В. В., 2017  
© НУБіП України, 2017

## ВСТУП

Антропогенне збільшення викидів парникових газів призводить до глобального потепління клімату. Дослідженнями науковців встановлено, що при піднятті температури на 2 °С від дефіциту води постраждає 0,5 млрд., а на 3 °С – 3 млрд. людей. Це буде потрясінням для світової економіки та призведе до соціально-економічного напруження.

Україна відноситься до країн, які мають дефіцит власних енергоносіїв і може забезпечити свої потреби за рахунок власних енергоносіїв лише на 50 %, в тому числі в нафті – на 10-12 %, у природному газі – до 30 %, що створює загрозу енергетичній безпеці країни.

Уведення в енергетичний баланс України біологічних видів палива, які за своєю природою є поновлюваними ресурсами акумульованої сонячної енергії – одне з актуальних завдань сьогодення. Це дасть змогу зменшити використання викопних непоновлюваних джерел енергії, забруднення природного середовища токсичними речовинами та парниковими газами.

Використання біологічних видів палива зумовлює необхідність збалансування харчових, сировинних та енергетичних потреб суспільства з можливостями агроєкосистем при одночасному акумулюванні сонячної енергії у вигляді гумусу та утриманні й розширенні біологічного різноманіття.

Потребують вирішення завдання мінімізації додаткових витрат на надання біологічним паливам споживчих якостей. Особливої актуальності це набуває при зростанні рівня механізації виробництва та цін на високоенергетичні непоновлювані джерела енергії й одночасному збільшенні вимог до охорони довкілля як середовища існування людини.

Однак поширення використання біологічних енергоресурсів є досить складною проблемою і потребує додаткових витрат на надання їм споживчих якостей.

Сучасні споживачі палива технологічно та технічно налаштовані на використання концентрованих непоновлюваних джерел енергії, а підвищення

рівня енергетичної автономності сільськогосподарського виробництва за рахунок використання поновлюваних біологічних енергоресурсів потребує значних капітальних витрат, у тому числі на науково-дослідні, дослідно-конструкторські та технологічні розробки.

У сучасних умовах розвитку суспільства недостатньо практичного досвіду, наукових напрацювань і досліджених закономірностей для визначення конструктивно-технологічних параметрів машин та обладнання, які дали б змогу збільшити рівень енергоавтономності сільськогосподарського виробництва шляхом використання поновлюваних біологічних енергоресурсів.

Щорічний дефіцит палива для виконання основних польових робіт, який зумовлений більшими темпами росту цін на викопні види палива порівняно з ростом цін на сільськогосподарську продукцію, потребує зосередження зусиль на розробці методів та технічних засобів для забезпечення енергоавтономності сільськогосподарського виробництва. Крім того, виробнича та енергетична диверсифікація забезпечує збільшення зайнятості сільського населення, зокрема в зимовий період, що в сучасних умовах є істотним фактором соціально-економічної політики.

Оптимальним варіантом збільшення використання поновлюваних біологічних енергоресурсів є підвищення ефективності використання біологічних видів палива та рівня енергетичної автономності сільськогосподарського виробництва при науковому обґрунтуванні рівня використання біологічних видів палива, розробці удосконалених технологічних процесів та технічних засобів для виробництва й використання біологічних видів палива.

Вичерпання викопних джерел енергетичної сировини, з одного боку, та збільшення потреби в енергії з іншого, викликають підвищення зацікавленості до застосування моторних палив, одержаних з біологічної сировини.

Одним з основних напрямків вирішення енергетичної проблеми є перехід на використання палива з власних поновлювальних ресурсів для транспортних засобів із дизельними та карбюраторними двигунами внутрішнього згоряння,

що безпосередньо пов'язані з вирощуванням олійних культур і рослин з великим вмістом крохмалю та цукру [1].

В Україні на сьогодні потребу в нафті і нафтопродуктах постачальники забезпечують на 80-90% за рахунок імпорту. Сезонний ріст цін на дизельне паливо обумовлений виконанням польових робіт і призводить до росту собівартості виробництва продукції сільського господарства. Крім того, використання нафтопродуктів в якості палива для двигунів внутрішнього згоряння негативно впливає на екологічний стан навколишнього середовища.

Для підвищення енергетичної незалежності України і зменшення забруднення навколишнього середовища необхідно вирішувати питання про часткове переведення мобільних енергетичних засобів на біопалива, із яких особливу увагу заслуговує виробництво і використання дизельного біопалива (ДБП) на основі рослинних олій.

Виробництво дизельного біопалива найбільш доцільно організовувати в господарствах які виробляють насіння ріпаку, мають склад паливно-мастильних матеріалів із заправною станцією, яка виконана із дотриманням вимог охорони праці та техніки безпеки. Це обумовлено тим, що при виробництві дизельного біопалива безпосередньо в господарстві зменшуються витрати на транспортування зерна ріпаку, а шрот ріпаку можна використати в якості білкової добавки до кормів у тваринництві.

Виробництво олійних культур займає одну із лідируючих позицій в структурі виробництва продукції рослинництва і взагалі всього сільськогосподарського виробництва України. У структурі валової продукції сільського господарства на дані культури в середньому припадає до 35 % від загального обсягу виробництва у всіх категоріях господарств. Для сільськогосподарських підприємств, головних виробників даної продукції, частка олійних культур досягає 60 % [2]. За таких умов, враховуючи, що показники ефективності роботи аграрного сектора розраховуються саме по роботі сільськогосподарських підприємств, ситуація на ринку попиту і пропозиції відповідної продукції є визначальною для загальних оцінок

ефективності роботи всього аграрного сектора країни. З точки зору продовольчої безпеки, обсяги внутрішнього виробництва повністю забезпечують внутрішню потребу у відповідній продукції, залишаючи певні об'єми для створення експортного потенціалу та сировини для виробництва біопалив.

Значну частину собівартості сільськогосподарської продукції складають енергетичні витрати. Рахунки за оплату енергоносіїв зростають кожного року і така тенденція суттєво знижує рентабельність сільськогосподарських підприємств. Аграрний сектор економіки – значний споживач енергії, особливо нафтопродуктів. Для проведення сільськогосподарських робіт щороку потрібно майже 1,4 млн. т дизельного палива та 224 тис. т бензину [3]. У вирішенні цього питання привертає увагу дизельне біопаливо, як екологічно чистий вид палива, що відноситься до поновлюваних ресурсів, які можна виробляти на основі сировини, вирощеної на власному полі.

Сільське господарство може бути галуззю, яка забезпечує не тільки продовольчу безпеку країни, а й значною мірою може впливати на власну енергетичну автономність та може створити конкурентне середовище на ринку нафтопродуктів, що реалізуються в аграрному секторі.

В НДІ техніки і технологій НУБіП України розроблено технологію виробництва дизельного біопалива, спроектовано, виготовлено та змонтовано установки по виробництву дизельного біопалива і проведено дослідження по відпрацюванню технологічних режимів роботи обладнання. Розроблено енергоощадну технологію виробництва дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічного та гідравлічного перемішування.

Незважаючи на те, що прибуток від реалізації насіння ріпаку може перевищувати прибуток від виробництва дизельного біопалива, таке виробництво необхідно розвивати по тій причині, що ресурси викопного палива постійно зменшуються і це обумовлює стійкий ріст цін на дизельне паливо.

Наведені в монографії результати досліджень виробництва та використання дизельного біопалива із застосуванням гідравлічного

перемішування і двохступеневої системи підігріву дизельного біопалива можуть бути використані для організації виробництва та використання дизельного біопалива для мобільних енергетичних засобів, при розробці технічних пропозицій по його виробництву безпосередньо в сільськогосподарських підприємствах, підборі необхідного обладнання, проведенні техніко-економічної оцінки виробництва, а також під час навчання виробничого персоналу.

# РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА НА ОСНОВІ РОСЛИННИХ ОЛІЙ

## 1.1. Актуальність виробництва дизельного біопалива із рослинної олії в Україні

В сучасних умовах господарювання всі механізовані роботи неможливі без палива, особливо дизельного, адже від 60 до 80% технологічних операцій виконується на дизельному паливі. Поряд з цим економічна ефективність сільського господарства залежить від вартості дизельного палива, ціна якого помітно росте, адже запаси нафти з кожним роком зменшуються. У зв'язку з цим виникає потреба шукати заміну мінеральному дизельному паливу. Реальною альтернативою традиційному дизельному паливу за своїми властивостями є дизельне біопаливо у вигляді метилового ефіру [4, 5, 6].

Основною сировиною для виробництва дизельного біопалива є рослинна олія, а саме: ріпакова, соняшникова, соєва, льняна, ріжійова та інші. Будь-яку з даних олій можна використати для виробництва дизельного біопалива, лише потрібно правильно підібрати концентрації хімічних компонентів, які використовуються при його виробництві. Однак існує проблема при використанні рослинної олії як сировини для виробництва дизельного біопалива – аграрії не завжди зацікавлені направляти зерно та олію на виробництво дизельного біопалива. Тому необхідно шукати шляхи зацікавленості виробників олії для її переробки в дизельне біопаливо [7, 8, 9].

Для виробництва дизельного біопалива необхідно удосконалювати технологічний процес виробництва дизельного біопалива та підвищувати його економічну ефективність без пониження якості виробленої продукції [7, 10].

Зниження ціни на рослинну олію для виробництва дизельного біопалива можливо досягнути шляхом її очищення за рахунок гравітаційного осадження замість широкоживаної фільтрації, адже обладнання для фільтрування дороге і

його доцільно використовувати на промисловому виробництві для отримання високоякісного продукту на харчові потреби [11].

Таким чином, необхідно розробити обладнання для гравітаційного осадження рослинної олії під потреби виробництва дизельного біопалива, а також удосконалити обладнання для виробництва дизельного біопалива.

## **1.2. Актуальність використання дизельного біопалива на основі рослинних олій**

Використання поновлюваних джерел енергії з біологічної сировини передбачає забезпечення не лише економічної незалежності від країн експортерів енергоносіїв, а й поліпшення екологічної ситуації. Тільки автотракторний парк України за рік викидає в атмосферу двоокису вуглецю 32 млн. т, оксиду азоту 309,2 тис. т, вуглеводнів – 211,4 тис. т, двоокису сірки 43,8 тис. т [12, 13, 14].

Розвинуті країни світу масштабно проводять дослідження в даному напрямку і вже досить широко застосовують дизельне біопаливо, виготовлене на основі рослинних олій [15]. У 2011 році країнами Європейського союзу було вироблено та спожито 22 млн. т дизельного біопалива. Для США ця цифра становила – 3,5 млн. т [16]. В якості сировини для вироблення дизельного біопалива в країнах ЄС використовують ріпакову, в США та Бразилії – соєву олії.

Для сільськогосподарського виробництва, враховуючи існуючий потенціал та об'єми вирощування олійних культур [17, 18, 19], перспективним шляхом підвищення енергетичної незалежності є виробництво та використання дизельного біопалива на основі рослинних олій [20, 21, 22, 23].

Таким чином, для підвищення енергетичної незалежності України і зменшення забруднення навколишнього середовища необхідно вирішувати питання про часткове переведення мобільних енергетичних засобів на

біопалива, із яких особливу увагу заслуговує виробництво і використання дизельного біопалива на основі рослинних олій.

### **1.3. Аналіз технологічних процесів та технічних засобів для очистки рослинної олії**

Як відомо, процес отримання рослинної олії багатоетапний і складається з таких операцій: очистка та зберігання зерна, підготовка зерна до переробки на олію, отримання олії, її рафінація, розлив або перекачування до резервуарів.

Очистка та зберігання зерна має такі технологічні процеси: очищення зерна від різних домішок, кондиціонування зерна в залежності від вологості, зберігання зерна в резервуарі [24, 25].

Насіннєва маса є неоднорідною сумішшю із зерен і олійних (частково пошкоджене або проросле зерно основної олійної культури), органічних (стебла рослин, листя, оболонки зерна) та мінеральних (земля, камені, пісок) домішок.

Очищення зерна від різних домішок виконують на очисних машинах-сепараторах, екструдерах-очисниках та каменевідбірниках [25, 26].

Для довготривалого зберігання насіння вологість зменшують на 2-3% нижче за критичну шляхом сушіння зерна. На виробництві це здійснюють у промислових сушарках шахтного та барабанного типів, а також використовують сушарки з киплячим шаром та метод активного вентилявання в зерносховищах, шляхом продування повітря через насіннєву масу. Кондиціонування зерна покращує його технологічні властивості [25, 27].

Підготовка зерна до виробництва олії передбачає: обрушення насіннєвої лузги; розподіл обрушеної маси на фракції; подрібнення ядра насіння; обрушування зерна та відділення ядра від оболонки (соняшник, бавовник), яке використовується лише для лузгопокритих видів рослин. Обрушування – руйнування оболонок олійних зерен виконується декількома способами [24, 25, 28]: розколюванням оболонки ударом (соняшник); стисканням оболонки;

розрізанням оболонки (бавовник); обдиранням оболонки об шорсткі поверхні (конопля) [25].

Робочі органи в машинах для луцення насіння мають різне функціональне призначення, а саме: відцентрові насіннерушки, ножові і вальцеві луцилки та інші. Недоліком цих методів луцення є часткове руйнування ядра, поява січення і олійного пилю [25]. Із сучасних шляхів обрушення насіння найбільший інтерес виявляють два методи [25, 29, 30]: аеродинамічний та створення критичного тиску в середині насінини (у електромагнітному полі надзвукової частоти, багатократною зміною тиску, одноразовим скиданням тиску).

Основною цінністю цих методів є те, що ядро не зазнає значного руйнування, не утворюється насіннева січка та олійний пил. Але є і недоліки: дороге обладнання та неощадливе енерговикористання [25, 26].

Отримання олії здійснюють двома методами: пресуванням та екстракцією [24, 25, 28], на основі яких були розроблені наступні технології виробництва рослинних олій: одноразове пресування; двократне пресування – отримання олії за допомогою попереднього віджиму (форпресування) з наступним кінцевим дожиманням (експелерування); холодне пресування – отримання олії з насіння, яке попередньо не піддається волого-тепловій обробці; форпресування-екстракція – попереднє знежирення олії методом форпресування з подальшим його отриманням шляхом екстракції бензином; пряма екстракція – використання розчинника, без здійснення попереднього знежирення.

Для віджимання олії застосовують преси різних конструкцій. Шнекові преси ділять на преси попереднього отримання олії – форпреси і преси кінцевого отримання олії – експелери.

Отримання олії методом екстракції органічними розчинниками ефективніше за пресовий метод, оскільки вміст олії в проекстрагованому матеріалі (шроті) менший 1% [25].

Екстракцію олії з насіння виконують двома шляхами: зануренням і ступінчастим зрошуванням [24, 25, 29].

До переваг екстракції зануренням можна віднести такі: простота конструкції апаратів, висока швидкість екстракції, безпека їх експлуатації. Недоліком способу є високий вміст домішок [25, 29, 30].

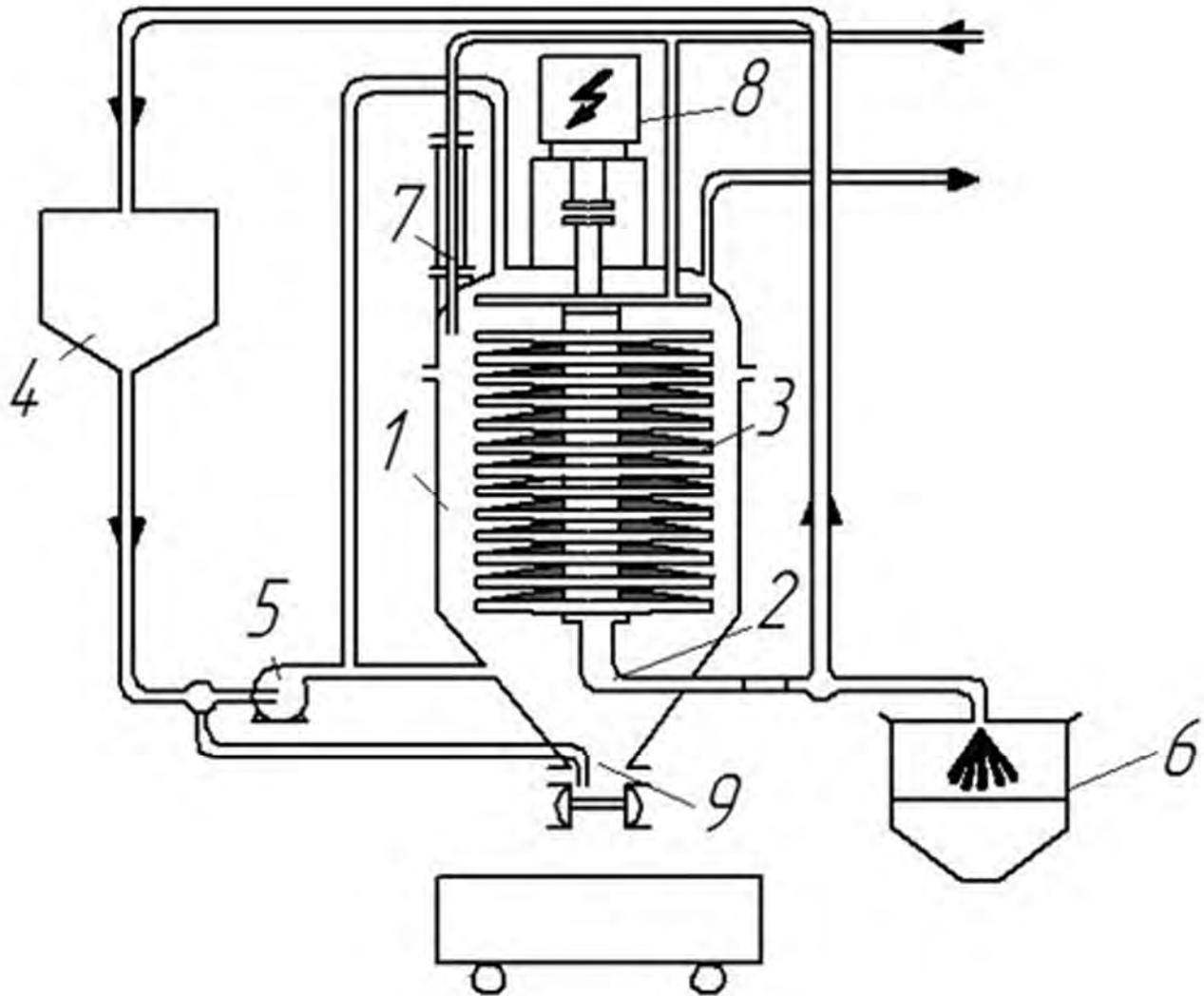
Найбільш поширеніший тип обладнання для фільтрації рослинної олії – це фільтрпрес. До його складу входять вертикально розміщені фільтрувальні осередки кількістю від 15 до 50, які закріплюються на горизонтальній станині. За будовою розрізняють камерні та рамкові фільтрпреси. Рамковий фільтрпрес складається із чавунних рам і плит, які обмотані фільтрувальною тканиною, за допомогою якої відбувається фільтрація в кожному самостійному осередку. Затримуваний фільтрувальною тканиною осад поступово заповнює раму, накопичуючись на її поверхні. Фільтрацію припиняють при підвищенні тиску понад норму або по заповненню рами осадам, після того фільтрпрес спорожняють та очищають [31, 32, 33].

Повітря при контакті з гарячою олією негативно впливає на її смак і колір, внаслідок окислення, тому фільтрат випускають з рам фільтрпреса через скляні трубки в закритий колектор. Рамкові фільтрпреси використовуються для фільтрації рідин зі значною кількістю осаду.

За допомогою фільтрації високоякісно видаляються тверді домішки. У фільтрах відсутні деталі, що обертаються і труться, це забезпечує їх тривалу і надійну службу. Але необхідність вивантаження осаду вручну є великим недоліком фільтрпресів. Для вивантаження осаду після фільтрації в останні роки стали застосовувати спеціальні фільтри з механічною операцією вивантаження. Система сітчастих дисків створює поверхню, що фільтрує, закріплену на порожнистий вертикальний або горизонтальний вал. Поверхня дисків покрита сталевим нержавіючим дротом, який заплетений в сітку, що фільтрує. Диски поміщаються в герметично закритий корпус [25, 32, 33].

Схема фільтрації рослинної олії із застосуванням вертикальних фільтрів системи Фонда показана на рис. 1.1. Вибілена олія з суспензійованою в ній

вибільною глиною з апарату 4 насосом 5 подається у фільтр 1. Осад затримується на дисках 3, а фільтрат через порожнистий вал 2 стікає в приймальний резервуар 6. Перший фільтрат завжди каламутний, тому він повертається в апарат 4 по обвідному трубопроводу. Коли осад утворює шар в 2-3 мм фільтрат світлішає і фільтр починає працювати нормально [20, 22, 34].



**Рис. 1.1. Схема фільтрації із застосуванням фільтрів системи Фонда  
(позначення в тексті)**

Після накопичення осаду завтовшки 20-25 мм на фільтрувальних дисках продуктивність установки помітно знижується. В такому разі подачу олії припиняють і подають у фільтр водяну пару тиском 5-6 кг/см<sup>2</sup> через обладнання 7. Із проміжку фільтру 1 пара витісняє олію, що міститься в ньому, а також

поглинену вибільною глиною частину олії. Ця олія повертається на повторне рафінування з фільтру через патрубок 9. Не більше 10-20% жиру залишається після обробки паром у вибільній глині. За допомогою електродвигуна 8 фільтраційні диски починають обертатися розвиваючи швидкість 240-250 об/хв, рухомий сипкий осад під дією центробіжної сили скидається з поверхні дисків, зміщується в конічну частину фільтра і видаляється через відкриту заслінку у шнек або візок [32].

У деяких типах фільтрів за допомогою вібраційного механізму осад скидається з поверхні дисків [32].

Обладнання для відстоювання (гравітаційного осадження) за принципом дії ділиться на гравітаційні відстійники та відстійні центрифуги. За робочим режимом відстійники класифікують на періодичної, напівперіодичної та безперервної дії.

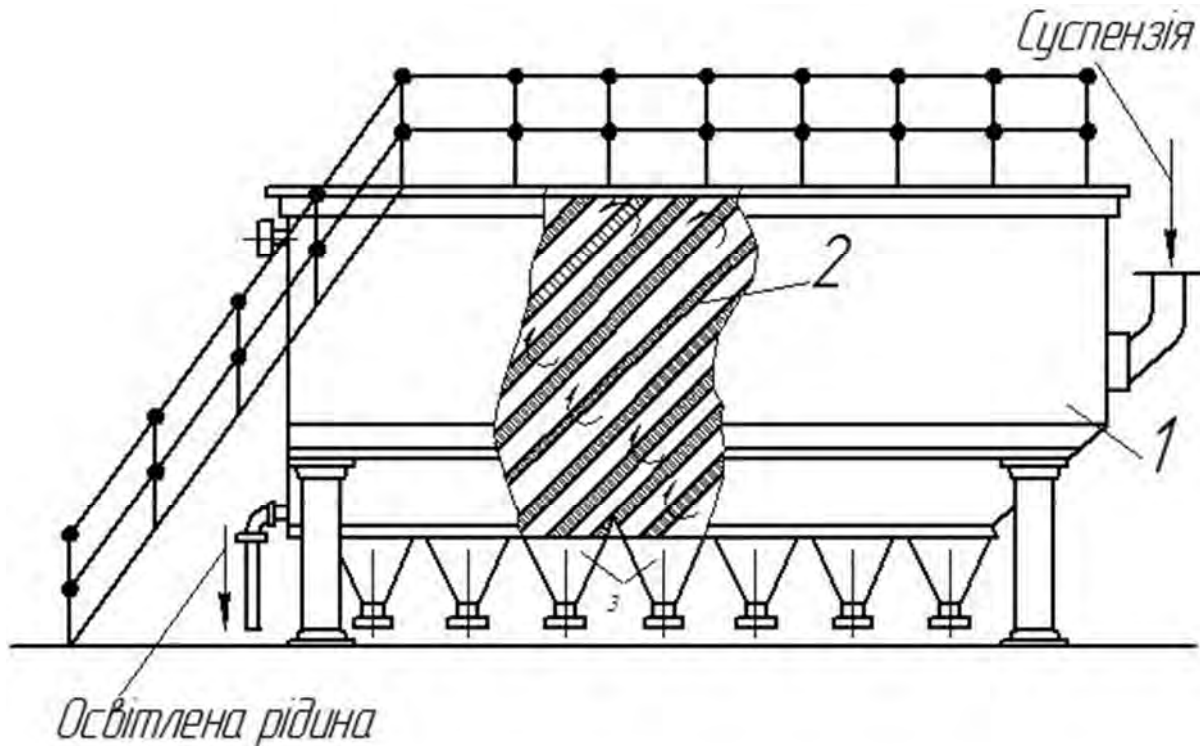
Обладнання для відстоювання періодичної дії представляє собою плоский басейн без перемішувачів. Упродовж необхідного для розподілу часу відстоюється суспензія. Потім, через штуцери, які розташовані вище за шар осаду, зливають освітлений шар рідини. Осад (шлам), який осів вивантажують вручну.

Через штуцер у відстійник напівперіодичної дії (рис. 1.2) подається суспензія знизу до верху та зверху до низу. За рахунок пристрою перегородок збільшується площа поверхні відстоювання і тривалість очистки суспензії [27, 35].

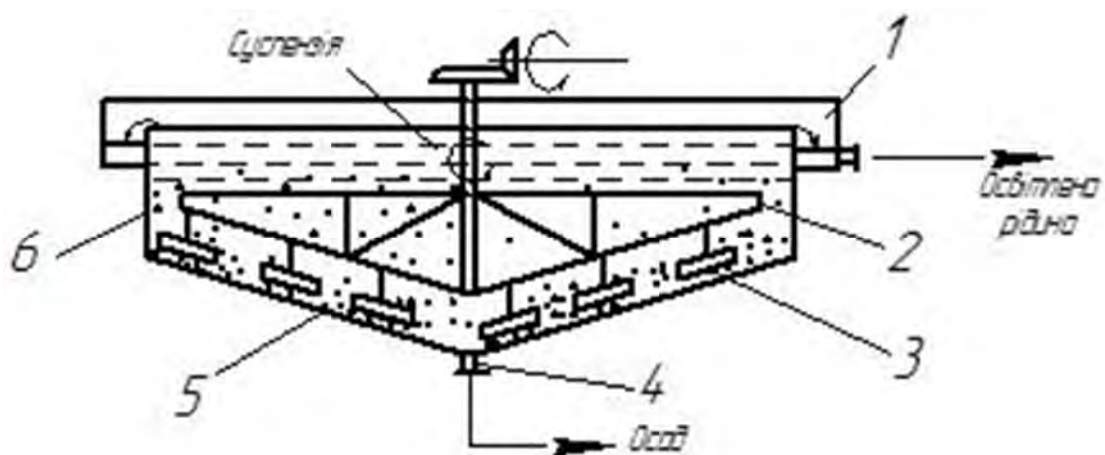
У промисловості саме відстійники безперервної дії отримали найбільше поширення. Відстійник (рис. 1.3) являє собою циліндричний резервуар з гребковою мішалкою, конічним днищем і внутрішнім кільцевим жолобом уздовж верхнього краю відстійника.

Мішалка з нахиленими лопатями обертається зі змінною частотою від 0,02 до 0,5 хв. На лопатях розташовані гребки за допомогою яких переміщується осад до розвантажувального люка. У середину резервуара по трубі безперервно подається суспензія. Із відстійника відводиться переміщена в

кільцевий жолоб освітлена рідина. За допомогою діафрагмового насоса видаляється механічний шлам. У відстійниках безперервної дії з гребками недоліком є їх громіздкість [27, 32, 35].



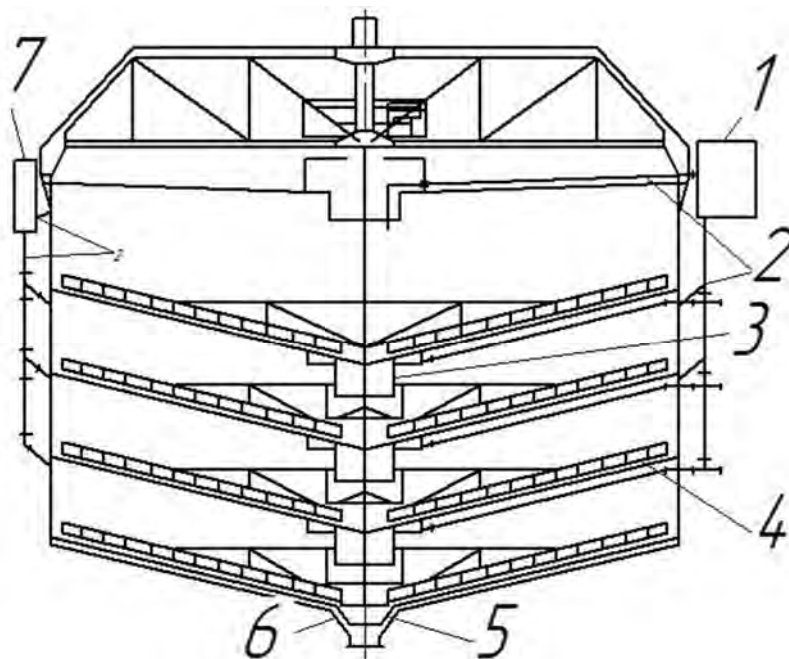
**Рис. 1.2.** Відстійник напівперіодичної дії з нахиленими перегородками



1 – кільцевий жолоб; 2 – мішалка; 3 – гребок; 4 – люк; 5 – конічне днище; 6 – циліндричний резервуар

**Рис. 1.3.** Відстійник безперервної дії з гребковою мішалкою

До безперервно діючих відстійників відносяться багатоярусні відстійники. Вони складаються з циліндричного резервуару з конічним днищем, декількох ярусів розміщених один над іншим, усередині яких є конічні перегородки, що розділяють відстійник на яруси (рис. 1.4). За рахунок багатоярусної системи відстійника збільшена площа поверхні відстоювання і понижена громіздкість установки. На загальному валу розташовані гребкові мішалки. Видалення шламу виконується за допомогою встановленого скребка лише з нижнього ярусу через розвантажувальний конус [27].

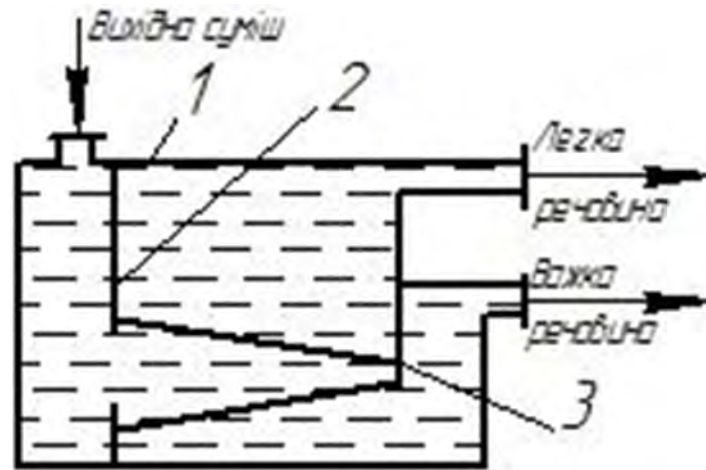


1 – розподільний пристрій; 2 – труби; 3 – стакан; 4 – гребкова мішалка;  
5 – розвантажувальний конус; 6 – скребок; 7 – колектор

**Рис. 1.4. Багатоярусний відстійник**

У відстійнику для безперервної очистки емульсій (рис. 1.5) суміш подається через верхню горловину в ліву частину відстійника, а звідти поступово надходить в середню камеру сепарації. Для регулювання висоти рівня суміші слугують перегородки 2. Під дією сил тяжіння відбувається процес розділення неочищеної суміші на складові у камері сепарації. Рідина без механічних частинок рухається до кінця відстійника, де витікає через верхній

штуцер. Каламутна частина емульсії опускається під правою перегородкою 3 і через нижній штуцер витікає. Сполучені між собою посудини утворюють канали для виходу рідини [27, 35].



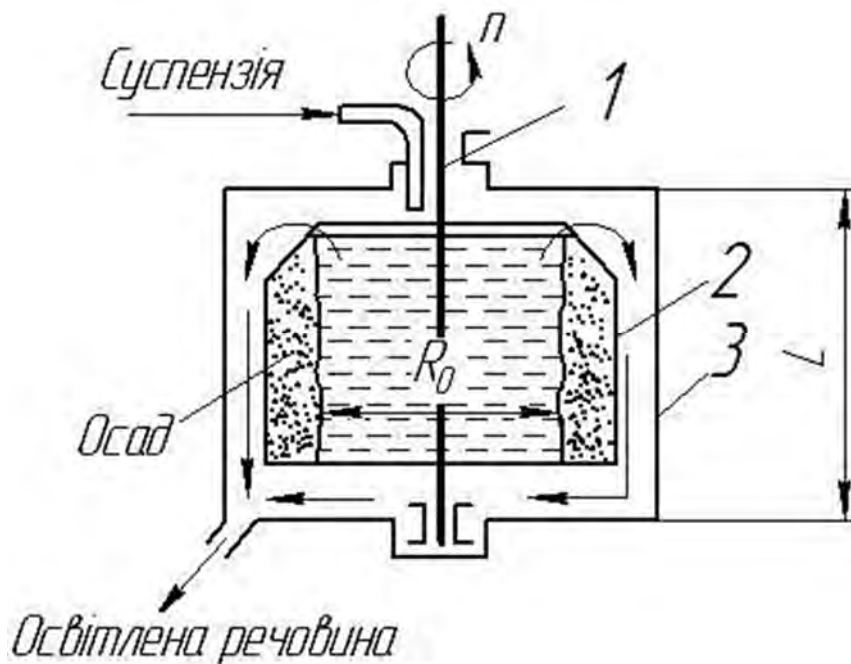
1 – корпус; 2 – ліва перегородка; 3 – права перегородка

**Рис. 1.5. Відстійник для розподілу емульсій**

Відстійні центрифуги за будовою можуть бути з вертикальним і горизонтальним розташуванням барабана і вала. Вони поділяються за типом: періодичної дії (періодично підводиться суспензія і вивантажується осад); напівперіодичної (безперервне подавання суспензії та періодичне вивантаження осаду) і безперервної дії (безперервне подавання суспензії і вивантаження осаду) [27].

В основі відстійної центрифуги (рис 1.6) з ручним вивантаженням осаду періодичної дії знаходиться барабан, який закріплений на валу, за допомогою якого він обертається і закріплюється в корпусі. Суцільний шар осаду утворюється під дією відцентрової сили, яка виникає при обертанні барабана в результаті чого осідають тверді частки на стінці барабана. Через розміщений внизу патрубок, зібрана в кожусі освітлена рідина виводиться на зовні. Після зупинки процесу відстоювання зібраний на стінках осад вивантажується з центрифуги [27, 32].

Процес, що проходить у відстійній центрифугі розділяє суспензію на важчу фракцію (осад) та легку (освітлену рідину).



1 – вал; 2 – барабан; 3 – корпус

**Рис. 1.6. Відстійна центрифуга**

Отже, отримання рослинної олії – це багатоетапний процес, до якого входить приймання зерна, його очистка та підготовка до обробки, отримання неочищеної олії, очищення олії шляхом фільтрування та гравітаційного осадження, рафінування та вінтеризація [36]. Для нехарчових потреб достатньо використовувати рослинну олію очищену шляхом гравітаційного осадження, яку в подальшому можна використовувати для виробництва дизельного біопалива, що в свою чергу знизить ціну виробленого продукту.

#### **1.4. Аналіз технологічних процесів та технічних засобів для виробництва дизельного біопалива**

В умовах сучасного розвитку виробництва відновлюваного біопалива існує широке різноманіття технологій виробництва дизельного біопалива [38].

Серед всіх технологій широкого використання набули промислова та агропромислова технології виробництва дизельного біопалива з використанням метилового спирту та лужного каталізатора, в якості компонентів для естерифікації рослинної олії в дизельне біопаливо [39, 40, 41, 42, 43, 44].

Промислова технологія (рис. 1.7) виробництва дизельного біопалива складається з таких основних процесів: естерифікації; розділення на фракції – дизельне біопаливо (легка фракція) та гліцериновий осад (важка фракція); відгонки метилового спирту; промивки підкисленою водою; повторної промивки водою, зневоднення дизельного біопалива [45, 46].

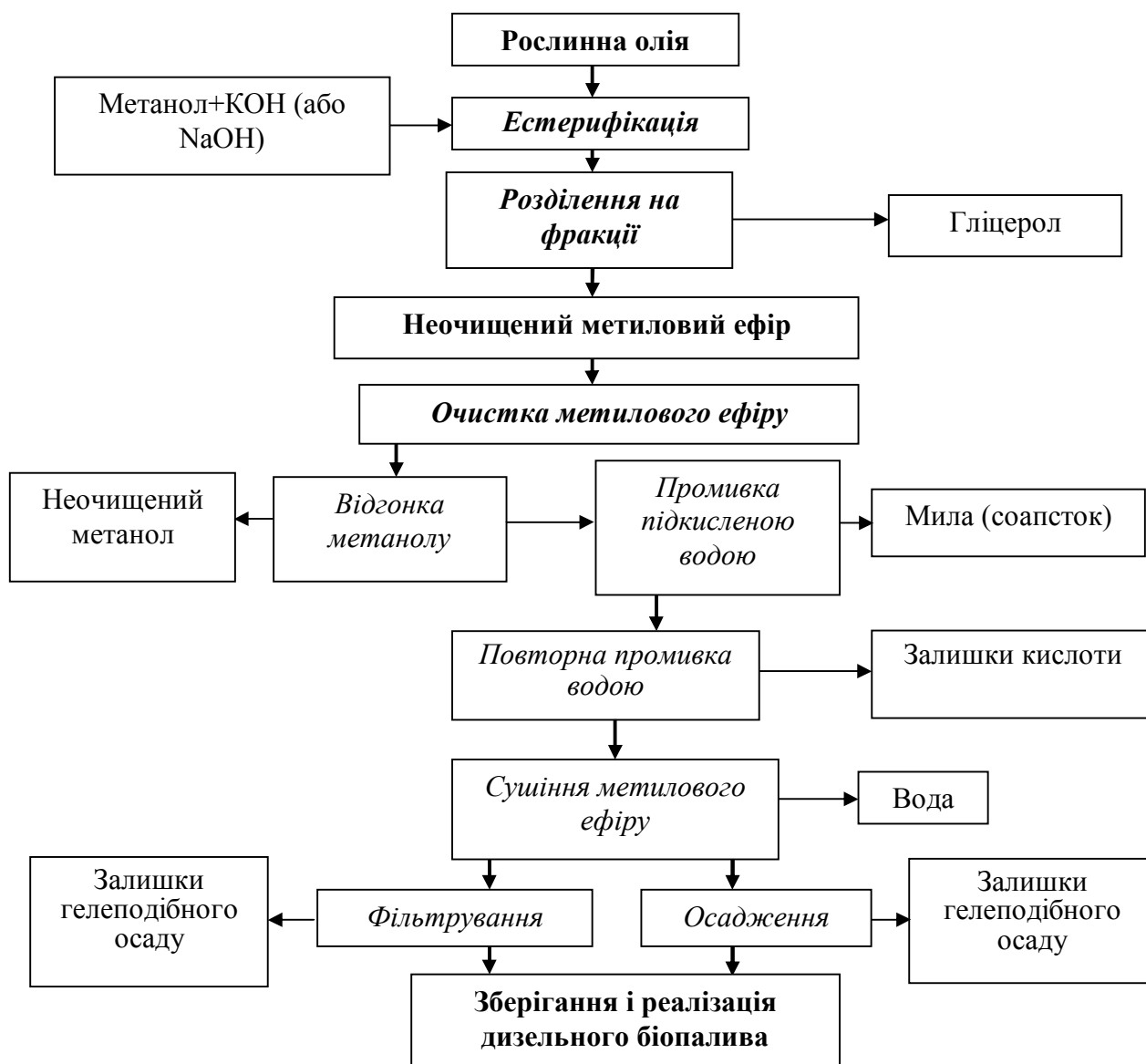


Рис. 1.7. Схема промислового виробництва дизельного біопалива [45]

Естерифікація – це процес трансформації суміші жирних кислот (тваринного або рослинного походження) зі спиртом (метиловим, етиловим та інші) з використанням лужного каталізатора (KOH, NaOH) для прискорення проходження реакції, в результаті чого отримуємо дизельне біопаливо та гліцериновий осад (гліцерин, залишки спирту, соапсток та інше) [47, 48].

Необхідність відгонки метилового спирту потрібне тому, що присутність його в паливі призводить до руйнації гумових прокладок двигуна та роз'їдання лакофарбових поверхонь.

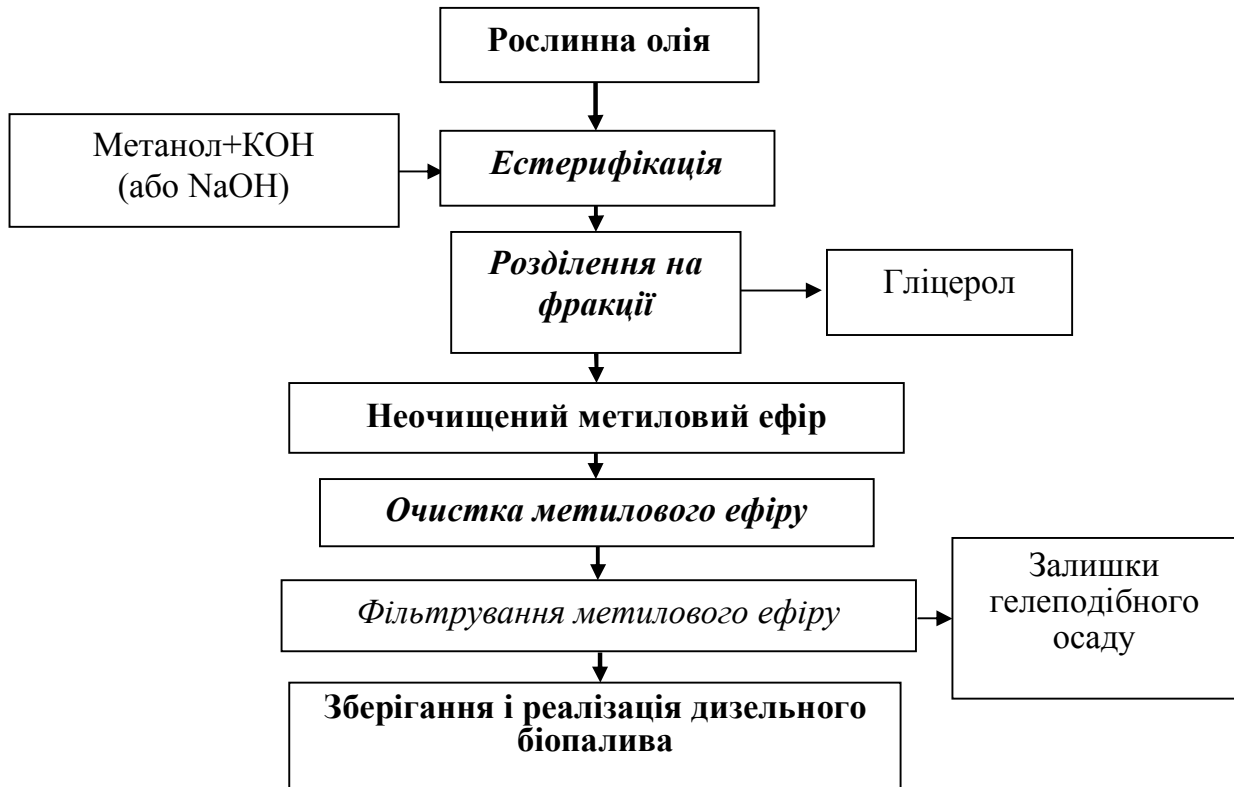
Промивка підкисленою водою необхідна для видалення каталізатора, який при наявності поступово утворює осад. Повторна промивка водою потрібна для видалення кислоти, яка потрапляє під час першої промивки. Зневоднення необхідне для видалення вологи, яка буде присутня після обох промивок, адже присутність води в паливі призводить до неповного згорання, поганої роботи двигуна, корозії та утворення нагару на поршневій групі.

Промислова технологія виробництва традиційно використовується на великих та промислових заводах, з річним виходом дизельного біопалива від 20000 до 100000 т/рік [47, 49, 50, 51].

До переваг промислової технології виробництва дизельного біопалива можна віднести його високу якість, що дає можливість використовувати дизельне біопаливо як в сумішах, так і без додавання традиційного дизельного палива. Основні недоліки: габаритність обладнання, великі затрати електроенергії, висока собівартість виробленої продукції.

Агропромислова технологія виробництва дизельного біопалива (рис. 1.8) широко використовується на господарських та малих заводах з річним виходом дизельного біопалива від 100 до 5000 т/рік [51].

Агропромислова технологія виробництва дизельного біопалива складається з естерифікації; розділення отриманої суміші (дизельне біопаливо та гліцерол – побічний продукт при виробництві дизельного біопалива) та очистки дизельного біопалива (відгонки метанолу та очистки від гелеподібного осаду шляхом фільтрації або осадження).



**Рис. 1.8. Схема агропромислового виробництва дизельного біопалива [40]**

До переваг цієї технології [45] можна віднести: менші енерговитрати у порівнянні з промисловою технологією, доступність у використанні, менші затрати на хімічні реактиви, менша габаритність обладнання, низька собівартість отриманої продукції, відсутність технологічної операції промивки з наступним зневодненням дизельного біопалива, що в свою чергу зменшує енергозатрати за рахунок збільшення часу відстоювання.

### **1.5. Загальна характеристика властивостей дизельного біопалива отриманого із рослинних олій**

Дизельне біопаливо – це паливо, вироблене з рослинних олій або тваринних жирів, яке за своїми характеристиками є еквівалентним дизельному паливу і може використовуватись в дизельних двигунах, як в сумішах з традиційним дизельним паливом, так і в чистому вигляді.

До переваг дизельного біопалива слід віднести [52, 53, 54, 55, 56]:

- відновлювальність сировинної бази;
- значно меншу емісію вихлопних газів дизельного двигуна в атмосферу;
- кращі мастильні властивості, ніж у дизельного палива, що зменшує зношуваність паливного насоса високого тиску та збільшується термін його служби;
- температура самозаймання є вищою, ніж у дизельного палива, тому воно є більш пожежобезпечним;
- цетанове число для окремих моторних палив на основі рослинних олій зіставне із дизельним паливом, для ефірів воно дещо вище;
- відсутність сірки в паливі;
- не завдає шкоди при попаданні в навколишнє середовище і переробляється мікроорганізмами у продовж 3-4-х тижнів.
- можливість використання як чистому вигляді, так і в суміші в будь-яких пропорціях з дизельним паливом.

До недоліків, котрі важко усунути тим чи іншим способом у процесі виробництва, слід віднести [54, 57, 58, 59]:

- високу в'язкість палива;
- вищу граничну температуру фільтрування;
- агресивну дію на натуральні резини та деякі еластомери;
- досить низьку окислювальну стабільність.

Відомо, що рослинна олія складається з набору різних жирних кислот, які в результаті хімічної реакції перетворюються в метиловий ефір відповідної кислоти (табл. 1.1) [60]. Уміст відповідних кислот впливає на фізико-механічні показники дизельного біопалива та обумовлює показники кінематичної в'язкості та густини в залежності від виду олійних культур.

У кожному окремому випадку частка жирних кислот буде дещо відрізнятися, тому необхідно орієнтуватися на певні кількісні показники вмісту С, Н, О, які наведені (табл. 1.2).

**Таблиця 1.1 Жирині кислоти, що входять до складу ріпакової олії, та їх ефіри**

Найменування кислоти і відповідного ефіру	Хімічна формула	Вміст у складі олії, %
Гексадеканова (пальмітинова) кислота – ефір	$C_{16}H_{32}O_2$ $C_{17}H_{34}O_2$	4,83
Октадеканова (стеаринова) кислота – ефір	$C_{18}H_{36}O_2$ $C_{19}H_{36}O_2$	1,72
Октадеценнова (олеїнова) кислота – ефір	$C_{18}H_{34}O_2$ $C_{19}H_{36}O_2$	43,72
Октадекадієнова (лінолева) кислота – ефір	$C_{18}H_{32}O_2$ $C_{19}H_{34}O_2$	20,92
Октадекатрієнова (ліноленова) кислота – ефір	$C_{18}H_{30}O_2$ $C_{19}H_{32}O_2$	8,52
Гадолеїнова (ейкозенва) кислота – ефір	$C_{20}H_{38}O_2$ $C_{21}H_{40}O_2$	4,81
Докозєнова (єрукова) кислота – ефір	$C_{22}H_{42}O_2$ $C_{23}H_{44}O_2$	15,48

**Таблиця 1.2 Основні фізико-хімічні властивості палив для дизельних двигунів**

Властивості пального	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо	Ріпакова олія
Вміст, %			
С	87	77,4	77
Н	12,6	12,3	12
О	–	10	11
Нижча теплота згорання, МДж/кг	42,5	37,1– 37,8	36

Менша калорійність дизельного біопалива на основі ріпакової олії пояснюється вмістом у його молекулярній структурі близько 10 % кисню і, відповідно, меншим вмістом вуглецю.

Естерифікація жирних кислот спиртами (алкоголіз) дозволяє отримати дизельне біопаливо, перспективи використання якого залежать від фізичних властивостей (в'язкість і температура кристалізації) і хімічної структури

(ступінь ненасиченості жирних кислот, довжина ланцюга, розгалуженість і окислювальна стабільність) ефірів [61].

Чинники, від яких залежить кінематична в'язкість дизельного біопалива [62]:

- зі збільшенням довжини структурного ланцюга жирної кислоти кінематична в'язкість зростає;

- ступінь ненасиченості, наявність одного подвійного зв'язку в молекулі збільшує кінематичну в'язкість. Це пояснюється тим, що один подвійний зв'язок суттєво підвищує міжмолекулярну взаємодію за рахунок електронів, яка пов'язана з геометричною конфігурацією цис-подвійного зв'язку, що обумовлює близьке розташування між молекулами. У насичених ефірах ця взаємодія слабкіше, оскільки вона виникає за рахунок дії сил Ван-дер-Ваальса;

- температура, визначає рухливість молекул та зростає зі збільшенням молекулярної маси молекул і введенням у них полярних груп. В'язкість падає зі збільшенням температури і різко зростає при її зниженні.

Іншою важливою фізичною властивістю дизельного біопалива є температура кристалізації, яка залежить від наступних чинників [62]:

- довжини та розгалуження структурного ланцюга;
- розташування подвійних зв'язків по довжині ланцюга;
- ступеню ненасиченості.

Не дивлячись на близькі значення кінематичної в'язкості лінійних і розгалужених ефірів, розгалуження вуглецевого ланцюга суттєво позначається на температурі кристалізації, оскільки вона прямо пов'язана з будовою самої молекули речовини.

Одним із головних факторів, які обмежують широке використання дизельного біопалива є досить незначний термін зберігання даного типу палива, оскільки воно має досить низьку окислювальну стабільність. Дизельне біопаливо, як похідна рослинної олії, містить багато ненасичених жирних кислот, наявність яких залежить від кількості подвійних зв'язків у молекулі дизельного біопалива [63, 64]. На збільшення швидкості окислення впливають

такі чинники: попадання сонячного проміння; температура зберігання; присутність деяких металів (найбільш високу каталітичну активність проявляють мідь та залізо) [58, 59, 65].

При дослідженні впливу індукційного періоду при зберіганні метилових ефірів жирних кислот ріпакової олії встановлено швидке зниження стабільності ефірів після 30 днів зберігання [66].

Головна технічна проблема широкого впровадження дизельного біопалива на основі рослинних олій полягає у необхідності адаптації існуючих дизельних двигунів до відповідного типу палива через відмінність деяких фізико-механічних властивостей у порівнянні з дизельним паливом (табл. 1.3).

**Таблиця 1.3 Фізико-механічні властивості дизельного палива [67], дизельного біопалива [68] та ріпакової олії [22]**

Характеристика	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо	Ріпакова олія
Цетанове число, не менше	45	51	–
Густина, кг/м <sup>3</sup>	860	860-900	952
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с	3,0-6,0	3,5-5	78,7
Фракційний склад $t_{ДВ}$ , °C			
5%	214	326	300
50%	280	335	–
96%	370	341	–
Вміст води (за методом Карла Фішера), мг/кг	52	500	310
Масова частка сірки, % не більше	0,288	0,001	0,009
Температура спалаху в закритому тиглі не	40	120	324
Гранична температура фільтрованості, °C не	-5	+5	–
Коксованість 10%-го залишку, % не більше	0,3	0,3	<0,01
Зольність, % не більше	0,01	0,02	<0,01

Аналіз показує, що дизельне біопаливо найбільш близьке за енергоемністю та хімічним складом до дизельного палива, тому його застосування потребує мінімальних змін у системі живлення дизельного двигуна.

Високе цетанове число дизельного біопалива сприяє скороченню періоду затримки займання і менш «жорсткій» роботі дизеля. Підвищена майже в 3 рази температура спалаху дизельного біопалива в закритому тиглі (120 °C і більше) забезпечує високу пожежобезпечність. Наявність у молекулі дизельного біопалива 10 % кисню дозволяє інтенсифікувати процес згорання і забезпечує підвищення температури згорання в циліндрі двигуна. Із одного боку це сприяє підвищенню індикаторного і ефективного коефіцієнту корисної дії двигуна, а з іншого – призводить до збільшення вмісту оксидів азоту у відпрацьованих газах. Менший вміст вуглецю (77 %) в молекулі дизельного біопалива приводить до зменшення його нижчої теплоти згорання на величину від 13 до 15 % і викликає збільшення годинної та питомої витрати палива.

## **1.6. Аналіз обладнання для виробництва дизельного біопалива**

Упродовж останніх 15 років розробкою обладнання для виробництва дизельного біопалива займалось багато наукових закладів [69, 70, 71, 72]. Серед них Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільськогосподарського виробництва» (ННЦ «ІМЕСГ»), Національний університет біоресурсів і природокористування України (НУБіП України), Білоцерківський державний аграрний університет, Одеський державний аграрний університет та інші, які намагалися вдосконалити обладнання використовуючи різні методи перемішування в процесі естерифікації, адже чим краще відбудеться перемішування, тим якіснішим буде вихід дизельного біопалива. У процесі естерифікації використовуються такі види перемішування: механічне перемішування, гідродинамічне та гідромеханічне перемішування [73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83].

Для агропромислового виробництва дизельного біопалива в ННЦ «ІМЕСГ» було розроблено установку УВМЕ-1000 (рис. 1.9) продуктивністю 1000 л/год. періодичної дії, в якій перемішування відбувається за допомогою

рамкової мішалки [84]. Недоліком даної установки є застосування під кожну технологічну операцію окремої ємності з окремим насосом.



**Рис. 1.9. Установка для одержання дизельного біопалива з рослинних олій продуктивністю 1000 т/рік УВМЕ-100**

Крім того була розроблена установка безперервної дії УБ-ТР-20 (рис. 1.10) продуктивністю від 5 до 20 л/год., в якій перемішування відбувається за допомогою проходження рослинної олії та лужного каталізатора через трубчастий естерифікатор. Основним недоліком даної установки є неможливість використання її у сезонній роботі, одже вона призначена для використання у промисловому виробництві [85].

Паралельно з цим в НУБіП України під керівництвом професора Дубровіна В.О. була розроблена експериментальна установка для виробництва дизельного біопалива продуктивністю 100 л/год. (рис. 1.11) та на її базі була виготовлена промислова установка продуктивністю 300 т/рік (рис. 1.12) у яких перемішування відбувається за допомогою механічної лопатевої мішалки [86].



**Рис. 1.10. Обладнання для виробництва дизельного біопалива  
УБ-ТР-20 продуктивність 5 л/год.**



**Рис. 1.11. Обладнання для виробництва дизельного біопалива  
продуктивністю 100 л/год.**

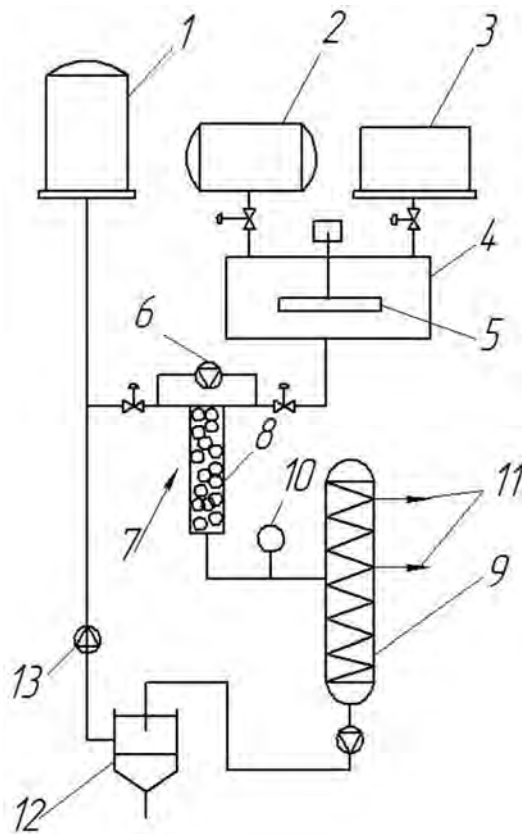


**Рис 1.12. Обладнання для виробництва дизельного біопалива продуктивністю 300 т/рік**

Недоліком даного обладнання так як і в попередніх варіантах є використання під кожний етап виробництва палива окремої ємності з допоміжним устаткуванням, крім того перемішування відбувається за допомогою лопатевої мішалки, а не рамкової, що погіршує процес естерифікації [86].

В Україні існують підприємства, які виробляють обладнання для виробництва дизельного біопалива або пропонують імпортне обладнання різної продуктивності із застосуванням автоматизації та без неї, а також використовують дешеві чи дорогі матеріали, що впливає на вартість обладнання.

Відомий спосіб виробництва метилового ефіру жирної кислоти та обладнання для його здійснення (рис. 1.13), де до місткості 4 для змішування із контейнера 3 подається метиловий спирт, а із контейнера 2 подається каталізатор.



1 – контейнер для жиру; 2 – контейнер для каталізатора; 3 – ємність для метилового спирту; 4 – ємність для змішування; 5 – механічний змішувач; 6 – насос високого тиску; 7 – реакційна зона; 8 – змішувальний пристрій; 9 – дистилятор; 10 – відвідник метилового спирту; 11 – зони відведення дизельного біопалива; 12 – пристрій відокремлення; 13 – насос для відкачування неестерифікованих речовин

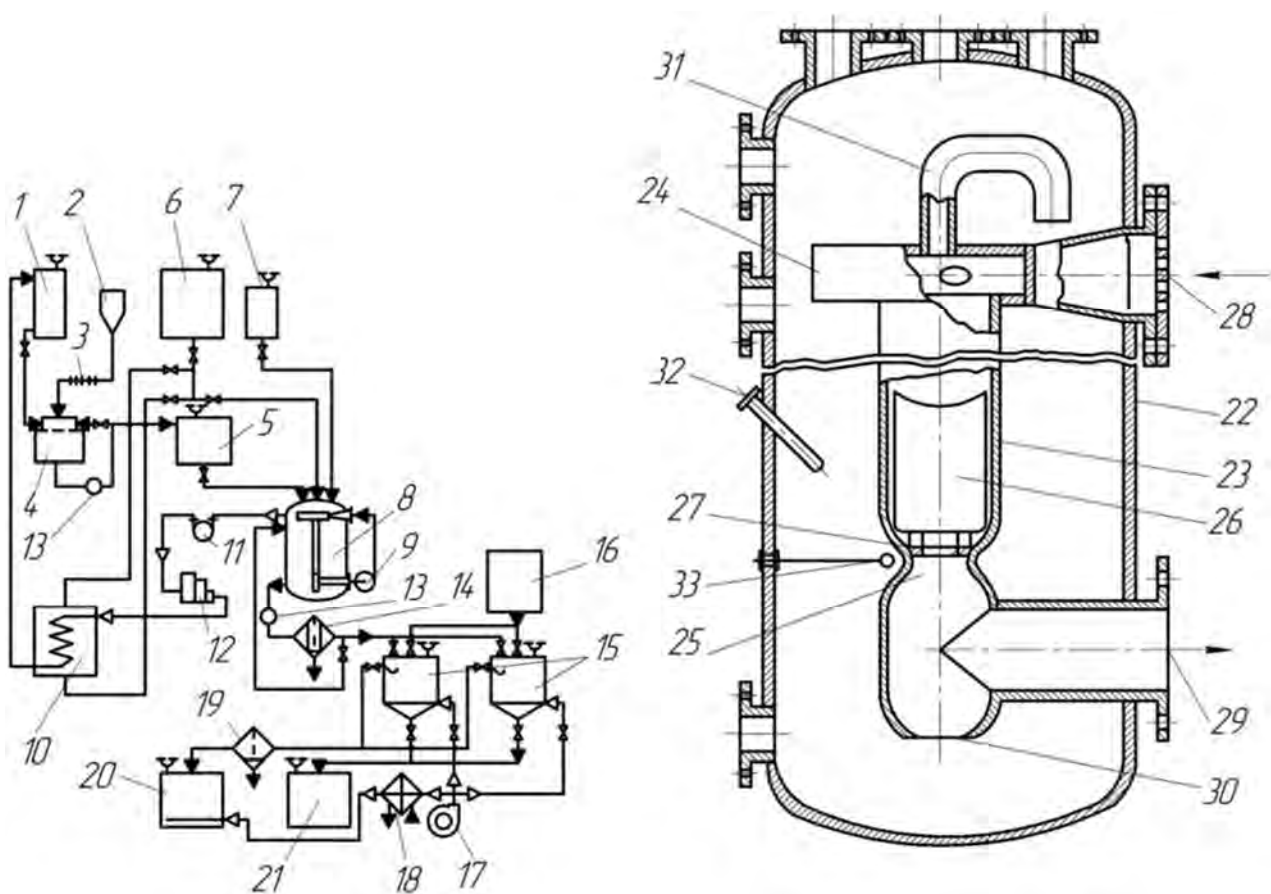
**Рис. 1.13. Обладнання для виробництва дизельного біопалива із застосуванням статичного змішувального пристрою**

У місткості 4 за допомогою механічної мішалки 5 відбувається змішування метилового спирту з каталізатором. Жир, який знаходиться в контейнері 1 та суміш метилату калію з ємності 4 за допомогою насоса 6 потрапляють до реакційної зони 7, де відбувається процес естерифікації в змішувальному пристрої 8. Отримана емульсія надходить до дистилятора 9, де піддається випаровуванню, в результаті якого метиловий спирт вивільняється через відвідник метилового спирту 10, а отриманий метиловий ефір через відповідні зони дистилятора 11. Неестерифіковані речовини відокремлюються і

збираються у пристрій відокремлення фаз 12. При необхідності, частина неестерифікованих речовин по трубопроводу насосом 13 повертається у ділянку перебування жирів 1 [87].

Перевагами даного обладнання є використання високоефективної потужної турбулентності для проведення процесу естерифікації. Недоліком є те, що дане обладнання має складність у використанні та низький вихід дизельного біопалива, адже при випаровуванні будуть відбуватися втрати дизельного біопалива.

Розроблено також обладнання для одержання біопалива для дизелів (рис. 1.14), яке працює наступним чином: із ємності 2 каталізатор КОН дозують за допомогою дозатора 3 на сітку ємності 4 куди також подають спирт з ємності 1 для приготування спиртового розчину каталізатора.



**Рис. 1.14. Установа для одержання біопалива для дизелів (позначення в тексті)**

У відношенні 2:1 подають олію і спиртовий розчин на стадію синтезу, а саме у кавітаційний пристрій 8, де змішують, нагрівають і синтезують радикали ефірів та подають кислоту з ємності 7 для нейтралізації каталізатора, а потім – на стадію розподілення одержаних продуктів, а саме через фільтр для відділення твердої фракції 14 (мило) в два розподільника 15, де подають воду з ємності 16 для відмивки одержаних продуктів і просушування гарячим повітрям за допомогою вентилятора 17 з підігрівачем повітря 18. Одержаний ефір через фільтр для відділення відходів 19 збирають у ємності 20, а гліцерол – у ємності 21. Непрореаговані пари спирту відкачують за допомогою вакуум-насосу 11, а компресором 12 подають в конденсатор спирту 10, а потім спирт повертають в ємність для спирту 1.

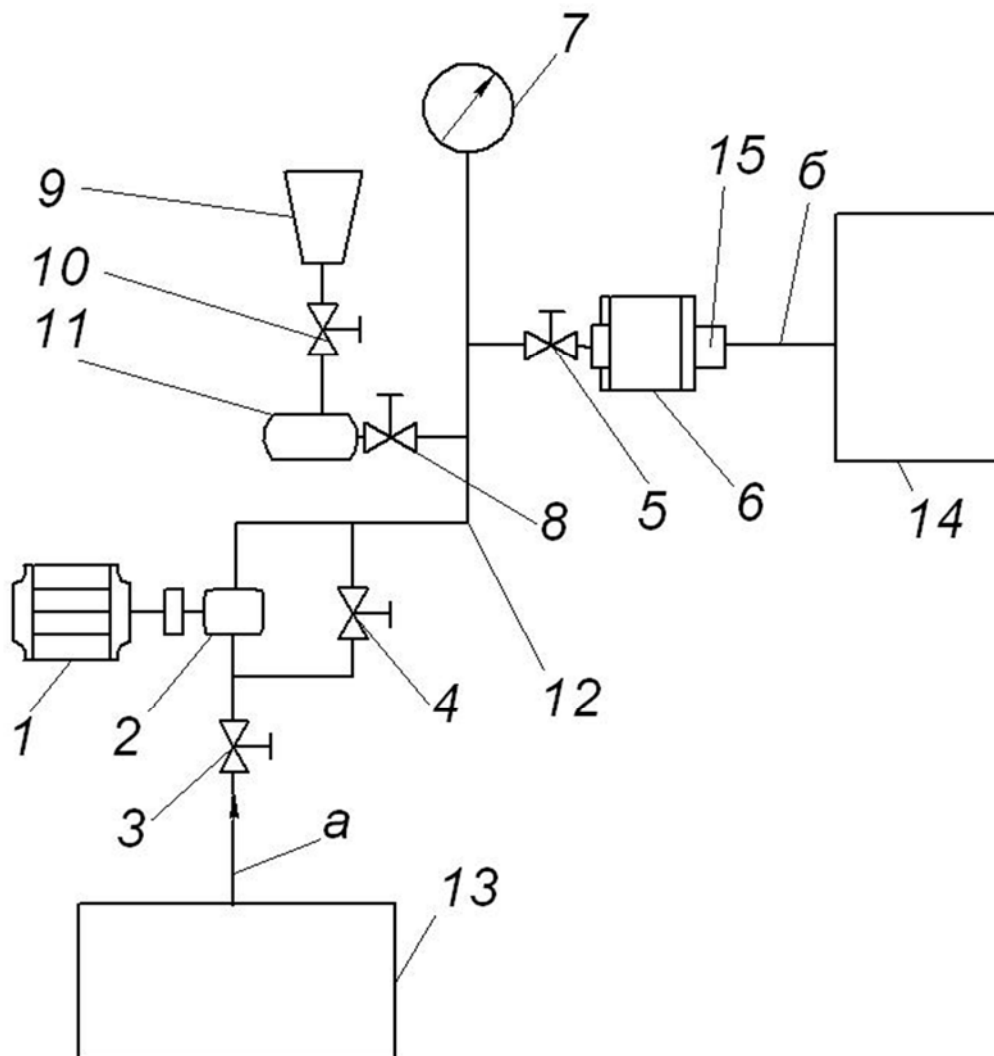
У кавітаційному пристрої 8 рідини, потрапляючи у вхідний патрубок 28 за допомогою циркуляційного насосу 9 під тиском 0,5 МПа, а потім в прискорюючу завитку 24, швидко прискорюються та закручуються в вихровому русі і потрапляють в трубу 23. Закручений потік у трубі 23 переміщується по гвинтовій спіралі у стінках труби до протилежного кінця, що закінчується звуженою ділянкою 25 з отвором 27. Перед отвором симетрично осі труби вмонтована вібраційна пластина 26, що виконує роль камертона, з метою вібрування і швидкого гальмування вихрового потоку. Резервуар 22 слугує для нагрівання рідини з швидкістю 0,5-3 °С за хв. Розміри зони кавітації розширюються в разі збільшення тиску на вхідному патрубку 28 від 0,5 до 0,7 МПа [88].

Недоліками даної установки є складність конструкції, велика габаритність, висока вартість.

Відома гідродинамічна установка для отримання дизельного біопалива (рис. 1.15), в якій електродвигун 1 приводить в дію гідронасос 2, який в свою чергу всмоктує олію з ємності 13 в магістраль (а) через відкритий кран 3. При цьому кран 4 повинен бути відкритим, а крани 5, 8, 10 – закриті. Після цього, кран 10 відкривають і подають через нього дизельне паливо з ємності 9 у

змішувач-ежектор 11. За допомогою крана 4 регулюють робочий тиск у нагнітальній магістралі 12, який контролюється манометром 7.

Дизельне паливо під тиском проходить по нагнітальній магістралі 12 та потрапляє у кавітатор 6, де відбувається інтенсивне насичення дизельного палива ріпаковою олією. Із виходу 15 кавітатора гідродинамічна суміш по магістралі (б) подається у технологічний бак 14. Після насичення дизельного палива ріпаковою олією, крани 8, 10 закривають, а установку відключають [89].

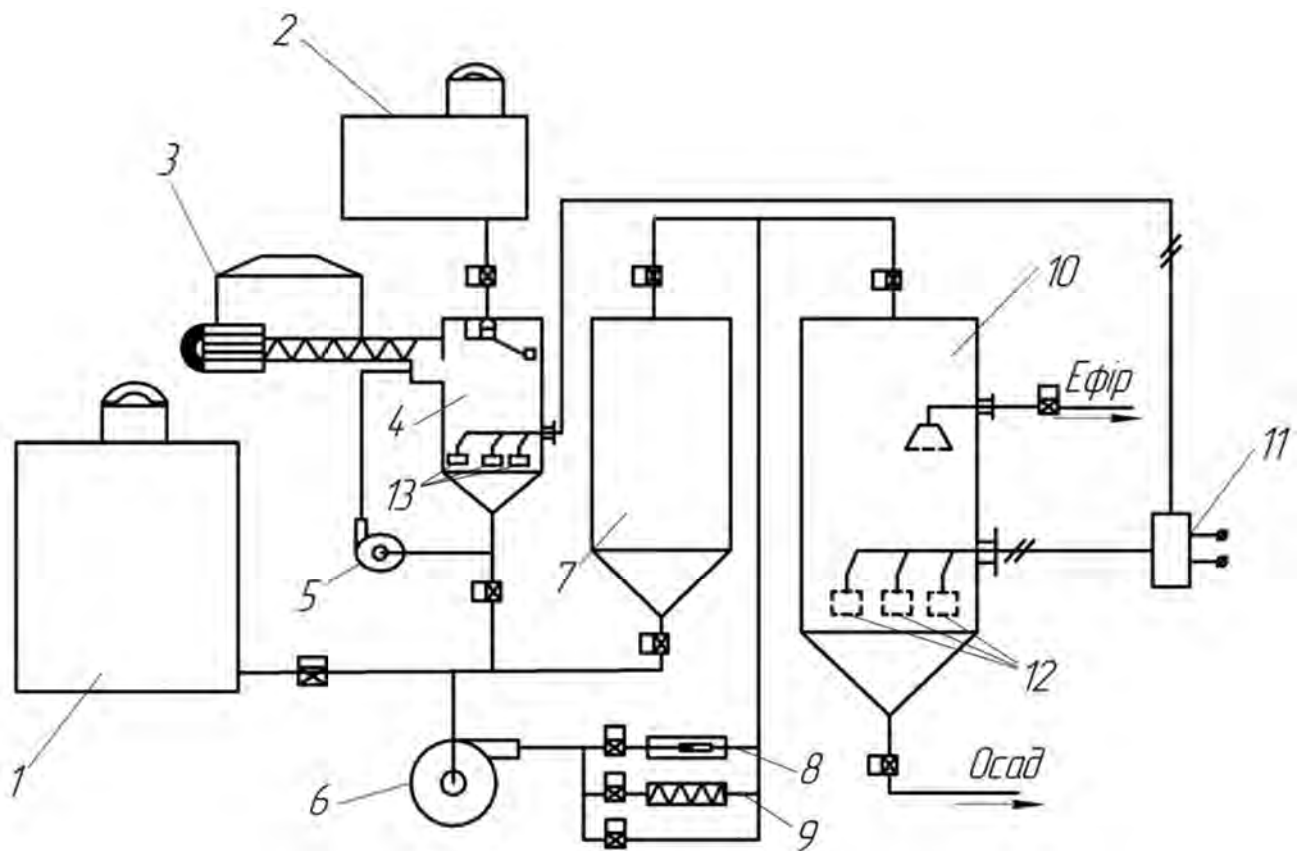


**Рис. 1.15. Гідродинамічна установка для отримання біодизельного палива (позначення в тексті)**

Перевагами обладнання є простота конструкції та відповідно доступність в ціні. Недоліками даної установки є те, що вона призначена для

гідродинамічного змішування ріпакової олії з дизельним паливом, а під суміш метилату калія вона не розрахована. Також проходження дизпалива під тиском через кавітатор разом з ріпаковою олією не забезпечує повного перемішування, адже необхідно застосовувати циклічне перемішування.

Запропонована також удосконалена модульна біодизельна установка (рис. 1.16), що працює наступним чином: в ємності 1 повинна бути олія, в закритому резервуарі 4 метанол, в бункері-дозаторі 3 лужний каталізатор.



1 – ємність олії; 2 – ємність метилового спирту; 3 – дозатор каталізатора; 4 – реактор змішування метилового спирту та каталізатора; 5 – додатковий циркуляційний насос; 6 – основний циркуляційний насос; 7 – реактор; 8 – кавітаційна камера; 9 – теплообмінник; 10 – відстійник; 11 – генератор ультразвуку; 12 – ультразвукові випромінювачі відстійника; 13 – ультразвукові випромінювачі реактора

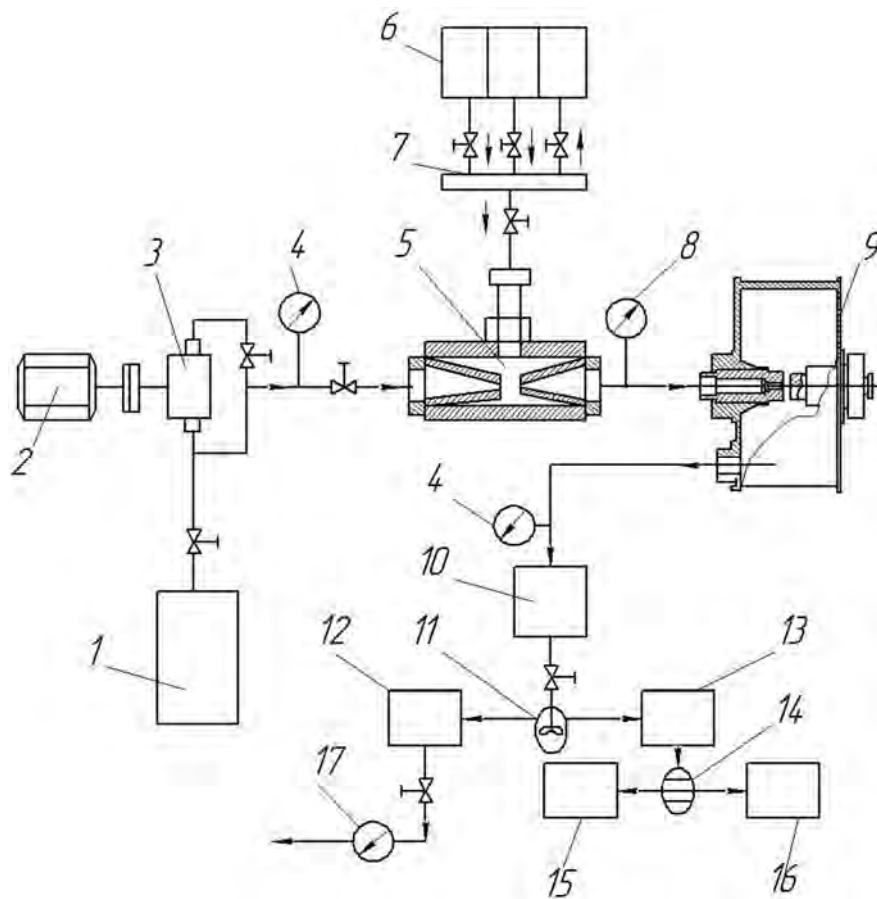
**Рис. 1.16. Модульна біодизельна установка**

Ємність 4 наповнюється необхідним об'ємом метанолу. Одночасно включаються змішувальний насос 5, дозатор лужного каталізатора 3 та ультразвукові випромінювачі 13. Циркуляція метанолу та активаційна ультразвукова обробка реагентного розчину продовжуються після припинення подачі лужного каталізатора дозатором 3 ще впродовж певного встановленого терміну. Далі включається циркуляційний насос 6, який заповнює сумішшю метилового спирту та рослинної олії до заданого об'єму реактор 7. Після цього циркуляція продовжується через кавітаційну камеру 8, а при необхідності й через теплообмінник 9, після чого весь об'єм перекачується у відстійник 10, де включаються ультразвукові випромінювачі 12 для утворення осаду [90].

Перевагами даної установки є можливість використання її у агропромисловому виробництві, наявність ультразвукових випромінювачів у відстійнику, реакторі змішування метилового спирту та лужного каталізатора забезпечує швидке утворення осаду, встановлення додаткового циркуляційного насоса дозволяє якісно змішати хімічні реагенти.

Недоліком даної установки є висока вартість за рахунок додаткових ємностей, ультразвукових випромінювачів та додаткового циркуляційного насоса, що заважає конкурувати на ринку з більш простим обладнанням розробленим під використання в агропромисловому виробництві.

Розроблена також модульна біодизельна установка (рис. 1.17), котра працює наступним чином: при включенні приводного електродвигуна 2 приводиться в рух гідронасос 3, який всмоктує ріпакову олію з ємності 1. Робочий тиск регулюється в магістралі манометром 4. Ріпакова олія під тиском проходить по напірній магістралі і попадає в дозатор-змішувач 5. Одночасно при відкритих кранах із секцій бака 6 в колектор 7 потрапляють дизельне паливо, метиловий спирт і каталізатор, які попередньо в ньому змішуються, всмоктуються в порожнину розрідження дозатора 5. Попередньо насичена суміш попадає в гідродинамічний кавітатор 9, в якому виконується глибоке диспергування суміші компонентів з ріпаковою олією на молекулярному рівні.



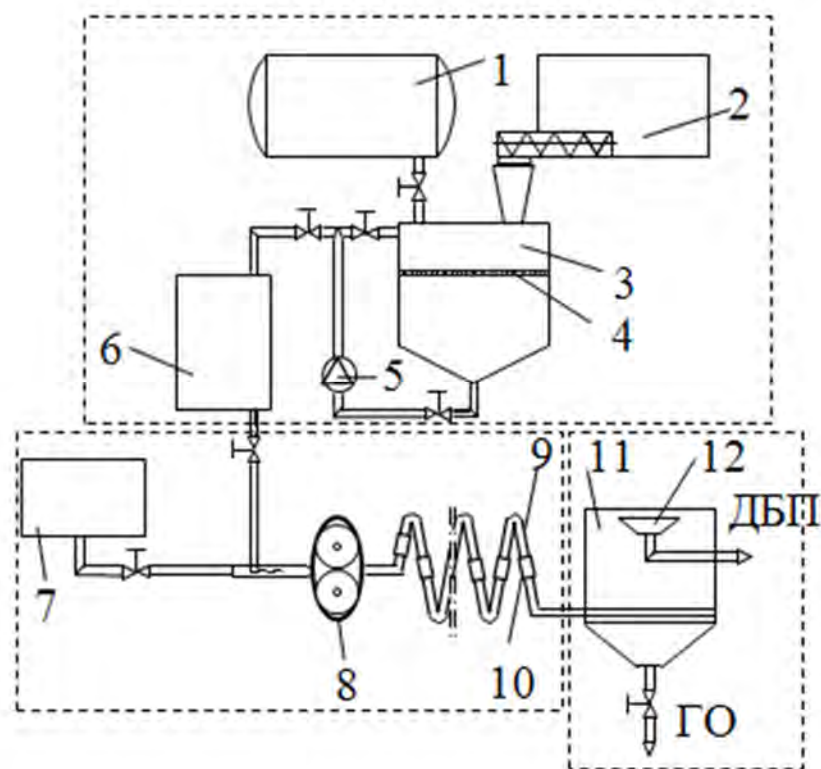
1 – технологічна ємність (для ріпакової олії); 2 – електродвигун;  
 3 – гідронасос; 4 – манометр; 5 – дозатор змішувач; 6 – бак; 7 – колектор;  
 8 – датчик температури; 9 – гідродинамічний диспергатор; 10 – ємність;  
 11 – сепаратор; 12 – ємність для дизельного біопалива; 13 – ємність для водно-гліцеринової суміші; 14 – фільтр-очисник; 15 – ємність для гліцерину;  
 16 – ємність для вологи; 17 – витратомір дизельного біопалива

**Рис. 1.17. Модульна біодизельна установка**

Отримана суміш поступає по трубопроводу в технологічну ємність 10, а потім в сепаратор 11, де розділяється на фракції «дизельне біопаливо» і «водно-гліцеринова суміш», потім кожна фракція поступає до ємностей 12 і 13. Далі «водно-гліцеринова суміш» подається з ємності 13 в фільтр вологоочисник 14, де розділяється на гліцерин і воду. Гліцерин зливається в ємність 15, а вологу (воду) в ємність 16. У результаті дизельне біопаливо з ємності 12 по трубопроводу через витратомір 17 надходить для подальшого використання [91].

Перевагами даної установки є високоякісне перемішування за рахунок гідродинамічного диспергатора, можливість використання у сезонній роботі. Недоліками є складність конструкції, високі виробничі витрати та її габаритність.

Запропоноване також обладнання для виробництва дизельного біопалива, яке працює наступним чином: до місткості 3 для змішування із контейнера 1 подається метиловий спирт, а із контейнера 2 на сітку 4 подається каталізатор (рис. 1.18). У місткості 3 за допомогою насоса 5 відбувається змішування метилового спирту з каталізатором.



1 – ємність з метиловим спиртом; 2 – ємність з каталізатором; 3 – бак для змішування метилового спирту та каталізатора; 4 – сітка для каталізатора; 5 – насос для перекачування метилату калію; 6 – накопичувальна ємність метилату калію; 7 – бак для жиру; 8 – насос для перекачування жиру та метилату калію; 9 – трубчатий змійовик; 10 – вставка-турбулізатор; 11 – гравітаційний розділювач; 12 – лійка

**Рис. 1.18. Обладнання для виробництва дизельного біопалива**

Після завершення перемішування утворений метилат калію за допомогою насосу 5 потрапляє до місткості 6 накопичення метилату калію з якої потім самопливом подається до насосу 8.

Рослинний жир також подається самопливом із контейнера 7 до насоса 8. Суміш метилату калію з жиром насосом 8 подаються до трубчатого змійовика 9 для естерифікації жиру, де за допомогою вставок-турбулізаторів 10 перемішуються.

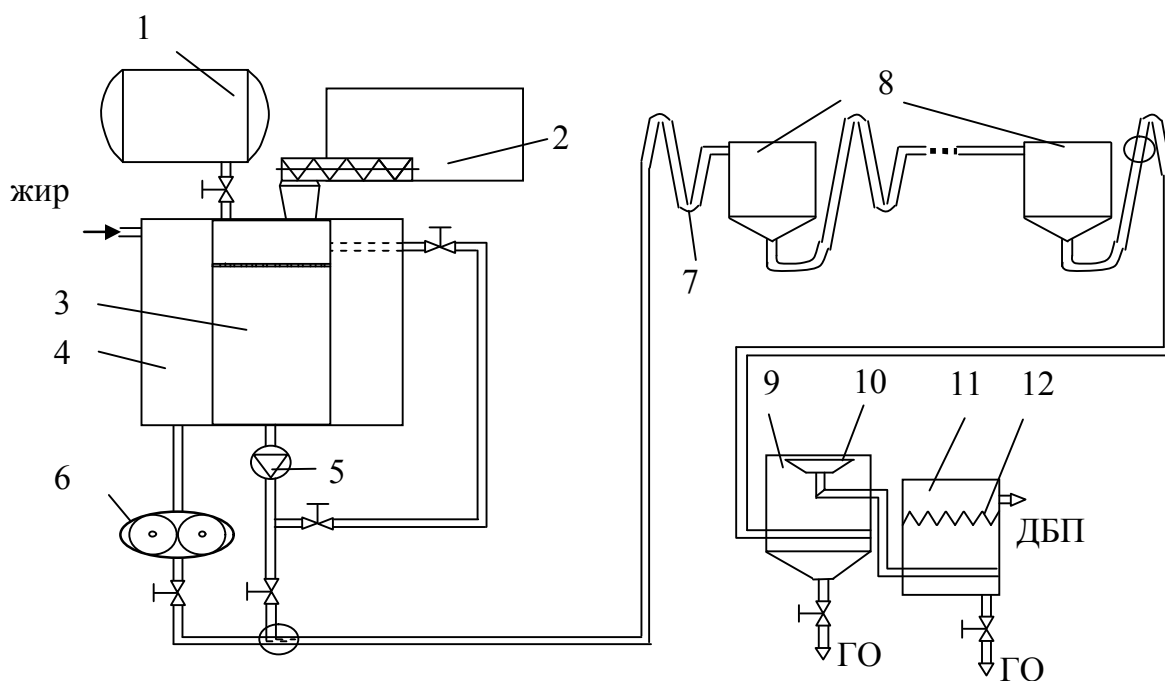
Після проходження етерифікації жиру отримана емульсія надходить у гравітаційний розділювач 11, в якому відбувається розділення на дизельне біопаливо та гліцериновий осад. Дизельне біопаливо відводиться із гравітаційного розділювача 11 через лійку 12.

Перевагами цього обладнання є те, що обладнання для виробництва біодизельного палива дозволяє зменшити питому енергомісткість виробництва біодизельного палива за рахунок інтенсифікації процесу перемішування при естерифікації жиру і забезпечення безперервної роботи обладнання та матеріаломісткість обладнання за рахунок використання гідрозмішування метилового спирту з каталізатором та зменшення довжини трубчатого змійовика естерифікації жиру з використанням вставок-турбулізаторів [92]. Недоліками є те, що не використовується тепло, яке виділяється при розчиненні каталізатора метиловим спиртом на підігрів жиру перед виготовленням біодизельного палива, трубчатий змійовик має зависокий гідравлічний опір, що підвищує енергомісткість процесу естерифікації жиру та складний у виготовленні і монтажу, крім того обладнання не забезпечує належні показники якості біодизельного палива за короткий час відстоювання у потоці без фільтрування [93].

Вище описане обладнання було удосконалено шляхом заміни трубчастих турбулізаторів на циліндрично-конічні компенсатори (рис. 1.19) [93].

Перевагами цього обладнання є те, що відбувається якісне перемішування за рахунок проходження жиру та метилату калію через трубчатий змійовик з циліндрично-конічними компенсаторами, де відбувається основне змішування.

Недоліками є те, що дане обладнання потрібно використовувати при постійній подачі сировини до реактора, що забезпечується при великих обсягах виробництва дизельного біопалива. Періодичне використання такого обладнання призводить до складного і дорогого технічного оснащення і обслуговування.



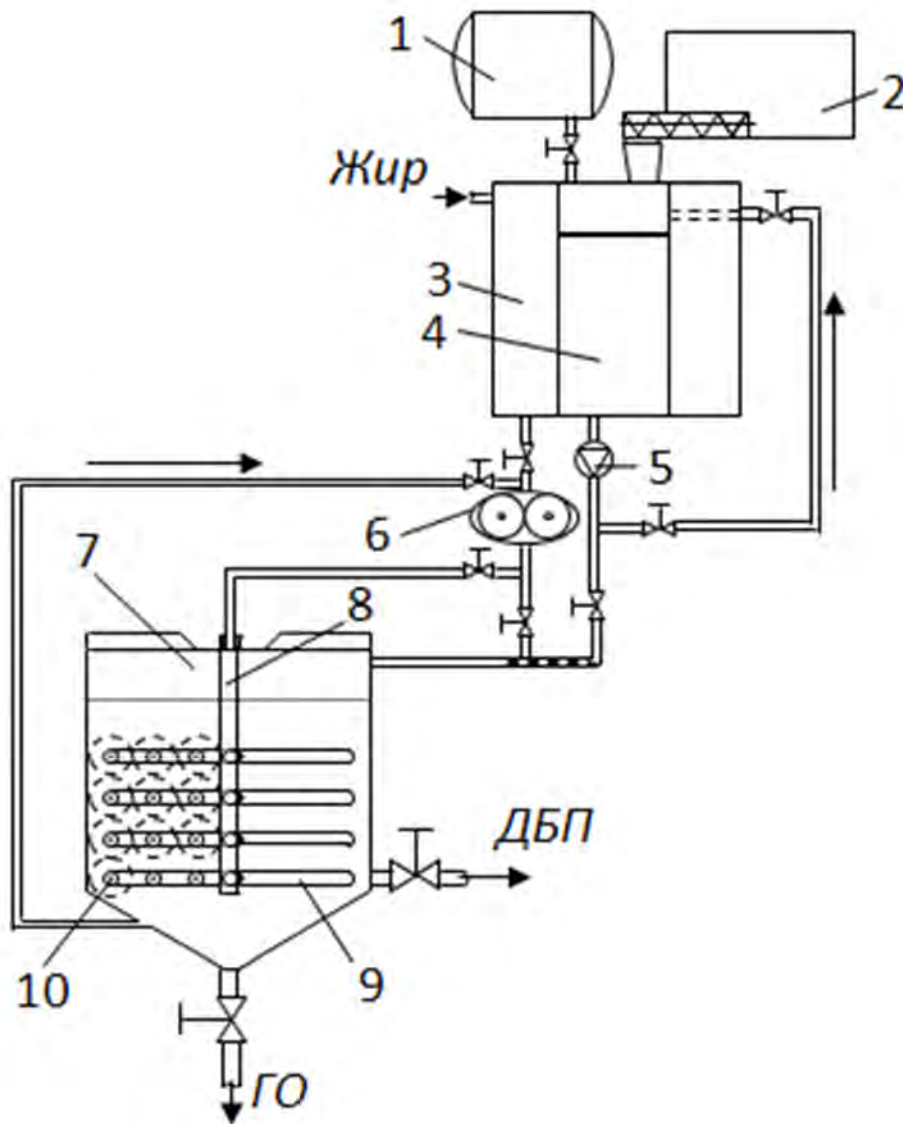
1 – ємність з метиловим спиртом; 2 – ємність з каталізатором; 3 – бак для жиру; 4 – бак для змішування метилового спирту та каталізатора; 5 – насос для перекачування метилату калію; 6 – насос для відкачування жиру та виконання перемішування в гідрозмішувачі; 7 – трубчатий змійовик; 8 – циліндро-конічні компенсатори; 9 – гравітаційний розділювач; 10 – лійка; 11 – додатковий гравітаційний розділювач; 12 – фільтруючий елемент

**Рис. 1.19. Обладнання для виробництва дизельного біопалива**

Відоме обладнання для виробництва дизельного біопалива, яке працює наступним чином: до ємності 4, із контейнера 1 метилового спирту подається метиловий спирт (рис. 1.20).

Каталізатор із контейнера 2 подається в ємність 4 для розчинення. Насос 5 забезпечує повне розчинення каталізатора в метиловому спирті. Насос

6 подає із контейнера 3 жир і одночасно насос 5 із ємності 4 подає розчин метилату калію в гідрозмішувач 7. Під час перекачування емульсії, насос 6 подає суміш в гідромішалку 8, яка обертається за рахунок гідрореактивної сили струменів, що виходять із форсунок 10 розмішених на штангах 9 гідромішалки 8.



1 – ємність з метиловим спиртом; 2 – ємність з каталізатором; 3 – бак для жиру; 4 – бак для змішування метилового спирту та каталізатора; 5 – насос для перекачування метилату калію; 6 – насос для відкачування жиру та виконання перемішування в гідрозмішувачі; 7 – гідрозмішувач; 8 – гідромішалка; 9 – штанги гідромішалки; 10 – форсунки

**Рис. 1.20. Обладнання для виробництва дизельного біопалива**

Після проходження естерифікації жиру отримана емульсія залишається у гідрозмішувачі 7 до повного розділення на дизельне біопаливо та гліцериновий осад [94].

Перевагами даного обладнання є мала габаритність, доступна вартість устаткування за рахунок використання гідроперемішування, можливість використання у сезонній роботі.

Недоліками є те, що перемішування емульсій відбувається пошарово і не забезпечується достатній рівень перемішування її шарів.

У промисловому інституті механізації рільництва (ПІМР, Польща) було розроблене обладнання для виробництва дизельного біопалива W500M (рис. 1.21) продуктивністю 500 л за 1 цикл, в якому застосовується перемішування без потреби підтримки температурного режиму.



**Рис. 1.21. Естерифікатор для виробництва дизельного біопалива в умовах фермерських господарств (Польща)**

Дане обладнання розраховане для використання у сезонній роботі і при необхідності може мобільно перевозитись на причіпі (рис. 1.22) для застосування в фермерських господарствах [95].



**Рис. 1.22. Мобільне обладнання для виробництва дизельного біопалива W500M**

В Українському науково-дослідному інституті прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого пройшли випробування ряд установок для виробництва дизельного біопалива [96]. Однак всі вони не знайшли широкого використання в агропромисловому виробництві України.

Таким чином, на основі аналізу обладнання для виробництва дизельного біопалива встановлено, що необхідно рухатись у напрямку зменшення

габаритів обладнання, його універсальності, а також використовувати гідромеханічне перемішування, яке дає змогу суттєво підвищити ефективність виробництва.

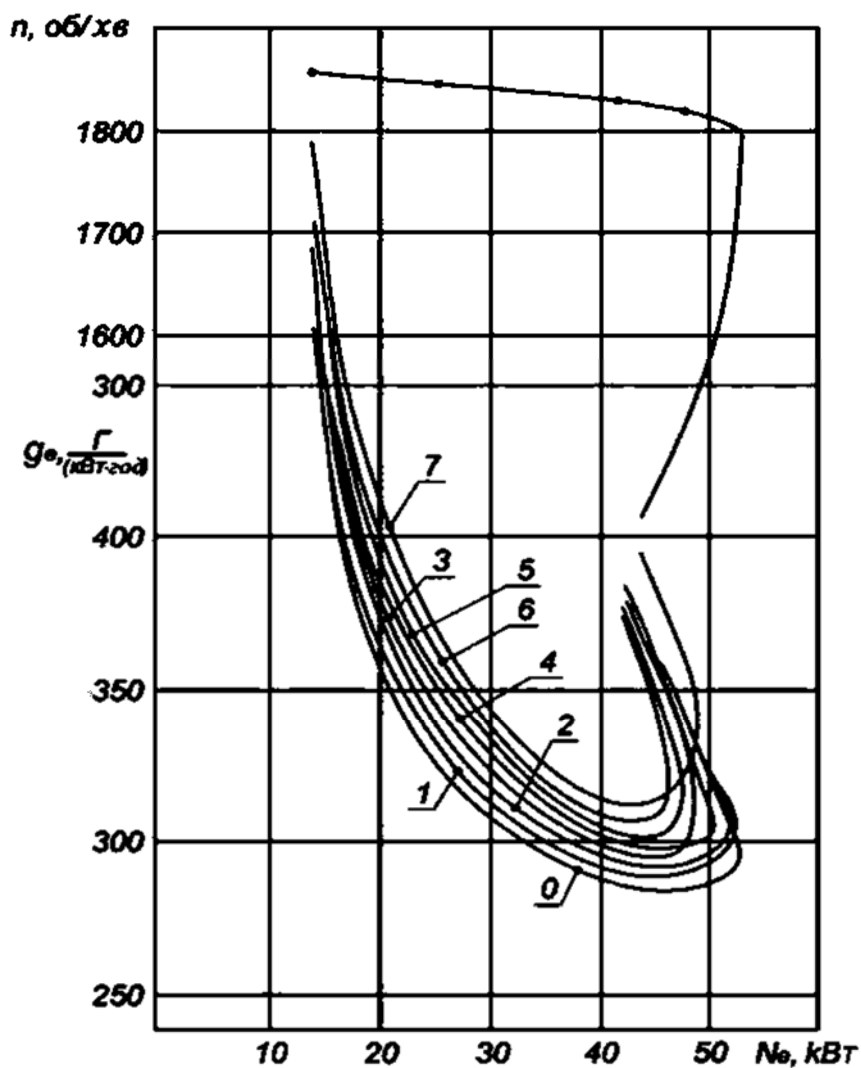
### **1.7. Аналіз експлуатаційних показників використання дизельного біопалива**

На сьогодні проведено досить широкі дослідження по використанню в якості дизельного біопалива чистої рослинної олії та її сумішей з дизельним паливом [60, 97, 98, 99, 100, 101], відмічено суттєве збільшення питомих витрат палива та зменшення ефективності згорання, що викликано меншою теплотворною здатністю та вищими показниками кінематичної в'язкості даного типу палива.

Для зниження кінематичної в'язкості дизельного біопалива виконують процес етерифікації рослинної олії за допомогою суміші лужного каталізатора, розчиненого в метиловому, або етиловому чи ізопропіловому спирті [102, 103, 104, 105]. Як наслідок, отримане після етерифікації дизельне біопаливо значно зменшує свою кінематичну в'язкість у порівнянні з рослинною олією. Аналіз властивостей дизельних біопалив, отриманих на основі рослинних олій та спирту [103, 104, 105], показує, що кінематична в'язкість дизельного біопалива на основі метилового спирту у 2 рази менша ніж у палив, отриманих на основі етилового або ізопропілового спирту, проте вона більше ніж у 2 рази більша за кінематичну в'язкість дизельного палива [67].

У результаті проведення досліджень [106], отримано порівняльну регуляторну характеристику роботи дизельного двигуна на дизельному паливі (ДП) та дизельному біопаливі, а також їх сумішах з різною концентрацією (рис. 1.23).

Відмічено зменшення ефективної потужності двигуна на 12 % при одночасному збільшенні питомої витрати палива від 10 до 17 % у залежності від концентрації дизельного біопалива в паливній суміші.

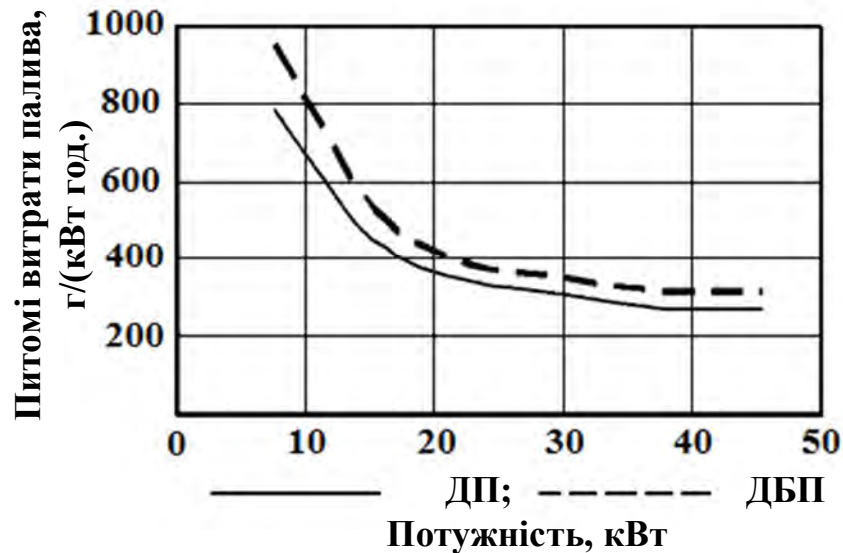


0 – ДП; 1 – 95 % ДП+5 % ДБП; 2 – 90 % ДП+10 % ДБП;  
 3 – 80% ДП+20% ДБП; 4 – 70 % ДП+30 % ДБП; 5 – 50 % ДП+50 % ДБП;  
 6 – 30 % ДП+70% ДБП; 7– ДБП

**Рис. 1.23. Регуляторна характеристика двигуна СМД-14Н**

При дослідженні роботи двигуна Д-243 на дизельному біопаливі у порівнянні з дизельним паливом [107], відмічено збільшення концентрації оксидів азоту  $NO_x$  у відпрацьованих газах та істотне збільшення годинної та питомої витрати палива.

У роботі [108] виконані дослідження роботи дизельного двигуна на дизельному біопаливі та отримано його навантажувальну характеристику (рис. 1.24).



**Рис. 1.24.** Навантажувальні характеристики двигуна Д-238

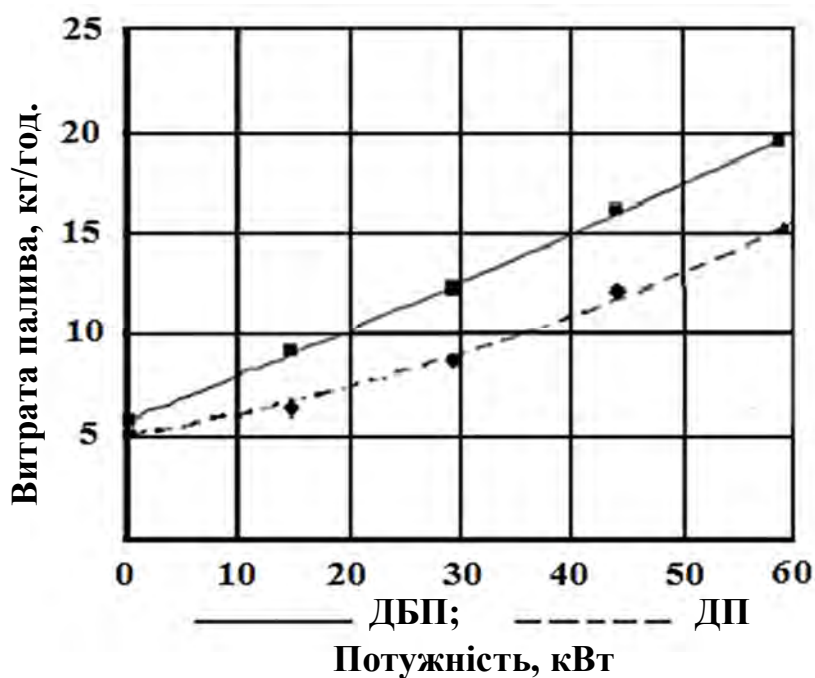
Під час досліджень встановлено, що при досягненні однакової потужності витрата палива при роботі на дизельному біопаливі збільшується на величину від 12 до 20 %. Розрахунки робочого процесу двигуна на номінальному режимі показали зниження ефективного моменту і потужності та підвищення витрати палива при роботі на дизельному біопаливі. Виконано порівняльний розрахунок процесу впорскування палива для дизельного палива та дизельного біопалива згідно загальновідомої методики [109], який дозволяє стверджувати, що при роботі двигуна на дизельному біопаливі має місце додаткова витрата палива за рахунок погіршення якості його розпилування.

У роботі [110] виконані дослідження впливу дизельного палива на основі рослинної олії на експлуатаційні показники роботи МТА на базі трактора ХТЗ-121 при виконанні технологічних операцій культивування та боронування. У дослідженнях відмічено, що продуктивність МТА при роботі на дизельному біопаливі практично не змінилася, проте відмічено зростання витрати палива.

У роботі [111] приведені результати гальмівних випробувань роботи двигуна Д-248, які показали, що при використанні дизельного біопалива та його сумішей з дизельним паливом призводить до збільшення годинної витрати палива від 4 % до 18 % у залежності від складу паливної суміші. При роботі двигуна на паливних сумішах з часткою дизельного біопалива 40 %, 60 %, 80 %

та 100 %, питома витрата палива відповідно склала 241; 243; 255 і 271 г/(кВт год.) проти 230 г/(кВт год.), що на 3,5 %; 6,5 %; 11,3 % і 17,8 % більше, ніж питома витрата дизельного палива. Годинна витрата палива відповідно склала 10,4; 10,6; 11,0 та 11,8 кг/год проти 10 кг/год при роботі на дизельному паливі, що відповідно більше на: 4 %; 6 %; 10 % і 18 %.

Проведені дослідження роботи двигуна ЯМЗ-248 М2 на дизельному паливі та дизельному біопаливі [112] показали, що питома витрата дизельного біопалива підвищується у середньому на 28 % (рис. 1.25).

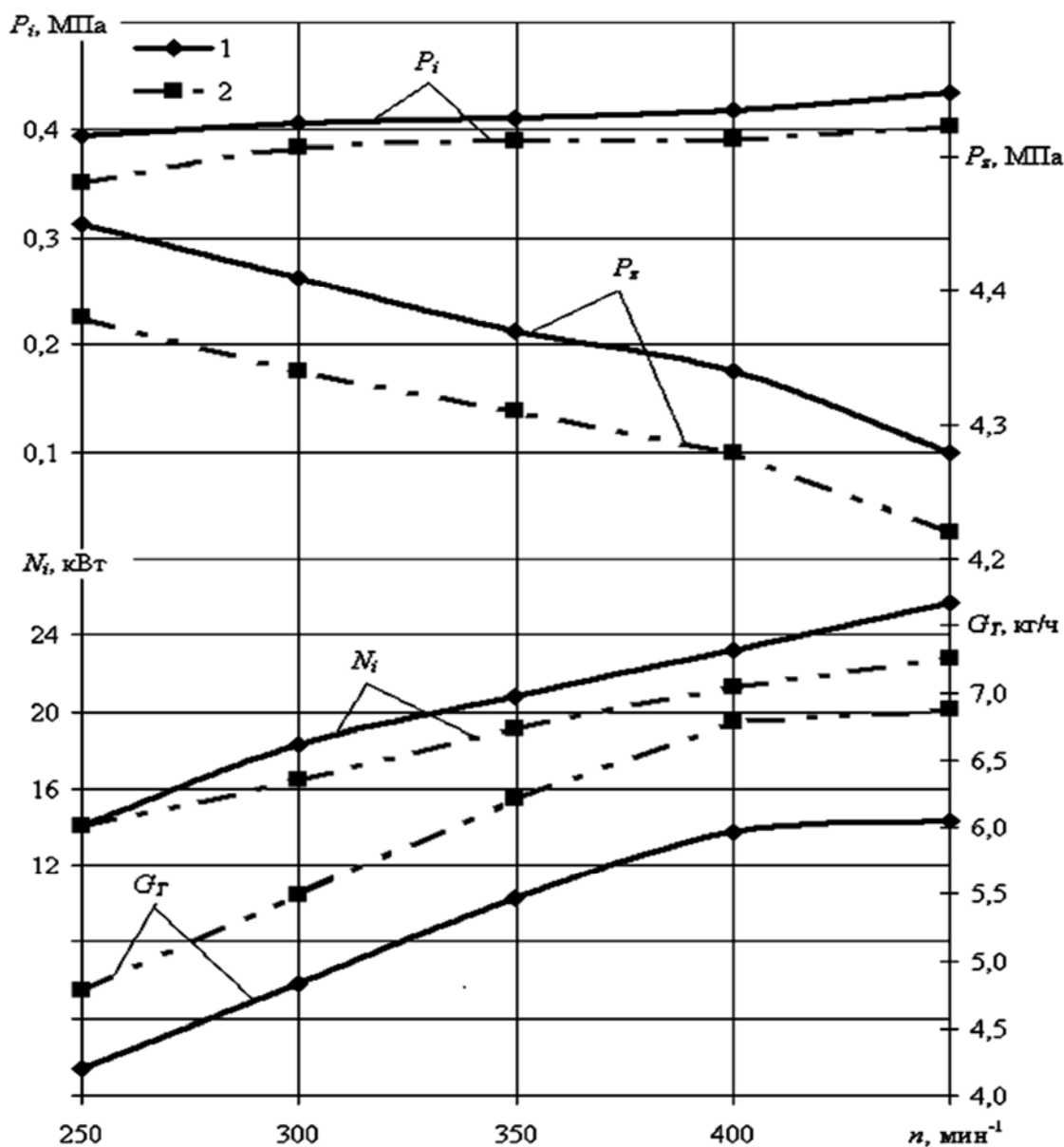


**Рис. 1.25. Навантажувальна характеристика двигуна Д-248 М2**

Зміну годинної витрати палива автори пов'язують зі зниженою, порівняно зі стандартним дизельним паливом, нижчою теплотворною здатністю дизельного біопалива, а також із відмінностями його густини та кінематичної в'язкості.

Експериментальні дослідження [113] (рис. 1.26) характеристик робочого процесу середньоборотного дизельного двигуна показали, що при використанні дизельного біопалива відбувається зниження середнього індикаторного тиску на 7 % (в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна різниця в

значеннях може становити від 5 до 11 %), також відбувається зниження тиску згорання палива, в середньому на 1,5 %.



1 – при роботі на ДП; 2 – при роботі на ДБП

**Рис. 1.26. Швидкісні характеристики двигуна 6ЧН 25/34**

Внаслідок цього, при роботі на дизельному біопаливі спостерігається збільшення годинної витрати палива понад 17,5 %. Також відзначено, що при впорскуванні дизельного біопалива відбувається зменшення кута випередження впорскування палива на 1,2 град.

У роботах [114, 115] авторами зафіксовано зниження максимального тиску згорання при використанні дизельного біопалива на основі пальмової олії та вторинних відходів рослинної олії. Приведені результати випробування двигуна при різних навантаженнях показали, що тепловий коефіцієнт корисної дії двигуна при роботі на дизельному біопаливі на величину від 1 до 1,85 % менший, ніж при використанні дизельного палива, як наслідок зафіксовано відповідне збільшення годинної витрати палива. Також авторами відмічено високу в'язкість, яка призводить до збільшення періоду затримки самозаймання, внаслідок чого відбувається зниження ефективного тиску згорання, що призводить до збільшення витрати палива при однаковій потужності у порівнянні з дизельним паливом.

У роботі [55] розглянуто вплив деяких фізико-хімічних показників дизельного біопалива на параметри дизельного двигуна і його експлуатаційні характеристики. Відмічено підвищення у порівнянні з дизельним паливом, на 10 % густини, вищу у 1,5 рази кінематичну в'язкість палива, зміна яких спричиняє збільшення на 14 % далекобійності паливного факела та зростання діаметру краплин розпиленого палива, що призводить до збільшення попадання дизельного біопалива на стінки камери згорання і гільзи циліндра. Менші значення коефіцієнта стискуваності дизельного біопалива приводять до збільшення дійсного кута випередження впорскування палива та підвищення максимального тиску. За результатами досліджень відмічено зменшення потужності двигуна при переході на дизельне біопаливо та зазначена необхідність врахування впливу конструктивних особливостей та режимів роботи двигуна на потужність та паливо-економічні показники.

За результатами досліджень [106, 116] рекомендовано застосувати для живлення двигуна паливну суміш дизельного біопалива з 30 % вмістом дизельного біопалива. Згідно досліджень [111], оптимальна до використання з точки зору паливної економічності є паливна суміш з вмістом 20 % дизельного біопалива. Годинна витрата палива двигуном при використанні зазначених паливних сумішей не перевищує 2-4 %. У роботі [117] при використанні суміші

дизельного палива і 20 % дизельного біопалива відмічено зменшення вмісту  $\text{CH}_x$  на величину від 1,8 до 8,3 % та CO на величину від 18 до 20 %. При цьому знижується димність до 35 % та збільшується годинна витрата палива на величину від 1,9 до 4,2 %.

У роботі [118] зазначено, що за рахунок меншого стисканням та більшої кінематичної в'язкості при впорскуванні рослинного палива в камеру згорання у порівнянні з дизельним паливом, спостерігається збільшення максимального тиску впорскування палива. Також відмічено, що більша сила поверхневого натягу та кінематична в'язкість призводить до утворенням меншого кута конуса розпилення палива, збільшення далекобійності факела палива та більш пізнішого розпадання факела палива на краплі, що призводить до погіршення сумішоутворення та згорання палива. Виконані дослідження [116, 119] характеристик впорскування дизельного біопалива в камеру з постійним тиском виявили зменшення кута конуса розпилення та збільшення далекобійності факела впорскування палива.

Дослідження по впливу температури підігріву палива на експлуатаційні показники роботи двигуна при використанні дизельного палива та його сумішей з дизельним біопаливом показали [120], що при застосуванні підігріву дизельного палива до 60 °C спостерігається деяке зниження потужності двигуна на режимах повного навантаження для всіх частот обертання колінчастого валу, що пояснюється зменшенням маси циклової подачі при зниженні густини палива. Підігрів дизельного біопалива призводить до поліпшення паливної економічності двигуна практично на всіх режимах навантажувальних характеристик, що пов'язано із зменшенням густини, в'язкості та поверхневого натягу палива, що сприяє більш дрібному його розпилюванню і збільшенню об'ємного сумішоутворення. У роботі [116] обґрунтовано застосування попереднього підігріву сумішей дизельного палива та 10-15 % дизельного біопалива палива до температури 70 °C.

До важливих експлуатаційних параметрів роботи дизельного двигуна відносять значення його екологічних показників роботи, які також залежать від

типу палива, що застосовується. При використанні дизельного біопалива [121] відмічено значне зменшення шкідливих викидів CO (на 30-40 %), також відмічено як збільшення, так і зменшення вмісту NO<sub>x</sub>, у залежності від зміни обертів та завантаження двигуна. Для дизельних двигунів з вихровою камерою (передкамерою) і безпосереднім уприскуванням [122] відмічено зниження показників CO на 12 %, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> на 35 %, твердих частинок на 24 % та деяке збільшення викидів NO<sub>x</sub>. У дослідженнях [123] при використанні дизельного біопалива на основі соєвої олії відмічено зменшення викидів CO на 41 %, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> на 86 %, а також зростання концентрації NO<sub>x</sub> на 21 %. При використанні дизельного біопалива на основі соняшникової олії відмічено зменшення CO на 3 %, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> на 75 %, а також зростання концентрації NO<sub>x</sub> на 10 %. У дослідженнях роботи дизельного двигуна на метиловому ефірі ріпакової олії [124] відмічено зниження димності на величину від 8 до 11 % та масового викиду твердих частин на 42 %, збільшення витрати палива до 10 %, при цьому концентрація викидів CO і NO<sub>x</sub> змінювалася несуттєво. У роботах [114, 115] відмічено збільшення температури вихлопних газів за рахунок збільшення фази догорання палива, а також відмічено, що значення шкідливих викидів NO<sub>x</sub>, CO і CO<sub>2</sub> майже ідентичні значенням при роботі на дизельному паливі. У роботі [125] встановлено, що при використанні дизельного біопалива в порівнянні з дизельним паливом спостерігається зменшення часу затримки займання та відбувається зменшення показників шкідливих викидів, за винятком NO<sub>x</sub> і CO, на тлі збільшення витрати палива.

Проведений аналіз показав, що сучасні наукові дослідження спрямовані на пошук шляхів ефективного виробництва дизельного біопалива із відновлюваних сировинних джерел, таких як біомаса водоростей, тваринні та вторинні рослинні жири [126, 127, 128, 129].

Вищі показники кінематичної в'язкості та густини дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом, спричиняють збільшення середнього діаметру краплин впорскнутого палива, зростання довжини та зменшення кута розпилення впорскнутого факела палива, що призводить до порушення

сумішоутворення і зменшення повноти згорання дизельного біопалива [130, 131, 132, 133, 134, 135, 136].

Найбільш ефективним способом підвищення експлуатаційних показників роботи дизельного двигуна, є забезпечення зменшення кінематичної в'язкості дизельного біопалива за рахунок застосування попереднього підігріву [137, 138, 139, 140, 141, 142].

Виконані стендові дослідження впливу попереднього нагріву дизельного біопалива до температур 30 °С, 60 °С, 90 °С та 120 °С на експлуатаційні характеристики роботи двигуна [143], показали, що при нагріві до 90 °С відбувається зменшення годинної витрати палива та покращення екологічних показників роботи дизельного двигуна. При застосуванні нагріву палива до 120 °С зафіксовано збільшення втрат палива через зазори плунжерних пар паливного насоса високого тиску.

Аналіз виконаних досліджень експлуатаційних показників роботи дизельних двигунів при використанні дизельного біопалива рослинного походження дозволяє стверджувати, що за рахунок відмінностей фізико-механічних властивостей відбувається погіршення процесу впорскування палива, сумішоутворення та його згорання. Про зниження ефективності згорання дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом свідчить збільшення витрати дизельного біопалива для досягнення однакової потужності в залежності від величини відношення їх теплотворних здатностей. Застосування паливних сумішей дизельного палива з вмістом дизельного біопалива до 30 % погіршує показники експлуатаційних параметрів роботи дизельного двигуна у порівнянні з використанням чистого дизельного біопалива. Використання таких сумішей суттєво вплинуло на енергетичну незалежність сільськогосподарського виробництва не може.

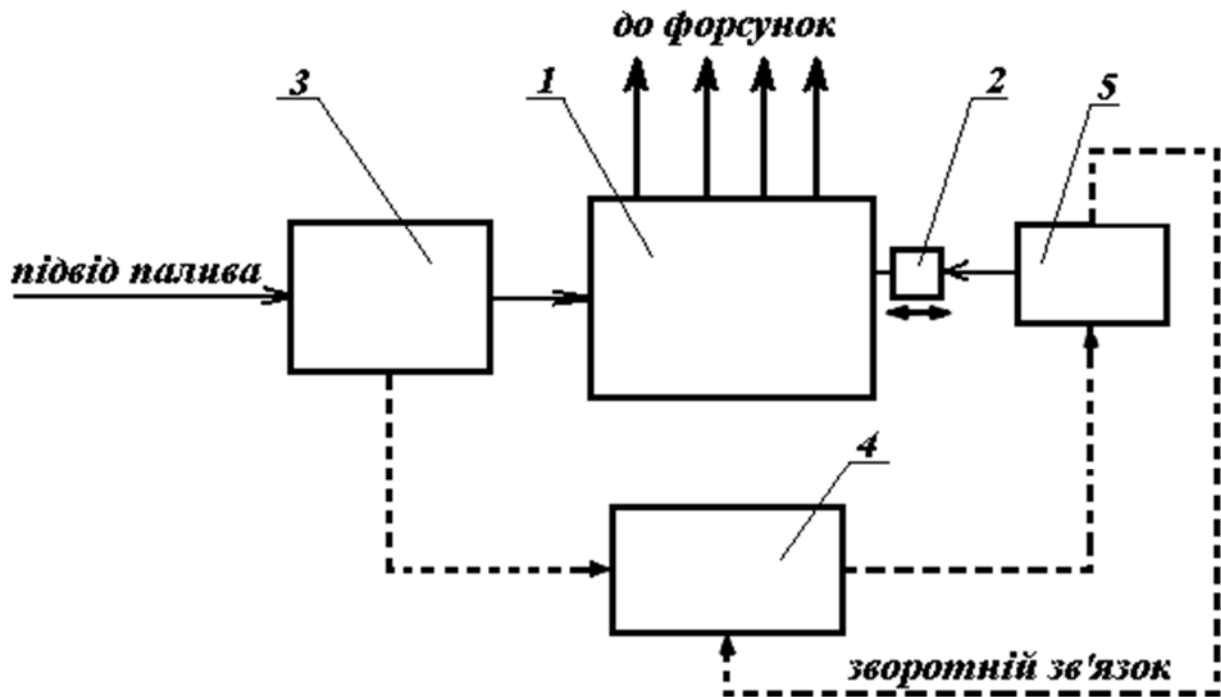
Аналіз екологічних показників роботи дизельних двигунів показує, що при використанні дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом спостерігається зниження показників шкідливих викидів. Проте таке зменшення шкідливих викидів на тлі збільшення питомої витрати палива при

непропорційному співвідношенні теплотворних здатностей свідчить про зменшення повноти згорання дизельного біопалива. Внаслідок неповного згорання дизельного біопалива відбувається додаткове коксування циліндро-поршневої групи двигуна та потрапляння дизельного біопалива до моторної оливи, що призводить до зменшення ресурсу роботи двигуна. Одним із шляхів покращення згорання дизельного біопалива є застосування його підігріву, проте в існуючих паливних системах температура нагріву палива обмежена температурним режимом роботи плунжерної пари паливного насоса високого тиску.

### **1.8. Аналіз способів підвищення ефективності використання дизельного біопалива**

У роботі [144] розглянуто методи підвищення ефективності згорання дизельного палива за рахунок застосування підігріву палива, що дає змогу зменшити час на випаровування палива та тим самим досягти зменшення часу затримки самозаймання та підвищення швидкості горіння. Автор пропонує організувати процес сумішоутворення у впускному колекторі двигуна завдяки впорскуванню перегрітого палива. Це інтенсифікує процес випаровування та створює умови для збільшення тиску в робочому циклі та забезпечує підвищення ефективності роботи двигуна. Проте даний спосіб важко реалізувати при використанні дизельного біопалива, оскільки температура випаровування основної фракції дизельного біопалива знаходиться при температурі вищій за 325 °С.

Відома схема модернізації паливної системи [146] для роботи на дизельному паливі, дизельному біопаливі та їх сумішах (рис. 1.27), згідно якої пропонується лінії підводу палива до паливного насоса високого тиску дообладнати ємнісним датчиком та рухомим упором для обмеження максимальної циклової подачі палива, яка має електромеханічний привід зміни положення упора з електронним блоком автоматичного керування.



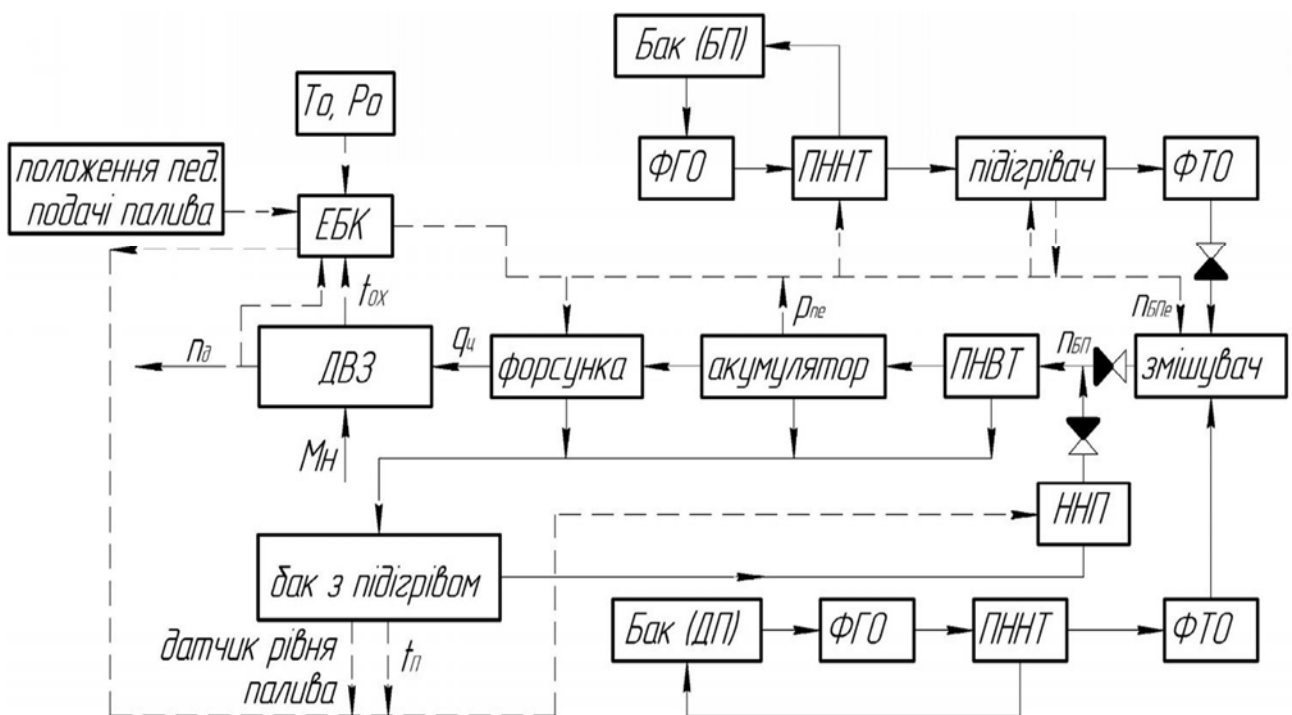
1 – паливний насос високого тиску; 2 – упор паливного насоса;  
 3 – електричний ємнісний датчик; 4 – електронний блок автоматичного керування; 5 – електромеханічний привід упора

**Рис. 1.27** Схема модернізації паливної системи дизельного двигуна внутрішнього згорання для використання дизельного біопалива та його сумішей з дизельним паливом

Залежно від виду палива або складу суміші палив, яке підводиться до паливного насоса високого тиску 1, змінюється відносна діелектрична проникливість палива, що викликає відповідну зміну електричної ємності датчика 3. Зміна електричної ємності датчика перетворюється і підсилюється електронним блоком автоматичного керування 4 до виду і рівня сигналу, на який розрахований електромеханічний привід 5, до якого він підводиться. Електромеханічний привід змінює положення упору 2, за допомогою якого обмежується максимальна циклова подача палива. У разі використання палива з меншою теплотою згорання упор 2 електромеханічним приводом 5 автоматично переміщується у бік збільшення максимальної циклової подачі палива і навпаки, у разі використання палива з більшою теплотою згорання

упор переміщується у бік зменшення максимальної циклової подачі палива. Для чіткої роботи електронного блоку автоматичного керування з електромеханічним проводом між ними встановлений зворотний зв'язок. Дана система може бути використана для реалізації задачі відповідної динамічної програми керування потужністю двигуна для палив із різною теплотворною здатністю та електропровідністю, проте вона не вирішує основних проблем використання дизельного біопалива, пов'язаних з його фізико-механічними властивостями.

У роботі [146] для вирішення проблем, пов'язаних з використанням дизельного біопалива, розроблено систему живлення дизельного двигуна сумішшю дизельного палива та дизельного біопалива з динамічним керуванням відсоткового складу на базі акумуляторної системи «Common Rail» (рис. 1.28).



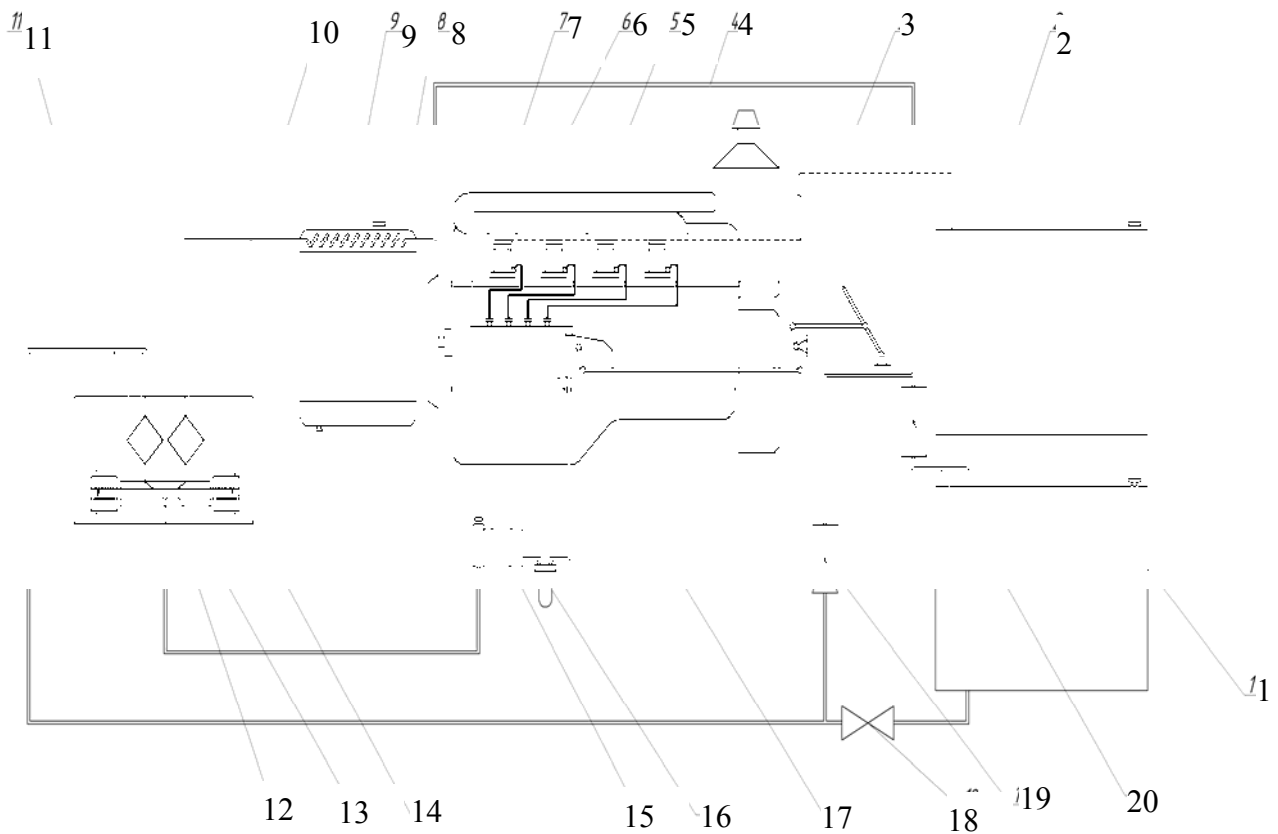
**Рис. 1.28. Структурна схема системи живлення сумішшю ДП та ДБП для системи «Common Rail»**

Схема складається з дизельного двигуна та системи живлення сумішшю дизельного палива та дизельного біопалива, до якої в свою чергу входять два паливних бака, два фільтри грубої очистки, два паливні насоси низького тиску,

два фільтра тонкої очистки для дизельного палива та дизельного біопалива відповідно, підігрівач дизельного біопалива, змішувач, паливний насос високого тиску, акумулятор палива, форсунки, три зворотних клапана, бачок для невикористаного палива, насос низького тиску. Обробляє всі дані електронний блок керування. Система працює таким чином: двигун запускається на дизельному паливі і продовжує працювати на ньому до тих пір, поки його охолоджувальна рідина та дизельне біопаливо в підігрівачі не прогріється до робочої температури. Після цього вступає в роботу змішувач, який при зміні відсоткового вмісту палива забезпечує раціональний відсотковий склад суміші. Система зворотної подачі невикористаного палива направляє невикористане паливо в бак для невикористаного палива, звідки насос низького тиску подає в систему живлення після змішувача, перед паливним насосом високого тиску. Це запобігає змішуванню чистих палив з робочими сумішами. Перед тим, як зупинити двигун, система живлення зливає приготовлену суміш палив у бачок для зворотного палива та наповнює чистим дизельним паливом всю систему, що забезпечить легкий пуск двигуна навіть за низьких температур.

У роботі [147] для використання дизельного біопалива запропоновано здійснювати запуск і нагрів двигуна при низьких температурах на дизельному паливі, розроблено заходи, які забезпечують очищення паливної системи двигуна від дизельного біопалива по закінченню кожної зміни. Для покращення розпилення і згорання дизельного біопалива здійснюється його підігрів. Для реалізації цих заходів запропоновано здійснювати зміну в конструкції системи живлення двигуна Д-240 згідно рис 1.29.

Згідно наведеної схеми два види палив зберігаються в окремих баках, що розділені між собою закритим краном 19. Двигун запускається на дизельному паливі, яке під дією розрідження, що створює насос 15, перетікає з бака 1 через витратний кран 18 і по паливопроводу низького тиску потрапляє в блок фільтрів з перемикачем 12.



1 – бак для дизельного палива; 2 – бак для біопалива; 3 – зворотній паливопровід; 4 – паливопровід низького тиску; 5 – паливопровід високого тиску; 6 – форсунка; 7 – двигун; 8 – радіатор системи охолодження; 9 – підігрівач біопалива; 10 – фільтр грубої очистки біопалива; 11 – фільтр грубої очистки дизпалива; 12 – електромагнітний перемикач виду палива; 13 – золотник; 14 – обмотка електромагніта; 15 – паливний насос низького тиску; 16 – паливний фільтр тонкої очистки; 17 – паливний насос високого тиску; 18 – витратний кран дизельного палива; 19 – з’єднувальний витратний кран

**Рис. 1.29** Схеми системи живлення дизельного двигуна Д-240 для роботи при використанні двох типів палив

У фільтрі 11 дизельне паливо проходить очищення від води та грубих механічних домішок і при положенні золотника 13 у правому крайньому положенні, потрапляє до загальної магістралі – насоса низького тиску 15, далі через фільтр тонкої очистки 16 до паливного насоса високого тиску (ПНВТ) 17,

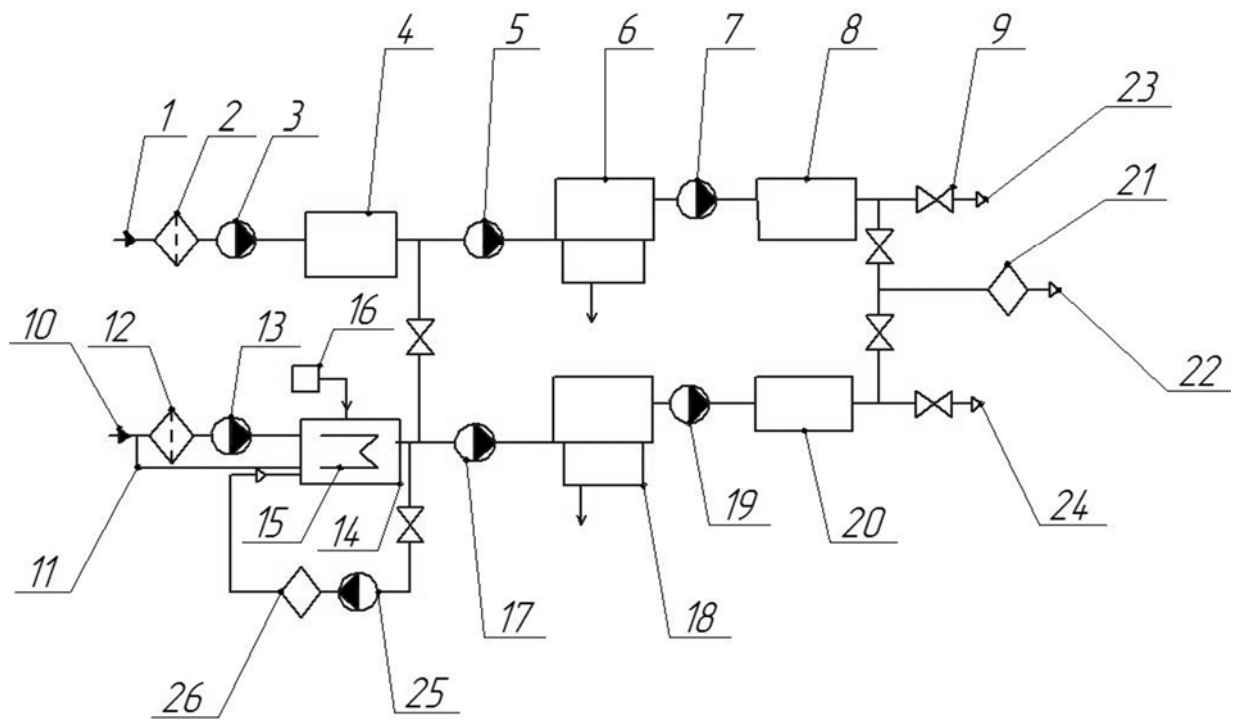
звідки під високим тиском розподіляється по форсунках 6 і впорскується в циліндри двигуна 7. Надлишок палива з форсунок зливається через зворотній трубопровід 3 в бак з біопаливом 2.

Після запуску двигуна і його прогрівання до робочої температури охолоджувальної рідини, подається напруга на ліву обмотку електромагніта 14, який з'єднує основну паливну магістраль з баком для біопалива. Тоді розрідження, що створюється насосом 15, передається в бак 2, внаслідок чого дизельне біопаливо по паливопроводу 4, через витратний вентиль 18, потрапляє до змієвика 9, що вмонтований у верхній бачок радіатора 8 системи охолодження. Оскільки змієвик омивається рідиною, що відводить теплоту від нагрітих деталей двигуна, дизельне біопаливо підігрівається і зменшує в'язкість. Підготовлене таким чином дизельне біопаливо надходить до фільтра 10 і через перемикач 12 потрапляє до загальної магістралі. Після витрачання залишків дизельного біопалива система плавно переводиться на інший тип палива.

Перед закінченням робочої зміни трактора і постановкою його на стоянку напруга подається на праву обмотку електромагнітного клапана 14, загальна магістраль з'єднується з баком 1 для дизельного палива, а двигун переходить на дизельне паливо. Після вигорання біопалива в загальній магістралі живлення двигун глушиться.

Відома система підготовки дизельного та біодизельного палив для двигунів внутрішнього згоряння [148]. Авторами запропоновано принципову схему паливної системи дизельної установки (рис. 1.30), реалізація якої забезпечує можливість використання в дизельного біопалива для живлення дизельного двигуна.

Для забезпечення поставленої задачі запропоновано штатну систему паливоподачі дообладнати паливним баком дизельного біопалива, приймальним трубопроводом із обігрівачем та сепаратором палива з циркуляційним насосом.



1 – приймальний трубопровід дизельного палива; 2, 12 – фільтри грубого очищення; 3, 13 – насоси перекачування палива; 4, 14 – цистерни зберігання палива; 5, 17 – насоси установок очищення палива; 6, 18 – комбінована установка очищення палива (фільтр-сепаратор з вбудованим підігрівником палива); 7, 19 – насоси подачі палива у витратні цистерни; 8, 20 – витратні цистерни; 9 – запірний клапан; 10 – приймальний трубопровід дизельного біопалива; 11 – супутниковий обігрівач; 15 – занурений підігрівник палива; 16 – цистерна присадок для дизельного біопалива; 21 – змішувач; 22 – суміш дизельного палива та дизельного біопалива до двигуна; 23 – дизельне паливо до двигуна; 24 – дизельне біопаливо до двигуна; 25 – насос сепаратора; 26 – сепаратор

**Рис. 1.30. Схема паливної системи дизельної установки з можливістю роботи на дизельному біопаливі та його сумішах з дизельним паливом**

Така модернізація паливної системи дозволяє застосовувати дизельне біопаливо в паливній системі при низьких температурах навколишнього середовища.

Наявність сепаратора з циркуляційним насосом дає змогу підвищити термін зберігання та якість дизельного біопалива за рахунок періодичної

сепарації палива, для якого характерна висока гігроскопічність та розкладення.

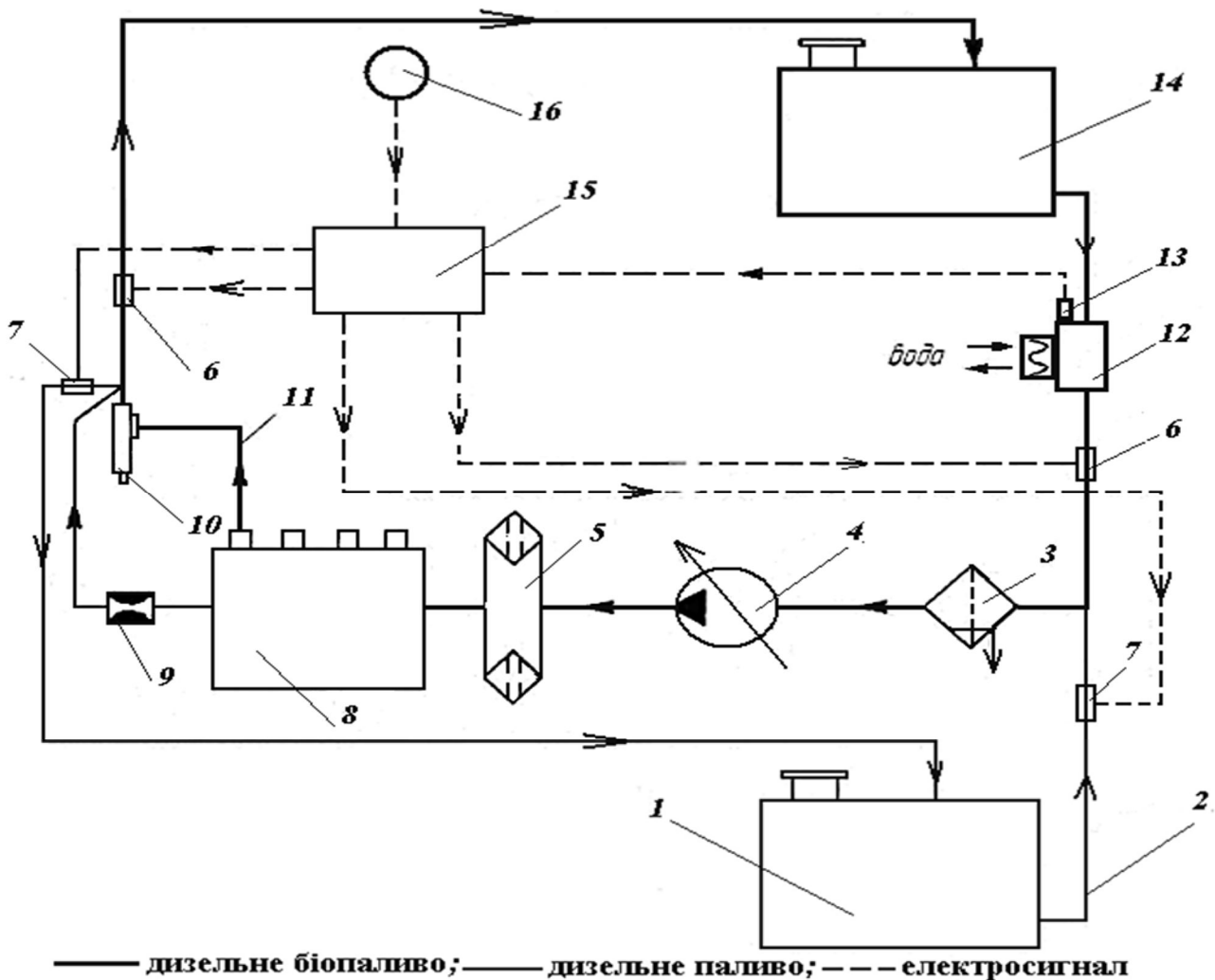
Реалізація запропонованої схеми системи підготовки палива, дає змогу використовувати дизельне біопаливо при низьких температурах навколишнього середовища та підвищує його строк зберігання та якість.

Відомий спосіб переобладнання дизельного двигуна для роботи на біопаливах [149], який полягає в зниженні в'язкості олії шляхом її підігрівання, за рахунок того, що додатково до системи живлення дизельним паливом встановлюють систему перемикання типу палива, при цьому перемикання виду палива здійснюють електромагнітними клапанами електронного блоку керування, що спрацьовує від датчика температури встановленого у баці з олією, а підігрів олії здійснюють гарячою рідиною, отриманою з системи охолодження двигуна (рис. 1.31).

Робота дизельного двигуна на дизельному біопаливі здійснюється наступним чином: двигун запускається і працює після запуску на дизельному паливі. Після прогріву двигуна та нагріву дизельного біопалива в теплообміннику 12 за рахунок теплоти рідини, яка поступає від системи охолодження двигуна, розігрітого у процесі роботи до потрібної температури. Сигнал від датчика 13 передається до електронного блоку керування 15, який в свою чергу відкриває електромагнітні клапани 6 подачі та зливу дизельного біопалива та закриває клапани 7 подачі та зливу дизельного палива. Дизельне біопаливо прокачується паливним насосом низького тиску 4 з бака 14 крізь теплообмінник 12, відкритий клапан 6 і фільтр грубої очистки 3, де паливо проходить попереднє очищення, далі до фільтра тонкої очистки 5 і паливного насоса високого тиску 8. У свою чергу паливний насос високого тиску по трубопроводам високого тиску 11 подає паливо до форсунок 10, а невикористана частина палива зливається по зливному паливопроводу в бак 14 крізь відкритий електромагнітний клапан 6.

Особливістю експлуатації системи в холодну пору року є те, що водій перед довготривалою зупинкою переключає систему паливоподачі на дизельне паливо і промиває трубопроводи, канали паливного насоса високого тиску та

форсунки дизельним паливом для попередження застигання в них дизельного біопалива. Після промивки каналів системи паливоподачі двигун може бути заглушеним.



1 – паливний бак; 2 – паливопроводи; 3 – фільтрів грубої очистки палива; 4 – паливопідкачуючий насос низького тиску; 5 – фільтр тонкої очистки палива; 6 – електромагнітний клапан зливу олії; 7 – електромагнітний клапан зливу дизельного палива; 8 – паливний насос високого тиску; 9 – дросель; 10 – форсунки; 11 – палипроводи високого тиску; 12 – теплообмінник підігріву олії; 13 – датчик температури олії; 14 – бак дизельного біопалива; 15 – електронний блок керування паливним насосом високого тиску; 16 – ручний перемикач

**Рис. 1.31. Схема живлення двигуна внутрішнього згорання для роботи на дизельному біопаливі**

Розглянуті системи забезпечують виконання підігріву дизельного біопалива для забезпечення його фільтрування перед подачею до насоса високого тиску.

Проте до загальних недоліків розглянутих систем необхідно віднести відсутність підігріву основного баку дизельного біопалива та паливопроводів дизельного біопалива, що обмежує використання паливних сумішей при температурі навколишнього середовища нижче 10 °С [150], також максимально можлива температура нагріву дизельного біопалива обмежена температурним режимом роботи прицевійних пар паливного насоса високого тиску. Наявність окремих ліній магістралей паливопроводів, які не мають власного обігріву, призводить до їх закупорювання дизельним біопаливом під час тривалої зупинки при низьких температурах. Магістральні лінії дизельного біопалива та дизельного палива при використанні двобакової системи повинні створювати загальне кільце паливоподачі [151]. Таким чином, аналіз існуючого обладнання для підвищення ефективності використання дизельного біопалива показує, що нагрів дизельного палива в них обмежений температурним режимом роботи паливного насоса високого тиску та температурою нагріву дизельного біопалива близькою до 70 °С.

У роботі [152] роздроблено спосіб температурної підготовки палива в двигунах, який передбачає наявність додаткового паливного баку дизельного біопалива обладнаного нагрівачем та теплообмінником лінії паливопроводів високого тиску. Підігрівач паливного баку забезпечує початковий розігрів дизельного біопалива в паливному баку для забезпечення оптимальної температури його фільтрування. Теплообмінник лінії високого тиску забезпечує більш високий діапазон нагріву дизельного біопалива [153], не порушуючи температурний режим роботи паливного насоса.

Аналіз існуючого обладнання показав, що перспективним напрямком підвищення ефективності використання дизельного біопалива є реалізація його нагріву після паливного насоса високого тиску.

## 1.9. Огляд теоретичних досліджень з виробництва рослинної олії та дизельного біопалива

Дослідженням процесу відстоювання рідин, як методом їх очистки займалися: Кавецький Г. Д., який встановив, що в обертовому потоці на підвішену частинку діє центробіжна сила, під дією якої частинка рухається від центру до стінки апарату зі швидкістю, рівною силі осадження [27]; Стабніков В. Н., який розрахував, виходячи із особливостей руху твердих частинок в рідкому середовищі, критеріальне рівняння для розрахунку процесу осадження [154]; Шалугін В. С., який проаналізував відстійники та встановив, що осадження під дією центробіжної сили ефективніше, ніж відстоювання під дією сили тяжіння [35]. Суттєвий вклад в розробку кінетичних рівнянь гідролітичного перетворення вуглеводнів вніс Холькін Ю. І. [155]. Кінетичні рівняння для опису процесу ферментації органічної речовини у процесі виробництва компостів та субстратів використано також у роботі [156].

Однак на даний час у доступних джерелах відсутні літературні дані щодо опису за допомогою кінетичних рівнянь осадотворення під час відстоювання віджатої олійної маси.

Теоретичними та експериментальними дослідженнями виробництва дизельного біопалива займались ряд вітчизняних та зарубіжних науковців.

Так, Драгнєв С. В. теоретично визначив висоту реактора естерифікації при умові компонування сировини і каталізатора у попередньо обґрунтованих співвідношеннях за формулою [157]:

$$H = \frac{4}{0,8 \cdot \pi} \cdot V_{ол} \cdot \left(1 + \left(\frac{192,24}{M_{ол}} + 0,015\right) \cdot \rho_{ол} \cdot \frac{1}{\rho_{м1}}\right) \cdot \frac{1}{D^2} + h_k - \frac{h_k}{3 \cdot D^2} \cdot (D^2 + d_B^2 + D \cdot d_B) \quad (1.1)$$

де  $V_{ол}$  – об'єм рослинної олії одного циклу естерифікації, м<sup>3</sup>;

$M_{ол}$  – молярна маса рослинної олії, г/моль;

$\rho_{ол}$  – густина рослинної олії, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_m$  – густина розчину лужного каталізатору у метанолі, кг/м<sup>3</sup>;

$D$  – діаметр реактора, м;

$h_k$  – висота конусної частини реактора, м;

$d_B$  – діаметр вихідного патрубку реактора, м.

Ним було розроблено також математичну модель технолічного процесу естерифікації для виробництва дизельного біопалива на основі теорії нечітких множин та нечіткої логіки, проаналізовано вплив змінних параметрів процесу на вихід метилових ефірів жирних кислот [158, 159], а також визначено критерії подібності у процесі виробництва дизельного біопалива.

Також відомі рівняння витрат енергії на естерифікацію рослинних олій з розчином метилового спирту із лужним каталізатором [160, 161]:

$$E_{ec} = \frac{Q}{\eta_H} + \frac{E_{nep}}{\eta_{nep}} \quad (1.2)$$

де  $E_{ec}$  – витрати енергії на естерифікацію рослинної олії, Дж;

$Q$  – теплота нагрівання олії, Дж;

$\eta_H$  – ККД нагрівання олії;

$E_{nep}$  – енергія перемішування, Дж;

$\eta_{nep}$  – ККД перемішування.

Крім того Драгнєвим С. В. запропоновано методику інженерно-конструкторського розрахунку конструктивних параметрів реактора періодичної дії з використанням лопатевого перемішувача [162] та математично змодельовано адаптивний технологічний процес естерифікації типових рослинних олій з розчином лужного каталізатора КОН у метанолі при виробництві дизельного біопалива в реакторі періодичної дії. Обґрунтовано також раціональні конструктивно-технологічні параметри реактора

естерифікації періодичної дії господарського типу з лопатевим змішувачем [157].

У ННЦ «ІМЕСГ» Вірьовкою М. І. було розроблено рівняння для обрахунку питомої енергомісткості обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням трубчастого естерифікатора [163]:

$$E = \frac{P}{Q\rho\left(1 - \frac{V_{oc}}{V_E}\right)} \quad (1.3)$$

де  $E$  – питома енергомісткість естерифікації, кВт год/т;

$P$  – споживана потужність електродвигуна живильного насоса естерифікатора, кВт;

$Q$  – продуктивність живильного насоса естерифікатора, м<sup>3</sup>/год.;

$\rho$  – густина біодизельного палива, т/м<sup>3</sup>;

$V_{oc}$  – об'єм гліцеринового осаду в пробі емульсії, м<sup>3</sup>;

$V_E$  – об'єм проби отриманої емульсії, м<sup>3</sup>.

В результаті експериментів було також отримано рівняння регресії, яке пов'язує кількість турбулізаторів ( $N$ ), час перемішування ( $t$ ) та частоту обертання живильного насоса ( $n$ ) з питомою енергомісткістю ( $E$ ), в результаті якої встановлено, що значний вплив на питому енергомісткість має кількість турбулізаторів, менш значний вплив мають час перемішування і частота обертання живильного насоса [163]:

$$E = 2,7865 + 0,4511 N + 0,0235t - 0,0058n - 0,1223N^2 - 0,0015t^2 - 0,0165Nt + 0,0003nN \quad (1.4)$$

Обґрунтовано також процес змішування та розділення при отриманні дизельного біопалива на основі рослинних олій. Отримано формули для визначення ступеня вмісту домішок у біопаливі, ступеня однорідності змішаної

емульсії, потужності приводу змішувача і швидкості осідання гліцеринового осаду [164].

Сухенком Ю. Г. було розроблено алгоритм і методику розрахунку промислових реакторів із механічним змішуванням для виробництва дизельного біопалива із тваринних жирів [165].

Муштрук М. М. було експериментально досліджено перетворення технічних тваринних жирів і жирових відходів продукції тваринництва у дизельне біопаливо по циклічній технології, що в свою чергу дало можливість встановити визначальні чинники, враховані при побудові реактора, а саме: вид сировини, вміст вільних жирних кислот в сировині, тип каталізатора і спирту, раціональні масові співвідношення метанолу та технічних тваринних жирів, каталізатора та технічних тваринних жирів, бензолу та технічних тваринних жирів, спосіб перемішування, його оптимальну температуру і час процесу [166, 167].

Отже, на основі аналізу теоретичних досліджень з виробництва рослинної олії та дизельного біопалива встановлено, що на сьогодні недостатньо даних щодо теоретичних досліджень обладнання для відстоювання олійної маси та виробництва дизельного біопалива із використанням гідромеханічного перемішування.

### **1.10. Огляд теоретичних досліджень динаміки руху МТА**

Основним засобом виконання сільськогосподарських робіт є МТА у складі енергетичного засобу та одноопераційних (простих) або комбінованих робочих знарядь. Енергетичні показники МТА при взаємодії з робочим середовищем змінюються в досить широких межах, що відображається на техніко-економічних показниках. Насамперед, це – витрата палива та час виконання технологічних операцій, а тому питання взаємозв'язку між параметрами МТА та властивостями агротехнологічного середовища та їх

вплив на експлуатаційні параметри роботи МТА вимагає подальших досліджень.

Експлуатаційні властивості МТА впливають із виконуваних ними задач, розділяються на енергетичні, техніко-економічні та агротехнологічні. При виконанні технологічних операцій МТА повинен, в першу чергу, забезпечувати агротехнологічні вимоги до якості виконуваної операції. Здебільшого це стосується сільськогосподарського знаряддя, проте енергетичний засіб також повинен забезпечити виконання відповідних умов. При взаємодії робочої машини з робочим середовищем її енергетичні властивості змінюються в досить широких межах, що в свою чергу відображається на експлуатаційних параметрах енергетичного засобу, насамперед на потужності та витраті палива. Вказані властивості відіграють важливу роль при оцінюванні роботи МТА та взаємопов'язані між собою.

Упродовж тривалого часу дослідженнями роботи МТА займалися такі відомі вчені як В. П. Горячкін, Ю. К. Киртбая, Б. С. Свірщевский, В. Н. Болтинський, Л. Г. Гром-Мазнічевський та інші.

Праці Б. С. Свірщевского та Ю. К. Киртбая заклали основи роботи МТА в польових умовах, адже вони досліджували шляхи зменшення часу допоміжних операцій, ефективне планування виконання технологічних операцій, оптимізацію руху агрегату. У працях [59] Б. С. Свірщевского та [168] Ю. К. Киртбая розглянуто МТА як систему твердих тіл, що пов'язані між собою як жорсткими, так і пружними елементами. При виконанні роботи вся система тіл здійснює поступальний рух, при цьому деякі елементи системи здійснюють також і обертовий рух. Вчені розглядали рівняння руху МТА як баланси сил та затраченої потужності. Даний підхід дає змогу визначити миттєвий розподіл потужності, проаналізувати дію сил в системі, визначити об'єкти, за рахунок яких можна зменшити енергозатрати, але не вирішує задачу визначення ефективних режимів роботи МТА.

У наукових дослідження Л. В. Погорілого [169], І. Й. Натанзона [170], Э. А. Фінна [171], І. І. Мельника [172] та інших приділено багато уваги

комплектуванню складу МТА та обґрунтуванню оптимальних комплексів машин і машинного парку. Дані дослідження при врахуванні існуючого на сьогодні різноманіття ринку сільськогосподарських машин та енергозасобів потребують проведення великих об'ємів експериментальних досліджень для визначення експлуатаційних параметрів та виявлення їх оптимальних режимів роботи та характеристик.

Основи теорії розгону МТА були закладені в науковій праці Е.Д. Львова і більш глибоко проаналізовані в працях В. Н. Болтинського, В. І. Анохіна, М. І. Медведєва, Д. А. Чудакова [173, 174, 175, 176] та ін. У роботах Е. Д. Львова та В. Н. Болтинського теорія розгону МТА будувалася на основі двомасової динамічної системи. Суть її полягає в тому, що всі рухаючі та обертальні маси МТА замінюються двома зосередженими масами (з приведеним моментом двигуна і самого агрегату), які з'єднанні між собою за допомогою муфти зчеплення. При цьому не враховувалося буксування коліс. Закладені ними основи динамічної моделі знайшли розвиток в подальших науково-дослідних роботах [177, 178], які були направлені на визначення та зменшення граничних навантажень, що виникають в системах передачі крутного моменту від двигуна до рушіїв під час розгону та зменшення їх впливу на складові систем трансмісії для підвищення її надійності.

При виконанні теоретичних досліджень тягово-енергетичних параметрів із застосуванням дизельного біопалива [179], МТА розглянуто як багатовимірну систему із змінними параметрами стану, а поступальний рух трактора характеризується рівнянням:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_K - \sum R_c}{m_{az}}, \quad (1.5)$$

де  $\frac{dv}{dt}$  – прискорення МТА, м/с<sup>2</sup>;

$P_K$  – рушійна сила (дотична сила тяги трактора), Н;

$\Sigma R_c$  – сума сил опору агрегата, Н;

$m_{az}$  – маса МТА, кг.

Отримана залежність представлена як лінеаризована монотонна безперервна функція швидкості, яка після розкладання опору руху агрегата в ряд Фур'є набуває вигляду:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{m_{az}} \left( \frac{\partial P}{\partial v} - \frac{\partial \Sigma R_c}{\partial v} \right) \Delta v + \frac{1}{m_{az}} (\Delta P_{kl} - \Delta \Sigma R_{cl}), \quad (1.6)$$

де  $\frac{\partial v}{\partial t}$  – прискорення, м/с<sup>2</sup>;

$\frac{\partial P}{\partial v}$  – значення похідної в точці сталого режиму руху, кг/с;

$\Delta v$  – абсолютне відхилення швидкості агрегату, м/с;

$\Delta \Sigma R_{cl}$  – відхилення сили опору, що залежить від агрофону місцевості, Н;

$\Delta P_{kl}$  – зміна рушійної сили внаслідок впливу на неї факторів, наприклад, теплотворної здатності палива.

Зміну рушійної сили запропоновано визначати виходячи із зміни ефективної потужності двигуна, яку запропоновано визначати наступним чином:

$$N_e = \frac{Q_H^p \rho}{3600} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_u)} \Delta \mu \frac{\pi d^2 z}{4} \frac{\varphi_{вп}}{\omega} \frac{\pi}{180} n \eta_e, \quad (1.7)$$

де  $Q_H^p$  – нижча теплота згорання робочої суміші, МДж/кг;

$\rho$  – густина палива, кг/м<sup>3</sup>;

$P_s$  – тиск впорску палива, Па;

$P_u$  – тиск газів в циліндрі, Па;

$\Delta$  – коефіцієнт, який характеризує зміну прохідного перерізу;

$d$  – діаметр отворів розпилювача форсунки, м;

$z$  – кількість отворів розпилювача, шт;

$\varphi_{ВП}$  – тривалість впорскування, град. пов. колінч. ваду;

$\omega$  – кутова швидкість, рад/с;

$n$  – кількість форсунок двигуна, од.;

$\eta_e$  – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна, відн. од.

Застосування отриманих залежностей для виконання практичних розрахунків зміни параметрів роботи МТА обмежено наявністю у рівнянні складових, які можна визначити тільки за допомогою проведення складних експериментальних досліджень при наявності відповідного спеціалізованого обладнання.

Найбільш наближена до практичного застосування на наш погляд є математична модель [180]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{m_m}{2} V^2 \right) + R_c V = \eta_m N_E, \quad (1.8)$$

де:  $m_m$  – маса МТА, кг;

$V$  – швидкість руху, м/с;

$R_c$  – сила опору руху, Н;

$\eta_m$  – тяговий ККД трактора;

$N_E$  – номінальна потужність двигуна, Вт.

Застосування існуючих математичних моделей, для оцінки практичної оцінки роботи МТА при застосуванні дизельного біопалива, обмежено відсутністю чіткого взаємозв'язку між властивостями агротехнологічного середовища, параметрами МТА та властивостями типу палива, що використовується.

Проведений аналіз літературних джерел вказує на необхідність уточнення рівняння динаміки МТА та приведення його до форми, придатної для практичного застосування.

## Резюме по розділу 1

1. Необхідно розробити обладнання для гравітаційного осадження рослинної олії під потреби виробництва дизельного біопалива, а також удосконалити обладнання для виробництва дизельного біопалива.

2. Проведений аналіз властивостей дизельного біопалива показує, що найбільш перспективним, з точки зору використання в якості палива для дизельних двигунів, є дизельне біопаливо, яке одержують на основі метилових ефірів жирних кислот рослинних олій.

3. Отримання рослинної олії – це багатостадійний процес, до якого входить приймання зерна, його очистка та підготовка до обробки, отримання неочищеної олії, очищення олії шляхом фільтрування та гравітаційного осадження, рафінування та вінтеризація. Для нехарчових потреб достатньо використовувати рослинну олію очищену шляхом гравітаційного осадження, яку в подальшому можна використовувати для виробництва дизельного біопалива, що в свою чергу знизить ціну виробленого продукту.

4. На основі аналізу теоретичних досліджень з виробництва рослинної олії та дизельного біопалива встановлено, що на сьогодні недостатньо даних щодо теоретичних досліджень обладнання для відстоювання олійної маси та виробництва дизельного біопалива із використанням гідромеханічного перемішування.

5. Непропорційність збільшення витрати палива дизельного двигуна при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі до співвідношення їх теплотворних здатностей на тлі відсутності суттєвих змін в екологічних показниках роботи дизельного двигуна свідчить про зменшення ефективності згорання дизельного біопалива.

6. Аналіз виконаних досліджень дозволяє стверджувати, що при використанні дизельного біопалива відбувається збільшення діаметру краплин впорскнутого палива, зменшення кута розпилення та збільшення далекобійності впорскнутого факела палива.

7. Дослідження застосування дизельного біопалива та застосування підігріву, дозволяють стверджувати, що покращення характеристик впорскування та згорання палива може бути досягнута за рахунок зменшення його показників кінематичної в'язкості та густини.

8. На основі аналізу обладнання для виробництва дизельного біопалива встановлено, що необхідно рухатись в напрямку зменшення габаритів обладнання, його універсальності, а також використовувати гідромеханічне перемішування, яке дає змогу суттєво підвищити ефективність виробництва.

9. Аналіз існуючого обладнання для підвищення ефективності використання дизельного біопалива показав, що перспективним напрямком підвищення ефективності використання дизельного біопалива є реалізація нагріву дизельного біопалива після паливного насоса високого тиску.

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ВИРОБ-НИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

### 2.1. Кінетика процесу відстоювання рослинної олії

Виробництво рослинної олії – це багатоопераційна технологія, яка вимагає очистки олійної маси шляхом фільтрації. Без цієї операції олія не буде відповідати нормативним показникам щодо виробництва дизельного біопалива. Але фільтрація – це енергозатратний, металомісткий та відносно дорогий метод очистки олійної маси. Альтернативою може бути процес отримання рослинної олії шляхом осадження механічних решток, восків, смол та інших речовин, що присутні в сирій олійній масі.

Технології виробництва олії постійно удосконалюються в напрямку зменшення питомої енергомісткості та поліпшення якості продукції. Вважаючи, що швидкість відстоювання сирої олійної маси та утворення осаду під час седиментації пропорційна об'єму осаду, кінетичне рівняння седиментації осаду в диференційній формі буде мати вигляд [155, 156]:

$$\frac{dV}{d\tau} = -k(V - V_{GP}), \quad (2.1)$$

де  $V$  – об'єм осаду на поточний момент часу седиментації, м<sup>3</sup>;

$V_{GP}$  – граничний об'єм осаду, який утворюється під час седиментації олії, м<sup>3</sup>;

$k$  – параметр процесу седиментації олії, який характеризує її швидкість, год.<sup>-1</sup>;

$\tau$  – час седиментації олії, год.

Провівши математичні перетворення рівняння (2.1) одержимо:

$$\frac{dV}{V - V_{GP}} = -k d\tau;$$

Після інтегрування диференційного рівняння отримаємо:

$$\ln(V - V_{GP}) = -k\tau.$$

У межах зміни об'єму осаду від початкового значення до поточного, одержимо:

$$\frac{\ln(V - V_{GP})}{\ln(V_0 - V_{GP})} = -k\tau; \quad \frac{V - V_{GP}}{V_0 - V_{GP}} = \exp(-k\tau);$$

Після математичних перетворень одержимо однопараметричне рівняння процесу седиментації осаду, яке визначає об'єм осаду на поточний момент часу:

$$V - V_{GP} = (V_0 - V_{GP})\exp(-k\tau);$$

$$V = V_{GP} + (V_0 - V_{GP})\exp(-k\tau), \quad (2.2)$$

де  $V_0$  – початкове значення об'єму невідстояної олії, м<sup>3</sup>.

В той же час кількість олії, яка відстоялася на поточний момент часу, становитиме:

$$V_0 - V = V_0 - V_{GP} - (V_0 - V_{GP})\exp(-k\tau) = (V_0 - V_{GP})[1 - \exp(-k\tau)]. \quad (2.3)$$

Привівши кількість відстоюної олії на поточний момент часу до початкового значення об'єму невідстоюної олії, одержимо формулу для визначення рівня відстоювання олії на поточний момент часу:

$$\frac{V_0 - V}{V_0} = \frac{(V_0 - V_{GP})}{V_0} [1 - \exp(-k\tau)]; \quad (2.4)$$

$$\alpha = \alpha_0 [1 - \exp(-k\tau)] \quad (2.5)$$

де  $\alpha = \frac{V_0 - V}{V_0}$  – поточний рівень відстоювання олії, відн. од.;

$\alpha_0 = \frac{(V_0 - V_{GP})}{V_0}$  – максимальний рівень відстоювання олії в процесі седиментації,

відн. од.

Таким чином, розроблено кінетичне рівняння процесу седиментації олії, яке може бути використано для визначення конструктивних параметрів відстійників віджатої олійної маси [181]. Однак, для практичного використання даного рівняння необхідно на основі експериментальних досліджень визначити значення максимального рівня відстоювання олії в процесі седиментації та параметра процесу відстоювання рослинної олії.

## **2.2. Математична модель гідромеханічної лопатевої мішалки для виробництва дизельного біопалива**

При виробництві дизельного біопалива з використанням гідромеханічної лопатевої мішалки неможливо забезпечити досягнення якісних показників дизельного біопалива та мінімальних питомих витрат енергії без обґрунтування її параметрів.

Основними параметрами гідромеханічної лопатевої мішалки є швидкість її обертання, діаметр форсунок та кут нахилу лопаток. При взаємодії лопаток із в'язким середовищем може виникнути ситуація, коли гальмівний момент

лопаток перевищує реактивну силу. Для попередження цього, подачу в'язкої рідини, діаметр форсунок та кут нахилу лопаток слід вибирати такими, щоб забезпечити перемішування.

Для розгляду взаємодії лопаток гідромеханічної лопатевої мішалки із в'язким середовищем (компонентами для отримання дизельного біопалива) скористаємося схемою, яка зображена на рисунку 2.1.

Лопатка гідромеханічної лопатевої мішалки, у загальному випадку встановлюється під кутом  $\alpha$  до напрямку руху лопатки. Рух лопатки здійснюється під дією реактивної сили струменя, що викидається із форсунок, встановлених на кінцях трубопроводів і в які подається суміш олії з метилатом калію. В'язке середовище (компоненти для отримання дизельного біопалива) протидіє переміщенню лопатки, що рухається під дією реактивної сили струменя. Як відомо, на лопатку діють складові нормальної реакції опору в'язкого середовища. При цьому, горизонтальна складова нормальної реакції опору в'язкого середовища протидіє руху лопатки, а вертикальна створює підйомну силу діючу на лопатку.

Реактивну силу струменя, що створює обертальний момент гідромеханічної лопатевої мішалки визначимо із другого закону Ісака Ньютона, який він сформулював у наступному вигляді (імпульс тіла дорівнює імпульсу сили) [182, 183], при постійній швидкості вильоту струменя:

$$dm_{\phi} v_{\phi} = F_R dt \text{ або } F_R = \frac{dm_{\phi}}{dt} v_{\phi}.$$

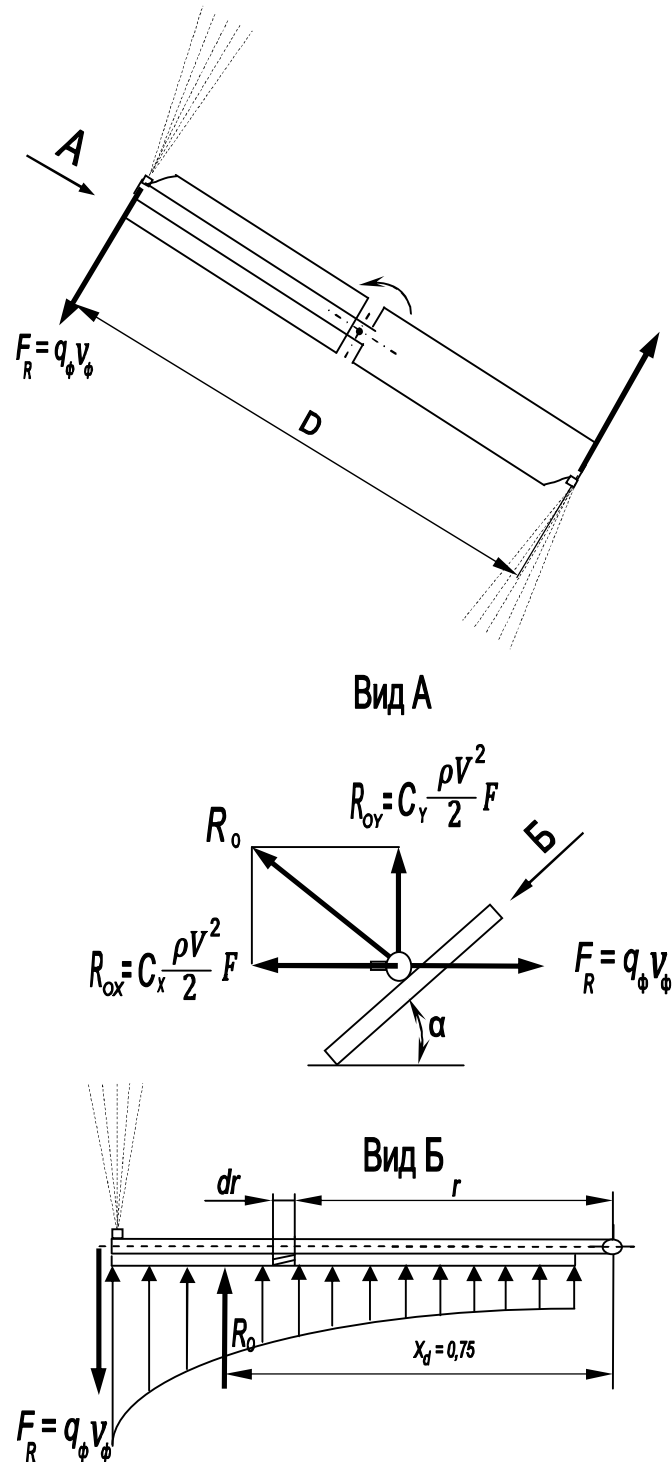
де  $dm_{\phi}$  – маса рідини, що проходить через форсунку, кг;

$v_{\phi}$  – швидкість вильоту струменя через форсунку, м/с;

$F_R$  – реактивна сила струменя, Н;

$dt$  – час за який через форсунку проходить задана маса рідини, с.

При подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії масовий розхід залишається незмінним, а реактивна сила струменя за загальновідомою формулою становитиме [184]:



**Рис. 2.1. Схема взаємодії лопаток гідромеханічної лопатевої мішалки із в'язким середовищем**

$$F_R = q_\phi v_\phi, \quad (2.6)$$

де  $q_\phi$  – масовий розхід рідини через форсунку, кг/с.

При використанні шестерінчастого насоса масовий розхід рідини через форсунки може бути визначений виходячи із загальновідомої формули:

$$q_\phi = \frac{q_H n_H \rho}{60} 10^{-6}, \quad (2.7)$$

де  $q_H$  – подача насоса (для шестерінчастих насосів приймається згідно технічної характеристики) [185], см<sup>3</sup>/об;

$10^{-6}$  м<sup>3</sup>/см<sup>3</sup> – кількість кубічних метрів в одному кубічному сантиметрі;

$n_H$  – частота обертання насоса, об./хв.;

60 с/хв. – кількість секунд в одній хвилині;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість вильоту струменя через форсунку можна визначити наступним чином [186]:

$$v_\phi = \frac{Q_H}{\mu S_\phi n_\phi} = \frac{q_H n_H}{60 \mu S_\phi n_\phi} 10^{-6}, \quad (2.8)$$

де  $Q_H$  – витрата рідини через форсунки, м<sup>3</sup>/с;

$\mu$  – коефіцієнт зменшення площі перерізу струменя при витіканні рідини із форсунки, відн. од. [186];

$S_\phi$  – фактична площа перерізу форсунки, м<sup>2</sup>;

$n_\phi$  – кількість форсунок, шт.

Таким чином, сумарна реактивна сила всіх струменів при подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії становитиме [184]:

$$F_R = \left( \frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi}. \quad (2.9)$$

Ньютон у праці "Математичні начала натуральної філософії", теоретично розрахував силу перпендикулярну до площини пластинки, що діє на неї в потоці рідини [184]:

$$R = \rho v^2 A \sin^2 \alpha, \quad (2.10)$$

де  $R$  – повна аеродинамічна сила, Н;

$A$  – площа пластинки, м<sup>2</sup>;

$v$  – швидкість руху рідини відносно пластинки або навпаки, м/с;

$\alpha$  – кут нахилу пластинки по відношенню до швидкості руху рідини, град.

Рівнодіюча сил опору (повна аеродинамічна сила) може бути розкладена на дві складові  $R_{Ox}$  та  $R_{Oy}$ , які в аеродинаміці називаються відповідно лобовим опором (сила напору) і підйомною силою [52]:

$$R_{Ox} = R \cos \alpha = \rho v^2 A \sin^2 \alpha \cos \alpha; \quad (2.11)$$

$$R_{Oy} = R \sin \alpha = \rho v^2 A \sin^3 \alpha, \quad (2.12)$$

У аеродинаміці ці сили записуються у наступному вигляді:

$$R_{Ox} = C_x \frac{\rho v^2}{2} A; \quad (2.13)$$

$$R_{Oy} = C_y \frac{\rho v^2}{2} A, \quad (2.14)$$

де  $C_x, C_y$  – коефіцієнти відповідно лобового опору та підйомної сили лопатки, відн. од.

В'язке середовище (компоненти для отримання дизельного біопалива) протидіє переміщенню лопаток, що рухаються під дією реактивних сил струменів. При русі лопатки в реальній рідині, крім сили тиску на лопатку, яка перпендикулярна поверхні лопатки і прикладена в центрі тиску, будуть діяти: сила тертя та сила опору, обумовлені кінцевими розмірами лопатки, які направлені вздовж лопатки. Для врахування дії цих сил, а також інших факторів, які важко врахувати при теоретичних розрахунках, введемо безрозмірні коефіцієнти зміни підйомної сили лопатки  $k_y$  та лобового опору  $k_x$ . Тоді складові повної аеродинамічної сили можна записати наступним чином:

$$R_{ox} = C_x k_x \frac{\rho v^2}{2} A; \quad (2.15)$$

$$R_{oy} = C_y k_y \frac{\rho v^2}{2} A, \quad (2.16)$$

Перепишемо ці рівняння, врахувавши обертальний рух лопаток:

$$R_{ox} = C_x k_x \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} A; \quad (2.17)$$

$$R_{oy} = C_y k_y \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} A, \quad (2.18)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання лопаток, рад/с;

$r$  – відстань від центру обертання до точки прикладення сил, м.

Таким чином, при обертанні лопаток наявний факт зміни лобового опору і підйомної сили в залежності від радіуса обертання лопатки.

Визначимо елементарний лобовий опір і підйомну силу, які діють на елементарну площу лопатки довжиною  $dr$ , яка знаходиться на відстані  $r$  від осі обертання, врахувавши розміри лопатки згідно рис. 2.1 при постійній частоті обертання:

$$dR_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} h dr; \quad (2.19)$$

$$dR_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} h dr, \quad (2.20)$$

де  $h$  – ширина лопаток, м.

Елементарний момент опору  $dM_R$ , який створює елементарна сила лобового опору, діючи на елементарну площу лопатки довжиною  $dr$ , яка знаходиться на відстані  $r$  від осі обертання, становить:

$$dM_R = dR_{OX} r = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^3}{2} h dr. \quad (2.21)$$

Інтегруючи вирази для елементарної сили лобового опору та елементарного моменту опору, завдяки дії елементарної сили лобового опору, отримаємо значення сили лобового опору та моменту опору в залежності від радіуса обертання лопатки [187]:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{2} h \int r^2 dr; \quad (2.22)$$

$$M_R = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{2} h \int r^3 dr, \quad (2.23)$$

або

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{6} h r_{\max}^3 ; \quad (2.24)$$

$$M_R = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{8} h r_{\max}^4 , \quad (2.25)$$

де  $r_{\max}$  – максимальний радіус лопатки, м.

Конструкція гідромеханічної лопатевої мішалки повинна бути виконана таким чином, щоб лопатки створювали підйомну силу направлену вгору, компенсуючи при цьому вагу мішалки та забезпечуючи зменшення або усунення навантаження на опорні підшипники.

Скористаємося отриманими рівняннями для побудови динамічної моделі гідромеханічної лопатевої мішалки, яка буде мати наступний вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \left( \frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi} \sum_{i=1}^n r_{\phi i} - C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{8} h \sum_{i=1}^n r_{\max i}^4 , \quad (2.26)$$

де  $r_{\phi i}$  – радіус установки  $i$ -ої форсунки, м;

$n$  – кількість лопаток, шт.;

$r_{\max i}$  – максимальний радіус  $i$ -ої лопатки, м,

або

$$J \frac{d\omega}{dt} = \beta - \gamma \omega^2 , \quad (2.27)$$

де  $J$  – момент інерції гідромеханічної лопатевої мішалки,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$dt$  – зміна часу перемішування після початку роботи насоса, с;

$$\beta = \left( \frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi} \sum_{i=1}^n r_{\phi_i} - \text{крутний момент за рахунок реактивної сили}$$

струї при подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії, який залежить від подачі та частоти обертання насоса, густини рідини, кількості форсунок, а також площі перерізу форсунки та умов витікання із неї рідини, Н·м;

$$\gamma = C_X k_X \frac{\rho}{8} h \sum_{i=1}^n r_{\max i}^4 - \text{момент опору при роботі гідромеханічної лопатевої}$$

мішалки, кг/м<sup>2</sup>.

Перепишемо диференціальне рівняння наступним чином:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\beta}{J} - \frac{\gamma}{J} \omega^2,$$

або

$$\frac{d\omega}{\frac{\beta}{J} - \frac{\gamma}{J} \omega^2} = dt. \quad (2.28)$$

Позначивши  $\frac{\beta}{J} = a$  та  $\frac{\gamma}{J} = b$ , отримаємо

$$\frac{d\omega}{a - b\omega^2} = dt.$$

Загальне рішення диференційного рівняння знайдемо у наступному вигляді [187]:

$$\frac{1}{2\sqrt{ab}} \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} = t. \quad (2.29)$$

Часткове рішення знайдемо виходячи із початкових умов: при  $t = 0$ , кутова швидкість обертання гідромеханічної лопатевої мішалки дорівнює початковій кутовій швидкості, тобто  $\omega = \omega_{II}$ :

$$\frac{1}{2\sqrt{ab}} \left( \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} - \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \right) = t; \quad (2.30)$$

звідки

$$\ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} - \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} = 2t\sqrt{ab};$$

або

$$\ln \frac{(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II})}{(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II})} = 2t\sqrt{ab};$$

Після потенціювання отримаємо:

$$\frac{(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II})}{(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II})} = \exp(2t\sqrt{ab});$$

або

$$\frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} = \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab});$$

Після перетворень одержимо:

$$\begin{aligned}\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega &= \sqrt{a} \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) - \\ &- \sqrt{b}\omega \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab})\end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned}\sqrt{b}\omega + \sqrt{b}\omega \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) &= \\ = \sqrt{a} \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) - \sqrt{a}\end{aligned}$$

Після подальших перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned}\omega\sqrt{b} \left[ 1 + \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) \right] &= \\ = \sqrt{a} \left[ \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) - 1 \right]\end{aligned}$$

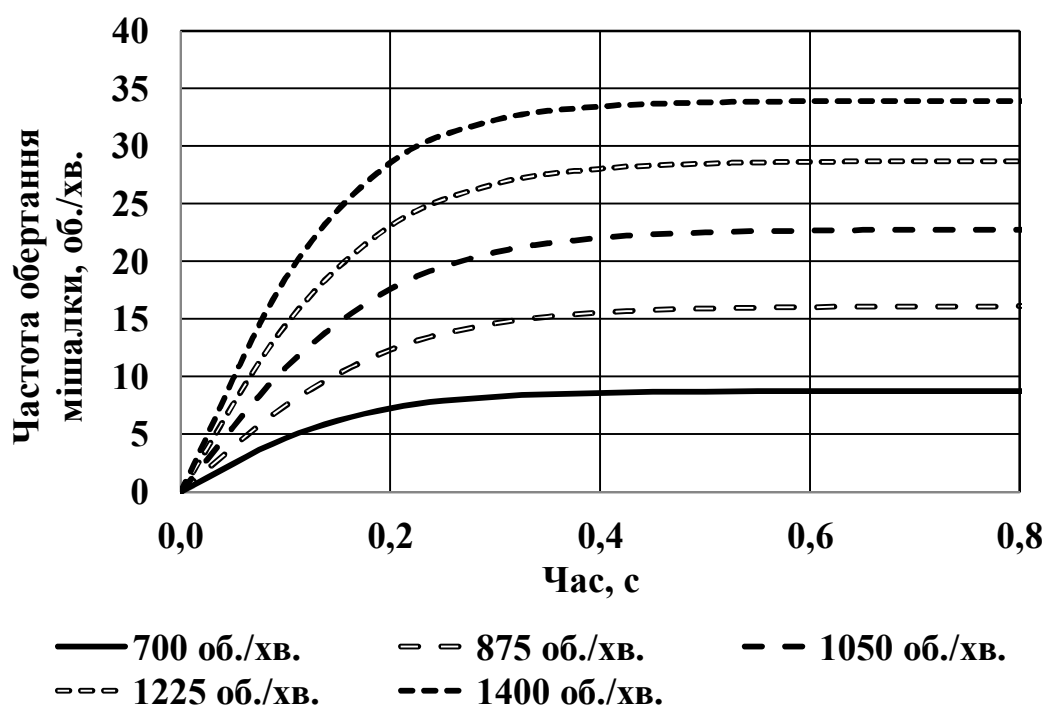
Таким чином, остаточно отримаємо вираз для визначення динаміки зміни кутової швидкості гідромеханічної лопатевої мішалки, який має наступний вигляд:

$$\omega = \sqrt{\frac{a}{b}} \frac{\left[ \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) - 1 \right]}{\left[ 1 + \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{II}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{II}} \exp(2t\sqrt{ab}) \right]}. \quad (2.31)$$

В усталеному режимі обертання гідромеханічної лопатевої мішалки, її кутова швидкість становитиме:

$$\omega_v = \sqrt{\frac{a}{b}}. \quad (2.32)$$

На рис. 2.2 представлено, криві розгону гідромеханічної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^\circ$ .



**Рис. 2.2. Криві розгону гідромеханічної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^\circ$**

Із графіка видно, що збільшення частоти обертання насоса суттєво впливає на швидкість розгону та усталену частоту обертання гідромеханічної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при частоті обертання насоса 700 об./хв., усталена частота обертання гідромеханічної лопатевої мішалки становить 8,76 об./хв., а при частоті обертання насоса 1400 об./хв. – 34 об./хв. Усталений режим обертання гідромеханічної мішалки настає за час від 0,2 до 0,4 с.

Потужність, яка необхідна для подачі рідини в гідромеханічну лопатеву мішалку, що забезпечить її роботу, визначається за загальновідомим виразом:

$$N_M = \frac{q_H n_H}{60 \eta_H} 10^{-6} H_H, \quad (2.33)$$

де  $N_M$  – потужність насоса, Вт;

$\eta_H$  – коефіцієнт корисної дії насоса, відн. од.;

$H_H$  – тиск створюваний насосом, Па.

Загальновідомо, що потужність, яка споживається привідним електродвигуном насоса із електричної мережі становить:

$$N_{ЕЛ} = \frac{N_M}{\eta_{ЕД} \cos \varphi} k_{зЕД} = \frac{q_H n_H 10^{-6}}{60 \eta_H \eta_{ЕД} \cos \varphi} H_H k_{зЕД}, \quad (2.34)$$

де  $N_{ЕЛ}$  – потужність, яка споживається привідним електродвигуном із електричної мережі, Вт;

$\eta_{ЕД}$  – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, відн. од.;

$\cos \varphi$  – частка активної потужності у повній потужності електродвигуна, відн. од.;

$k_{зЕД}$  – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна, відн. од.

Врахувавши формулу (2.34) питомі витрати енергії на виробництво дизельного біопалива становитимуть:

$$E = \frac{N_{ЕЛ}}{Q} = \frac{q_H n_H 10^{-9}}{60 Q \eta_H \eta_{ЕД} \cos \varphi} H_H k_{зЕД}, \quad (2.35)$$

де  $E$  – питомі витрати енергії на виробництво дизельного біопалива, кВт год./м<sup>3</sup>;

$Q$  – продуктивність обладнання для виробництва дизельного біопалива, м<sup>3</sup>/год.

$$Q = k_{\text{ДБП}} \frac{V_o}{\tau_M + \tau_B}, \quad (2.36)$$

де  $k_{\text{ДБП}}$  – коефіцієнт виходу дизельного біопалива, %;

$\tau_M$  – час перемішування, год.;

$\tau_B$  – час відстоювання, год.

Удосконалена математична модель для визначення параметрів гідромеханічної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива [184] дозволяє розрахувати динаміку її розгону та визначити усталену частоту обертання в залежності від обертів насоса і кута нахилу лопаток.

### 2.3. Силовий аналіз роботи МТА

Одним із шляхів зменшення прямих затрат при виконанні механізованих робіт є визначання оптимальних режимів роботи двигуна енергозасобу (мінімальної витрати палива) при забезпеченні агротехнологічних вимог.

Енергетичний засіб у складі МТА забезпечує рушійну силу для виконання переміщення та привід робочої машини через передачу необхідної енергії за допомогою вала відбору потужності (ВВП). В умовах експлуатації МТА, при використанні агрегату з активними робочими органами, їх запуск та вивід на оптимальний режим роботи, виконують перед початком руху та взаємодії робочих органів із робочим середовищем. Після досягнення робочою машиною необхідної частоти обертання або коливання активних робочих органів виконується вмикання коробки передач та відбувається переміщення МТА з одночасним заглибленням робочих органів в агротехнологічне середовище. Таким чином, перехідний процес розгону робочої машини не співпадає в часі із часом розгону МТА при тяговому навантаженні. У цьому випадку динаміка руху МТА може визначатися на основі другого закону Ньютона, який може бути представлений в наступному вигляді:

$$m_{MTA} \frac{dV}{dt} = F_T - F_{TK} - F_{ОП} - F_G, \quad (2.37)$$

де  $m_{MTA} = m_T + m_{PM}$  – маса МТА в складі трактора і робочої машини, кг;

$\frac{dV}{dt}$  – лінійне прискорення МТА, м/с<sup>2</sup>;

$V$  – швидкість руху МТА, м/с;

$dt$  – зміна часу руху МТА, с;

$F_T$  – сила тяги трактора, Н;

$F_{TK}$  – сила на подолання тертя кочення коліс трактора об ґрунт, Н;

$F_{ОП}$  – сила опору повітря при переміщенні трактора, Н;

$F_G$  – сила тягового опору робочої машини, Н.

Для вирішення поставленої задачі нами виконаний силовий аналіз руху МТА на основі розрахункової схеми представленої на рис. 2.3.

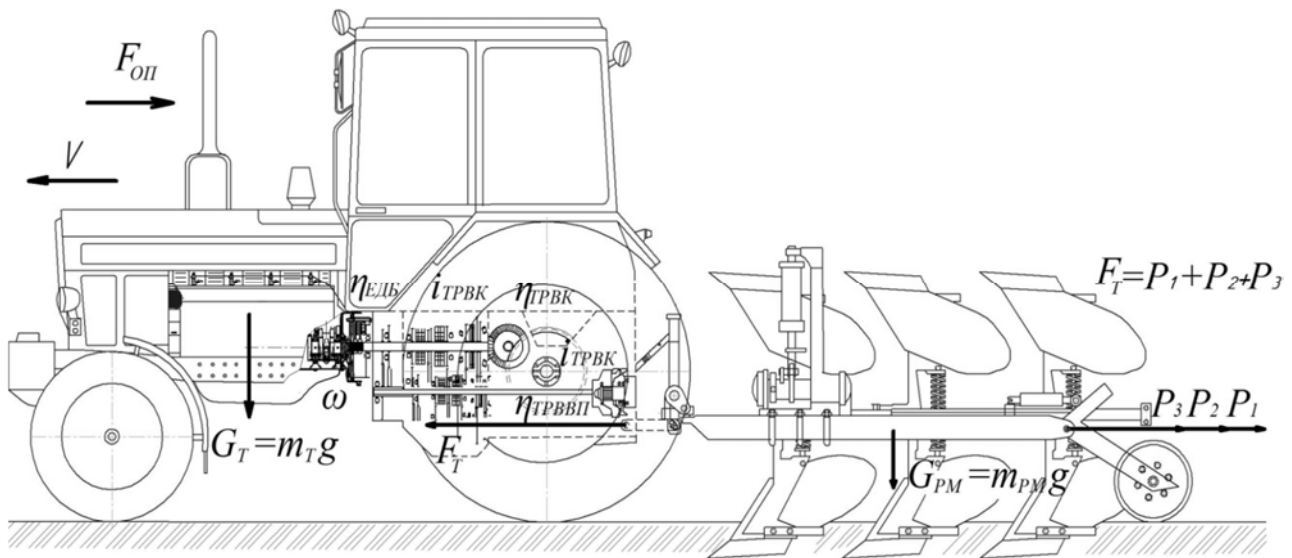


Рис. 2.3. Розрахункова схема МТА

Енергетичний засіб у складі МТА забезпечує тягову силу для виконання переміщення та забезпечує привід робочої машини через передачу необхідної енергії за допомогою ВВП. Двигун енергетичного засобу перетворює хімічну

енергію палива в поступальний рух поршнів двигуна, а потім в обертовий рух колінчастого вала, створюючи при цьому відповідний крутний момент, який за допомогою трансмісії передається на привідні колеса та ВВП.

Крутний момент двигуна, підведений до привідних коліс енергозасобу, витрачається на їх буксування та створення сили тяги МТА, яка витрачається на подолання сили тертя кочення коліс трактора, сили опору повітря, сили тягового опору робочої машини та на привід активних робочих частин агрегату при виконанні переміщення.

Сила тяги трактора обумовлена крутним моментом на привідних колесах трактора за вирахуванням втрат енергії на буксування і чисельно дорівнює силі зчеплення привідних коліс з ґрунтом. Максимальну тягову силу, яку можна реалізувати ведучими колесами для виконання роботи, можна визначити за загальновідомим виразом:

$$F_T^{\max} \leq m_T g \lambda \delta_{зч}, \quad (2.38)$$

де  $F_T^{\max}$  – максимальна тягова сила, Н;

$m_T$  – маса трактора, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$\lambda$  – коефіцієнт перерозподілу маси трактора на ведучі колеса, від. од;

$\delta_{зч}$  – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з ґрунтом, відн. од.

Очевидно, що фактична сила тяги  $F_{TK}$ , обумовлена крутним моментом на привідних колесах трактора не може бути більшою за максимальну силу зчеплення з ґрунтом.

Крутний момент двигуна, витрачається на забезпечення роботи ВВП та привід ведучих коліс:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} + \frac{M_{ВК}}{i_{ТРВК} \eta_{ТРВК}}, \quad (2.39)$$

де  $M_{ДВ}$  – крутний момент двигуна, Н м;

$M_{ВВП}$  – крутний момент робочої машини на ВВП, Н м;

$M_{БК}$  – крутний момент ведучих коліс, Н м;

$i_{ТРВК}$  – передаточне число трансмісії від двигуна до ведучих коліс, од.;

$\eta_{ТРВК}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії енергозасобу, відн. од.;

$i_{ТРВВП}$  – передаточне число трансмісії ВВП, од.;

$\eta_{ТРВВП}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії ВВП, відн. од.

У випадку, коли сила зчеплення коліс з ґрунтом незначна і колесо не загальмовується, відбувається явище буксування, а енергія підведена до колеса, витрачається на нагрів поверхонь тертя, прискорення обертання коліс, руйнування ґрунту та придання прискорення часткам ґрунту, який викидається із під коліс.

Очевидно, що виходячи з фізичної суті явища буксування ведучих коліс, можна записати:

$$\delta_{зч} = 1 - \delta_B = \frac{V}{\omega_{БК} r_{БК}}, \quad (2.40)$$

де  $\delta_{зч}$  – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з ґрунтом, відн. од.;

$\delta_B$  – коефіцієнт буксування ведучих коліс, відн. од.;

$V$  – швидкість руху агрегату, м/с;

$\omega_{БК}$  – кутова швидкість ведучого колеса, рад/с;

$r_{БК}$  – радіус ведучого колеса, м.

У випадку, коли ведучі колеса трактора обертаються з лінійною швидкістю  $\omega_{БК} r_{БК}$ , а швидкість трактора дорівнює нулю ( $V=0$ ),  $\delta_{зч}=0$ , а  $\delta_B=1$ , якщо трактор рухається без буксування  $V = \omega_{БК} r_{БК}$ , то  $\delta_{зч}=1$ , а  $\delta_B=0$ . Крутний момент ведучих коліс витрачається на формування тягової сили та буксування ведучих коліс, що виражається наступним чином:

$$M_{БК} = M_{БК}(1 - \delta_B) + M_{БК}\delta_B, \quad (2.41)$$

де  $M_{BK}(1-\delta_B)$  – крутний момент, який витрачається на формування сили тяги, Н м;

$M_{BK}\delta_B$  – крутний момент буксування, Н м.

Загальний баланс крутного моменту двигуна має вигляд:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}} + \frac{M_{BK}(1-\delta_B) + M_{BK}\delta_B}{i_{ТРВК}\eta_{ТРВК}}. \quad (2.42)$$

Звідки сила тяги трактора від крутного моменту на колесі енергозасобу становитиме:

$$F_T = \frac{M_{BK}(1-\delta_B)}{r_{BK}}, \quad (2.43)$$

Очевидно, що величину крутного моменту, який витрачається на формування сили тяги ведучих коліс із урахуванням значень крутного моменту буксування, крутного моменту двигуна та крутного моменту на ВВП, можна визначити наступним чином:

$$M_{BK}(1-\delta_B) = \left( M_{ДВ} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}} \right) (1-\delta_B) i_{ТРВК} \eta_{ТРВК}. \quad (2.44)$$

Із врахуванням крутного моменту двигуна та крутного моменту робочої машини на ВВП сила тяги становитиме:

$$F_T = \frac{1}{r_{BK}} \left( M_{ДВ} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}} \right) (1-\delta_B) i_{ТРВК} \eta_{ТРВК}. \quad (2.45)$$

Під час руху МТА сила тяги, в першу чергу, витрачається на подолання сили тертя кочення коліс трактора об ґрунт  $F_{TK}$ , сили опору повітря  $F_{OP}$  та тягового опору агрегату  $F_T$ , а потім на збільшення прискорення та швидкості переміщення агрегату.

Сила  $F_{TK}$  на подолання тертя кочення коліс трактора об ґрунт визначається за загальновідомим виразом:

$$F_{TK} = \frac{M_{TK}}{r_{BK}} = fm_T g, \quad (2.46)$$

де  $M_{TK}$  – момент на подолання тертя кочення коліс трактора об ґрунт, Н м;

$r_{BK}$  – радіус ведучого колеса, м;

$f$  – коефіцієнт тертя кочення коліс трактора об ґрунт, відн. од.;

$m_T$  – маса трактора, кг;

$g$  – прискорення сили земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>.

Силу на подолання опору повітря МТА визначають за виразом [97]:

$$F_{OP} = k_{OP} S_{ЛОБ} V^2, \quad (2.47)$$

де  $k_{OP}$  – коефіцієнт опору повітря, Н с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$S_{ЛОБ}$  – площа лобового опору МТА, м<sup>2</sup>.

Основною складовою опору переміщенню МТА є опір на гаку, який створює робоча машина, адже під дією її робочих органів виконується ефективна робота, яка вимагає затрат енергії на її виконання.

Основи теорії тягового опору сільськогосподарських машин заклав В. П. Горячкін у своїй раціональній формулі [188]. У роботі [189] він писав, що «в майбутньому при більш детальному вивченню кожен із трьох членів формули необхідно буде розвивати і замінити більш складними формулами», сьогодні проведено великий об'єм досліджень, але істотних змін раціональна формула не зазнала.

У своїй раціональній формулі В. П. Горячкін описав фізичну суть явища виникнення опору сільськогосподарських знарядь, тому і сьогодні раціональна формула підходить для опису будь-якої сільськогосподарської машини:

$$F_r = P_1 + P_2 + P_3 = f' m_{PM} g + kab + \theta abV^2, \quad (2.48)$$

де  $P_1$  – сила, що виникає під дією ваги машини та дії сил тертя при її переміщенні, Н;

$P_2$  – сила, що витрачається на деформацію оброблюваного пласта ґрунту під час виконання корисної роботи, Н;

$P_3$  – сила, що виникає при взаємодії робочої поверхні та частинок оброблювального середовища, у результаті дії якої останнім надається прискорення та переміщення, Н;

$f'$  – сумарний коефіцієнт тертя, який включає тертя знаряддя об ґрунт та тертя кочення опорного колеса плуга, відн. од.;

$m_{PM}$  – маса робочої машини, кг;

$k$  – питомий опір деформації ґрунту, Н/м<sup>2</sup>;

$a$  – ширина оброблюваного пласту, м;

$b$  – глибина оброблювального пласту, м;

$\theta$  – коефіцієнт, який враховує співвідношення швидкості відкидання пласта та швидкості плуга, Н с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>.

Виразимо швидкість і прискорення МТА через кутову швидкість колінчастого вала двигуна:

$$V = \frac{\omega}{i_{TPBK}} r_{BK} (1 - \delta_B); \quad (2.49)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{r_{BK} (1 - \delta_B)}{i_{TPBK}} \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.50)$$

де  $i_{TPBK}$  – передаточне число трансмісії від двигуна до ведучих коліс, од.;

$\omega$  – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с.

Враховуючи отримані вирази для тягової сили, сил опору переміщення, швидкості та прискорення МТА, вираз (2.37) набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}(1-\delta_B)d\omega}{i_{TPBK} dt} = \frac{1}{r_{BK}} \left( M_{ДВ} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП}\eta_{ТРВВП}} \right) (1-\delta_B)i_{TPBK}\eta_{TPBK} - \\ - fm_Tg - k_{ОП}S_{ЛОБ} \frac{\omega^2}{i_{TPBK}^2} r_{BK}^2 (1-\delta_B)^2 - f' m_{PM}g - kab - \theta ab \left( \frac{\omega}{i_{TPBK}} r_{BK} (1-\delta_B) \right)^2. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Помноживши праву та ліву частину на  $r_{BK}$  позбавимося значення радіуса ведучого колеса в знаменнику:

$$\begin{aligned} \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}^2(1-\delta_B)d\omega}{i_{TPBK} dt} = \left( M_{ДВ} - \frac{M_{ВВП}}{\eta_{ТРВВП}i_{ТРВВП}} \right) (1-\delta_B)i_{TPBK}\eta_{TPBK} - r_{BK}fm_Tg - \\ - \frac{k_{ОП}S_{ЛОБ}\omega^2r_{BK}^3(1-\delta_B)^2}{i_{TPBK}^2} - r_{BK}f'm_{PM}g - r_{BK}kab - r_{BK}\theta ab \left( \frac{\omega}{i_{TPBK}} r_{BK} (1-\delta_B) \right)^2. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Одержане рівняння описує динаміку кутової швидкості колінчастого вала двигуна крутного моменту двигуна МТА, крутних моментів сил опору та крутного моменту на ВВП.

## 2.4. Визначення енергетичних параметрів роботи МТА

Виразимо крутний момент двигуна відповідно до загальновідомого виразу через ефективну потужність та кутову швидкість колінчастого вала двигуна:

$$M_{ДВ} = \frac{N_E}{\omega}, \quad (2.53)$$

де  $N_E$  – ефективна потужність двигуна, Вт.

Ефективна потужність двигуна, яку розвиває двигун за рахунок використаного палива становить [189]:

$$N_E = G_C Q_H \eta_E, \quad (2.54)$$

де  $G_C$  – витрата палива, кг/с;

$Q_H$  – нижча теплотворна здатність палива, Дж/кг;

$\eta_E$  – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі, від. од.

Згідно загальновідомих виразів, виразимо витрату палива через циклову подачу паливного насоса:

$$G_C = \frac{g_{\text{цк}} n i}{60}, \quad (2.55)$$

або

$$G_C = \frac{g_{\text{цк}} \omega i}{2\pi}, \quad (2.56)$$

де  $g_{\text{цк}}$  – подача палива за один впорск, кг;

$n$  – оберти колінчастого вала двигуна, об./хв.;

$i$  – кількість впорскувань палива за один оберт двигуна, об<sup>-1</sup>.

Загальновідомо, що циклова подача паливного насоса за одне впорскування, виходячи з геометричних параметрів, становить [190]:

$$g_{\text{цк}} = S_{\text{пл}} l_{\text{пл}} \rho_{\text{п}} k_{\text{пл}}, \quad (2.57)$$

де  $S_{ПЛ}$  – площа плунжерної пари, м<sup>2</sup>;

$l_{ПЛ}$  – активний хід плунжера, м;

$\rho_{П}$  – густина палива, кг/м<sup>3</sup>;

$k_{ПЛ}$  – коефіцієнт подачі палива плунжером паливного насоса, від. од.

Тоді крутний момент двигуна із урахуванням характеристик палива та паливоподачі згідно загальновідомих виразів становитиме:

$$M_{ДВ} = \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_H \eta_E}{2\pi}, \quad (2.58)$$

а вираз (2.45) для визначення тягової сили з врахуванням крутного моменту двигуна, вираженого через характеристики палива та паливоподачі, набуде остаточного вигляду:

$$F_T = \frac{1}{r_{БК}} \left( \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_H \eta_E}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{\eta_{ТРВВП} i_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРБК} i_{ТРБК}. \quad (2.59)$$

Таким чином, отримано вираз для визначення тягової сили МТА виходячи з параметрів паливоподачі, теплотворної здатності палива, ефективного коефіцієнту корисної дії двигуна та параметрів, що характеризують роботу МТА.

## 2.5. Визначення змін ефективності енергетичних показників роботи МТА на дизельному біопаливі

При застосуванні дизельного біопалива на основі метилових ефірів жирних кислот, у порівнянні з дизельним паливом при однаковому навантаженні, спостерігається збільшення годинної витрати палива, що пов'язано із відмінностями фізико-хімічних властивостей даного палива.

Забезпечення однакової тягової сили при виконанні МТА технологічних операцій на заданій передачі, при однакових обертах двигуна як на дизельному, так і на дизельному біопаливі, можливе при дотриманні наступної рівності отриманої з виразу (2.59):

$$S_{\Pi} l_{\Pi ДП} \rho_{\Pi ДП} k_{\Pi ДП} i Q_{\Pi ДП} \eta_{\Pi ДП} = S_{\Pi} l_{\Pi ДБП} \rho_{\Pi ДБП} k_{\Pi ДБП} i Q_{\Pi ДБП} \eta_{\Pi ДБП}, \quad (2.60)$$

де  $S_{\Pi}$  – площа падаючої частини плунжерної пари, м<sup>2</sup>;

$l_{\Pi ДП}$  – активний хід плунжера на дизельному паливі, м;

$l_{\Pi ДБП}$  – активний хід плунжера на дизельному біопаливі відповідно, м;

$\rho_{\Pi ДП}$  – густина дизельного палива, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\Pi ДБП}$  – густина дизельного біопалива, кг/м<sup>3</sup>;

$k_{\Pi ДП}$  – коефіцієнт подачі дизельного палива плунжером паливного насоса; відн. од.;

$k_{\Pi ДБП}$  – коефіцієнт подачі дизельного біопалива плунжером паливного насоса; відн. од.;

$Q_{\Pi ДП}$  – нижча теплотворна здатність дизельного палива, Дж/кг;

$Q_{\Pi ДБП}$  – нижча теплотворна здатність дизельного біопалива, Дж/кг;

$\eta_{\Pi ДП}$  – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному паливі, відн. од.;

$\eta_{\Pi ДБП}$  – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному біопаливі, відн. од.

Перейшовши у рівності (2.60) від геометричних параметрів паливopодачі до годинної витрати палива, отримаємо значення фактичного коефіцієнта ефективності використання дизельного біопалива:

$$k_{\text{ДБП}} = \frac{G_{\text{ДП}}}{G_{\text{ДБП}}} = \frac{Q_{\Pi ДБП} \eta_{\Pi ДБП}}{Q_{\Pi ДП} \eta_{\Pi ДП}}, \quad (2.61)$$

де  $k_{\text{ДБП}}$  – фактичний коефіцієнт ефективності використання дизельного

біопалива, відн. од.;

$G_{дп}$  – годинна витрата дизельного палива, кг/год;

$G_{дбп}$  – годинна витрата дизельного біопалива, кг/год.

У ідеальному випадку максимальне значення коефіцієнта ефективності використання дизельного біопалива буде визначатися фактичним співвідношенням нижчих теплотворних здатностей дизельного біопалива та дизельного палива:

$$k_{дбп}^{\max} = \frac{Q_{ндбп}}{Q_{ндп}}, \quad (2.62)$$

де  $k_{дбп}^{\max}$  – максимальний коефіцієнт ефективності використання дизельного біопалива, відн. од.

Отримані вирази (2.61) та (2.62) вказують на те, що співвідношення витрат дизельного палива та дизельного біопалива знаходиться у обернено пропорційній залежності від їх нижчих теплотворних здатностей та ефективних коефіцієнтів корисної дії двигуна на відповідному виді палива. Коефіцієнт зменшення ефективності використання дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом визначається виразом:

$$k_{змдбп} = \frac{k_{дбп}}{k_{дбп}^{\max}} = \frac{\eta_{едбп}}{\eta_{едп}}, \quad (2.63)$$

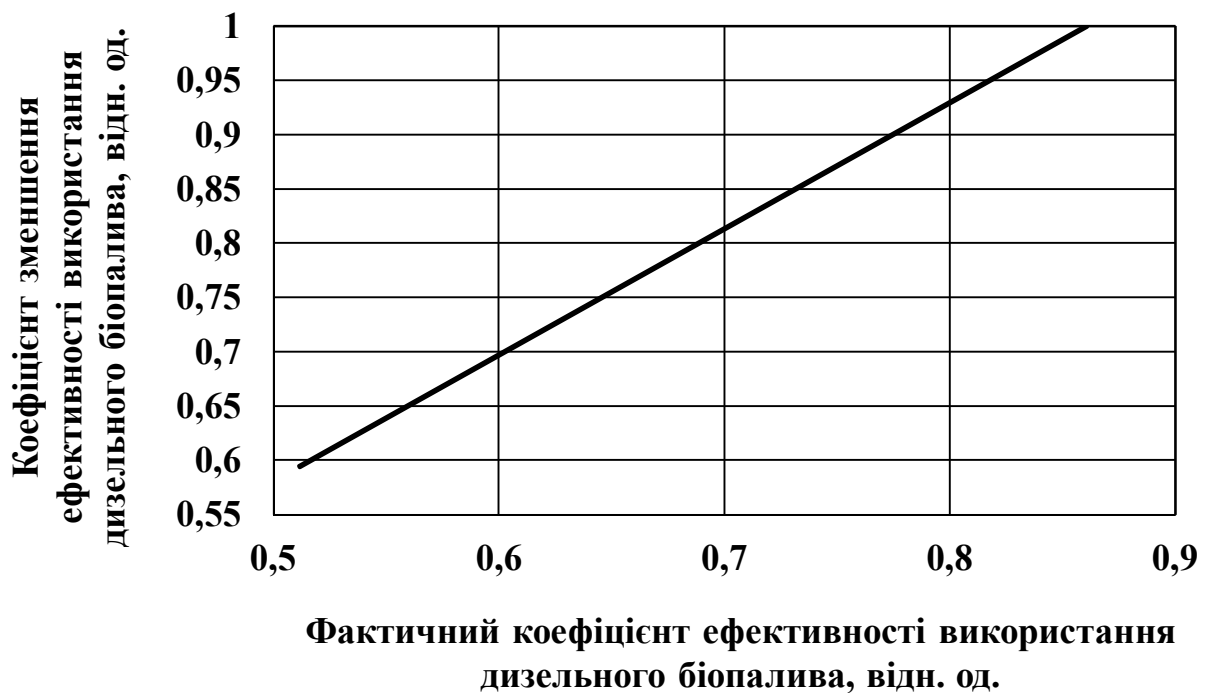
звідки

$$k_{змдбп} = \frac{\eta_{едбп}}{\eta_{едп}} = \frac{Q_{ндп} G_{дп}}{Q_{ндбп} G_{дпб}}, \quad (2.64)$$

де  $k_{змдбп}$  – коефіцієнт зменшення ефективності використання дизельного

біопалива у порівнянні з дизельним паливом, відн. од.

Задавшись середнім значенням ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна (згідно даних заводу виробника для двигуна Д-245 від становить 0,37), нижчою теплотворною здатністю дизельного палива та дизельного біопалива на основі метилових ефірів жирних кислот (згідно європейських стандартів вони повинні бути відповідно не нижче 43 МДж/кг та 37 МДж/кг), отримано залежність для визначення коефіцієнта, що характеризує зменшення ефективності використання дизельного біопалива у порівнянні із дизельним паливом, як співвідношення максимального значення коефіцієнта ефективності використання дизельного біопалива до фактичного значення коефіцієнта ефективності використання дизельного біопалива (рис. 2.4).



**Рис. 2.4. Номограма для визначення коефіцієнта зменшення ефективності використання дизельного біопалива**

Отримана номограма дає змогу на основі визначення коефіцієнта ефективності використання дизельного біопалива, як співвідношення годинних витрат дизельного палива та дизельного біопалива, визначити коефіцієнт, що характеризує зменшення ефективності використання дизельного біопалива у порівнянні із дизельним. Отримане значення даного коефіцієнта дозволяє

уточнити вираз для визначення тягової сили (2.59) енергозасобу МТА при роботі на дизельному біопаливі, шляхом домноження ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна на дизельному паливі на коефіцієнт, що характеризує зменшення ефективності використання дизельного біопалива у порівнянні із дизельним:

$$F_T = \frac{1}{r_{BK}} \left( \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_{НДБП} \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{\eta_{ТРВВП} i_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРВК} i_{ТРВК}. \quad (2.65)$$

Таким чином, за рахунок уведення у вираз (2.59) коефіцієнта зменшення ефективності використання дизельного біопалива, отримано уточнене значення тягової сили МТА при роботі на дизельному біопаливі.

## 2.6. Динаміка руху МТА з використання дизельногоу біопалива

З урахуванням вище викладеного, динаміка зміни кутової швидкості двигуна МТА при виконанні технологічних робіт у залежності від виду палива та паливоподачі буде визначатися наступним рівнянням:

$$\begin{aligned} & \frac{(m_T + m_{PM}) r_{BK}^2 (1 - \delta_B) d\omega}{i_{ТРВК} dt} = \\ & = \left( \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_{НДБП} \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРВК} i_{ТРВК} - r_{BK} f m_T g - \\ & - \frac{k_{ОБТ} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^3 (1 - \delta_B)^2}{i_{ТРВК}^2} - r_{BK} f' m_{PM} g - r_{BK} k a b - r_{BK} \theta a b \left( \frac{\omega}{i_{ТРВК}} r_{BK} (1 - \delta_B) \right)^2, \end{aligned} \quad (2.66)$$

або

$$\begin{aligned}
& \frac{(m_T + m_{PM}) r_{BK}^2 (1 - \delta_B) d\omega}{i_{TPBK} dt} = \\
& = \left( \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_{НДБП} \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРBK} i_{ТРBK} - r_{BK} f m_T g - \\
& - r_{BK} f' m_{PM} g - r_{BK} k a b - \omega^2 \left( \frac{k_{ОБТ} S_{ЛОБ} r_{BK}^3 (1 - \delta_B)^2}{i_{ТРBK}^2} + r_{BK} a a b \left( \frac{r_{BK}}{i_{ТРBK}} (1 - \delta_B) \right)^2 \right). \quad (2.67)
\end{aligned}$$

Слід зазначити, що отримане рівняння (2.67) справедливе лише для певного режиму роботи двигуна при заданому навантаженні, який характеризується відповідним значенням ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна  $\eta_E$ , який у дійсності змінюється в залежності від режиму роботи двигуна. Визначенням найбільш ефективного діапазону роботи тракторного двигуна під час виконання технологічних операцій займався Ю. К. Кіртбая. У роботі [168], він відзначав, що величина крутного моменту двигуна пропорційна величині ефективного тиску газів і безпосередньо не залежить від обертів. Проте величина середнього ефективного тиску залежить від теплотворної здатності палива, ступеню виділення тепла, ступеню наповнення циліндрів, фаз газорозподілу, тобто величин, які залежать від швидкісного режиму роботи двигуна.

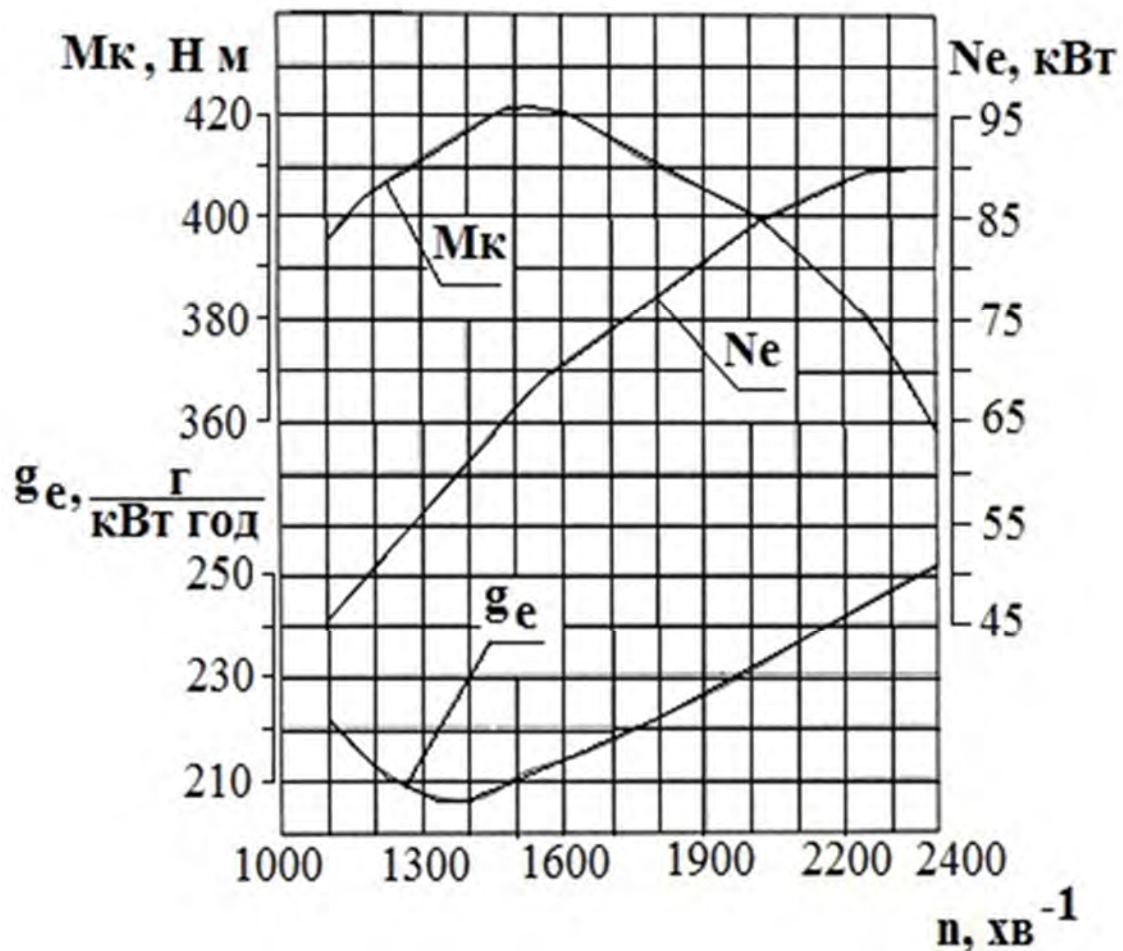
Загальновідомо, що ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна  $\eta_E$  визначається як кількість теплоти, яка перетворена в роботу на колінчастому валі двигуна до кількості теплоти, яка підведена за цикл та може бути визначений наступним чином:

$$\eta_E = \frac{3,6 N_E}{G_C Q_H} = \frac{3,6}{g_E Q_H}, \quad (2.68)$$

де  $g_E$  – питома витрата палива при ефективній потужності двигуна, кг/(Вт с).

Для отримання адекватної математичної моделі роботи МТА необхідно

врахувати зовнішню швидкісну характеристику двигуна Д-245.7Е2 (рис. 2.5) та отримати апроксимовану залежність зміни ефективного ККД від кутової швидкості колінчастого вала двигуна (рис. 2.6).



**Рис. 2.5.** Зовнішня швидкісна характеристика двигуна Д-245.7Е2

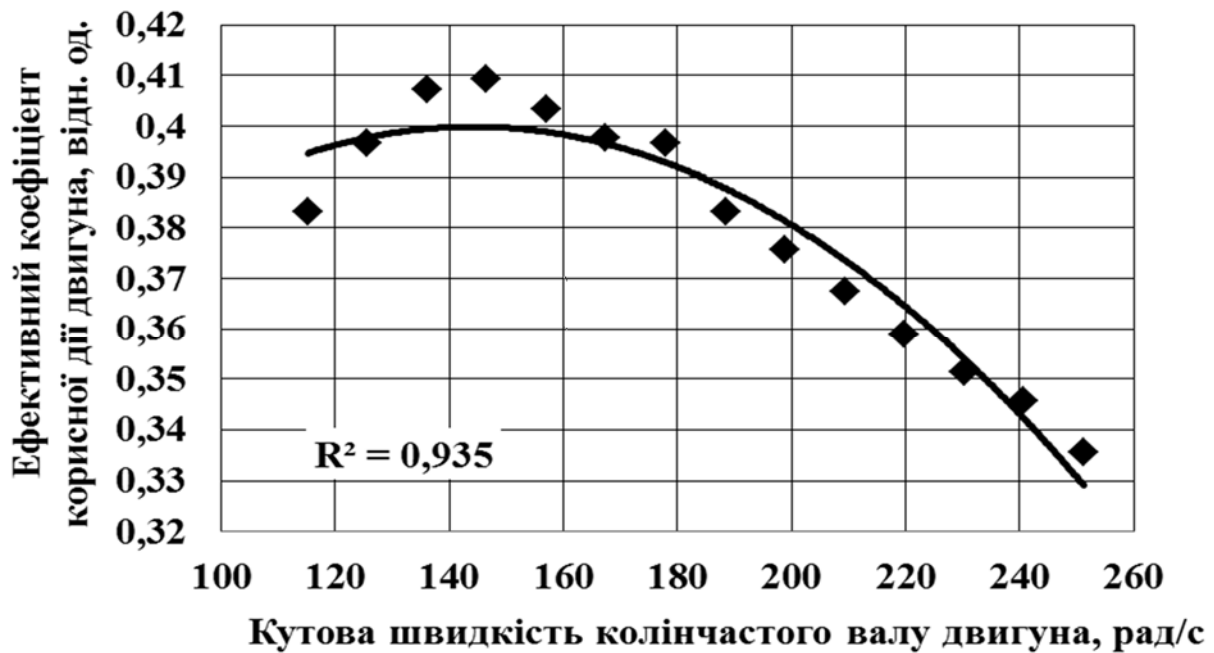
Виконана апроксимація показала, що ефективний коефіцієнт корисної дії в залежності від кутової швидкості колінчастого вала двигуна може з бути з достатньою точністю ( $R^2 = 0,935$ ) представлений поліном другого порядку:

$$\eta_{\text{ЕДП}} = \alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma, \quad (2.69)$$

де  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  – коефіцієнти апроксимації ( $\alpha = -0,00000618$ ;  $\beta = 0,001781$ ;  $\gamma = 0,271482$ ).

Увівши отримане рівняння (2.69) в рівняння (2.66) динаміки руху МТА отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}^2(1 - \delta_B) d\omega}{i_{TPBK} dt} = \\ & = \left( \frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_{НДБП} (\varepsilon \omega^2 + \beta \omega + \gamma) k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{i_{ТРВВП} \eta_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРBK} i_{ТРBK} - \\ & - r_{BK} f m_T g - \frac{k_{ОБТ} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^3 (1 - \delta_B)^2}{i_{ТРBK}^2} - r_{BK} f' m_{PM} g - r_{BK} k_{ab} - r_{BK} \theta_{ab} \left( \frac{\omega}{i_{ТРBK}} r_{BK} (1 - \delta_B) \right)^2, \end{aligned} \quad (2.70)$$



**Рис. 2.6. Залежність ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна Д-245 від кутової швидкості колінчастого валу двигуна при роботі на дизельному паливі**

Увівши в (2.70) заміни:

$$A = \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}^2(1-\delta)}{i_{TPBK}};$$

$$G = \frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ}\rho_{П}k_{ПЛ}iQ_{НДЕП}k_{ЗМДБП}}{2\pi}(1-\delta_B)\eta_{TPBK}i_{TPBK};$$

$$C = \frac{k_{OBT}S_{ЛОБ}r_{BK}^3(1-\delta_B)^2}{i_{TPBK}^2} + r_{BK}\theta ab\left(\frac{r_{BK}}{i_{TPBK}}(1-\delta_B)\right)^2 = \frac{(k_{OBT}S_{ЛОБ} + \theta ab)r_{BK}^3(1-\delta_B)^2}{i_{TPBK}^2};$$

$$H = \frac{M_{ВП}}{i_{TPВВП}\eta_{TPВВП}}(1-\delta_B)\eta_{TPBK}i_{TPBK};$$

$$I = r_{BK}fm_Tg + r_{BK}f'm_{PM}g + r_{BK}kab = r_{BK}(fm_Tg + f'm_{PM}g + kab),$$

отримаємо:

$$A\frac{d\omega}{dt} = G(\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma) - H - I - C\omega^2, \quad (2.71)$$

або

$$A\frac{d\omega}{dt} = G\alpha\omega^2 + G\beta\omega + G\gamma - H - I - C\omega^2. \quad (2.72)$$

Після уведення заміни  $P = \frac{G\alpha - C}{A}$ ;  $L = \frac{G\beta}{A}$ ;  $K = \frac{G\gamma - H - I}{A}$ , рівняння

(2.72) набуває вигляду:

$$\frac{d\omega}{dt} = P\omega^2 + L\omega + K, \quad (2.73)$$

або

$$\frac{d\omega}{P\omega^2 + L\omega + K} = dt. \quad (2.74)$$

Провівши інтегрування диференційного рівняння (2.74), отримаємо рівняння невизначених інтегралів:

$$\int \frac{d\omega}{P\omega^2 + L\omega + K} = \int dt. \quad (2.75)$$

Рішенням невизначеного інтегралу (2.75) є рівняння [25]:

$$\frac{1}{\sqrt{L^2 - 4PK}} \ln \left| \frac{2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| = t. \quad (2.76)$$

Підставивши межі інтегрування в рівняння (2.76), отримаємо визначний інтеграл:

$$\int_{\omega_{II}}^{\omega} \frac{d\omega}{P\omega^2 + L\omega + K} = \int_{t_{II}}^t dt. \quad (2.77)$$

Рішення лівої частини рівняння (2.77) згідно формули Ньютона – Лейбніца має вигляд:

$$\frac{1}{\sqrt{L^2 - 4PK}} \ln \left| \frac{2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| - \frac{1}{\sqrt{L^2 - 4PK}} \ln \left| \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| = t. \quad (2.78)$$

Виконавши перенос константи в праву частину рівняння, отримаємо:

$$\ln \left| \frac{2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| - \ln \left| \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right| = t\sqrt{L^2 - 4PK}.$$

Провівши віднімання логарифмів, одержимо:

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

Позбувшись логарифма в лівій частині рівняння, отримаємо:

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

Виконавши перетворення отриманого рівняння стосовно кінцевої кутової швидкості колінчастого вала  $\omega$ , одержимо:

$$\begin{aligned} & (2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK})(2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}) = \\ & = (2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK})(2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}) \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}), \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} & 2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK} = \\ & = \frac{(2P\omega + L + \sqrt{L^2 - 4PK})(2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK})}{(2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK})} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}). \end{aligned}$$

Після подальших перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned}
& 2P\omega + L - \sqrt{L^2 - 4PK} - \frac{2P\omega(2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK})}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) = \\
& = \frac{L(2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK})}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) + \\
& + \frac{\sqrt{L^2 - 4PK}(2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK})}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}),
\end{aligned}$$

або

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

В кінцевому вигляді отримаємо:

$$\begin{aligned}
\omega = & \frac{L \left( \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) - 1 \right)}{2P \left( 1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) \right)} + \\
& + \frac{\sqrt{L^2 - 4PK} \left( \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) + 1 \right)}{2P \left( 1 - \frac{2P\omega_{II} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{II} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} \exp(t\sqrt{L^2 - 4PK}) \right)}.
\end{aligned} \tag{2.79}$$

Введемо в рівняння (2.79) заміни:

$$J = \sqrt{L^2 - 4PK};$$

$$S = \frac{2P\omega_{\Pi} + L - \sqrt{L^2 - 4PK}}{2P\omega_{\Pi} + L + \sqrt{L^2 - 4PK}} e^{tJ},$$

тоді воно набуває вигляду

$$\omega = \frac{J(S+1) + L(S-1)}{2P(1-S)}, \quad (2.80)$$

або

$$\omega = \frac{1}{2P} \left( J \frac{(S+1)}{(1-S)} - L \right). \quad (2.81)$$

Для спрощення рівняння (2.81) проведемо арифметичні перетворення над виразом  $\frac{(S+1)}{(1-S)}$ :

$$\begin{aligned} \frac{(S+1)}{(1-S)} &= \frac{\frac{(2P\omega_{\Pi} + L - J)e^{tJ} + 2P\omega_{\Pi} + L + J}{2P\omega_{\Pi} + L + J}}{\frac{2P\omega_{\Pi} + L + J - (2P\omega_{\Pi} + L - J)e^{tJ}}{2P\omega_{\Pi} + L + J}} = \\ &= \frac{(2P\omega_{\Pi} + L - J)e^{tJ} + 2P\omega_{\Pi} + L + J}{2P\omega_{\Pi} + L + J - (2P\omega_{\Pi} + L - J)e^{tJ}} = \\ &= \frac{2P\omega_{\Pi}e^{tJ} + Le^{tJ} - Je^{tJ} + 2P\omega_{\Pi} + L + J}{2P\omega_{\Pi} + L + J - 2P\omega_{\Pi}e^{tJ} - Le^{tJ} + Je^{tJ}} = \\ &= \frac{2P\omega_{\Pi}(1+e^{tJ}) + L(1+e^{tJ}) + J(1-e^{tJ})}{2P\omega_{\Pi}(1-e^{tJ}) + L(1-e^{tJ}) + J(1+e^{tJ})} = \\ &= \frac{(1+e^{tJ})(2P\omega_{\Pi} + L) + J(1-e^{tJ})}{(1-e^{tJ})(2P\omega_{\Pi} + L) + J(1+e^{tJ})} = \frac{2P\omega_{\Pi} + L + J \frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})}}{(2P\omega_{\Pi} + L) \frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})} + J}. \end{aligned}$$

Рішення диференційного рівняння динаміки руху МТА, згідно кутової швидкості колінчастого вала набуває вигляду:

$$\omega = \frac{1}{2P} \left( J \left( \frac{2P\omega_{\Pi} + L + J \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})}}{(2P\omega_{\Pi} + L) \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} + J} \right) - L \right). \quad (2.82)$$

Отримане рівняння описує динаміку зміни кутової швидкості колінчастого вала двигуна при зміні зовнішніх параметрів, які характеризують роботу МТА при виконанні технологічних операцій та характеристик палива, яке застосовується. Даний вираз містить постійні величини диференційного рівняння, які залежать тільки від паливоподачі та виду палива –  $L$  ( $\text{с}^{-1}$ ), а також від паливоподачі, виду палива та навантаження МТА –  $P$  (відн. од.) і  $J$  ( $\text{с}^{-1}$ ).

На базі отриманої математичної моделі динаміки руху МТА та її рішення виконано розрахунки зміни експлуатаційних параметрів МТА на базі трактора Кий-14102 з двигуном Д-245 при виконанні технологічної операції оранки та отримано залежності зміни кутової швидкості колінчастого вала двигуна і швидкості руху МТА (рис. 2.7) та витрати палива в залежності від типу палива, зміни навантаження та параметрів паливоподачі (рис. 2.8).

Проведені теоретичні дослідження показали, що при однаковому навантаженні та його зміні, для різних типів палива зміна швидкісних характеристик двигуна та МТА відбуваються по однаковому закону, при цьому слід відзначити відмінність у витраті палива. Ці відмінності при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі, в першу чергу, пов'язані з відмінностями їх нижчих теплотворних здатностей та густини, а також коефіцієнта повноти згорання, який для дизельного біопалива теж залежить від температури палива перед впорском в циліндр двигуна.

На рис. 2.7 з першої по п'яту секунду відображено початкові прямолінійні ділянки графіків зміни кутової швидкості колінчастого вала двигуна та руху

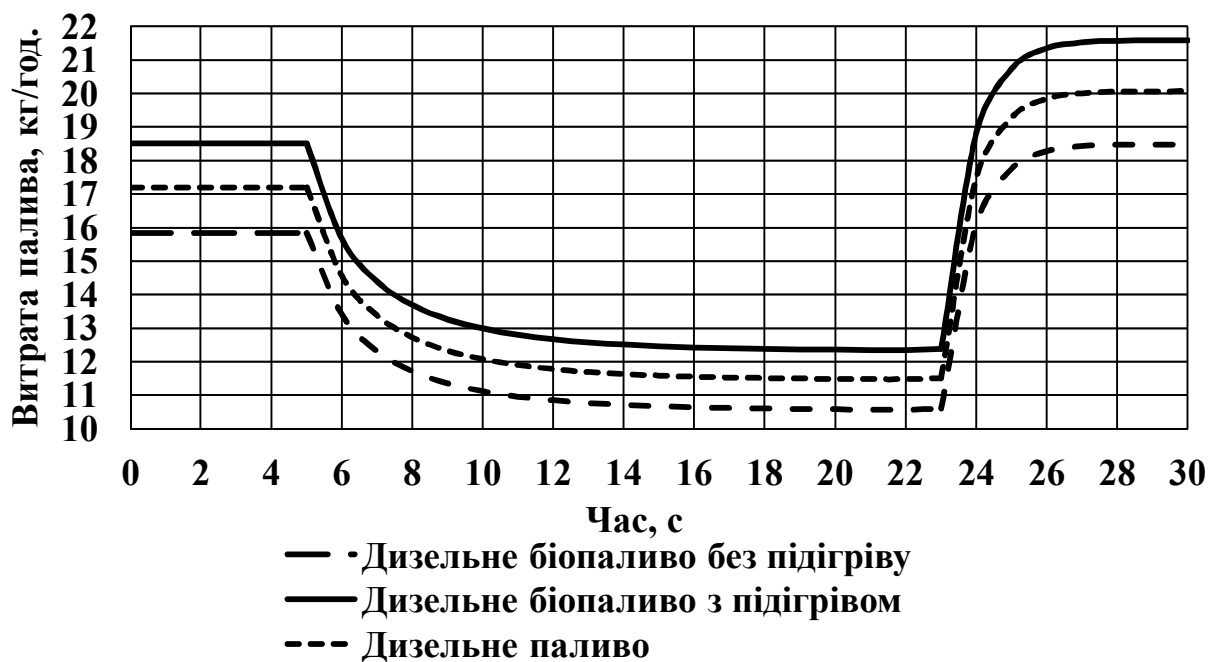
МТА, що відповідають рівномірному руху агрегату по полю при встановленому режимі навантаження. Витрату палива на даних швидкісних режимах для різних типів палива відображено на рис. 2.8.



**Рис. 2.7. Динаміка швидкісних характеристик двигуна та МТА при зміні навантаження та подачі палива**

Для отримання динаміки зміни швидкісних параметрів роботи МТА від навантаження виконано зміну властивостей агротехнологічного середовища, а саме збільшено питомий опір деформації ґрунту та зусилля на відкидання пласту при незмінній подачі палива, що на практиці відповідає раптовій зміні щільності, вологості та типу ґрунту і призводить до раптового збільшення тягового опору робочої машини. Підвищення тягового опору агрегату призводить до зниження обертів двигуна від перенавантаження і, як наслідок, відбувається зменшення обертів двигуна, відповідно зменшується годинна витрата палива на фоні зменшення швидкості руху агрегату, що в свою чергу призводить до зменшення його тягового опору. Як наслідок, така система буде намагатися знайти свій новий стан рівноваги. Якщо такий стан наступить при параметрах, які знаходяться в робочому діапазоні двигуна внутрішнього згорання, то МТА стабілізує свій рух при нижчій швидкості руху і частоті

обертання двигуна та меншій годинній витраті палива. Перебіг цього процесу спостерігається на графіках (рис. 2.7) та (рис. 2.8) з 5 по 23 секунду. У подальшому МТА вийде на новий рівноважний режим роботи і надалі буде відбуватися рівномірний рух.



**Рис. 2.8. Динаміка витрати палива при зміні навантаження на різних типах палива**

Збільшення тягового опору агрегату призводить до зменшення робочої швидкості МТА, що в свою чергу відображається на продуктивності роботи агрегату за одиницю часу та може призвести до зниження якості виконання технологічної операції. Наприклад, до неповного обороту скиби ґрунту або недостатнього її руйнування. Для підвищення швидкості руху при незмінній подачі палива необхідно зменшити тяговий опір агрегату за рахунок зменшення глибини обробітку, або зменшення ширини захвату агрегату. Перше – недопустимо з агротехнічних вимог, друге – призведе до зменшення продуктивності. Тому, для досягнення відповідної продуктивності та забезпечення виконання агротехнічних вимог, необхідно збільшити робочу швидкість руху МТА, що може бути досягнуто збільшенням подачі палива. Збільшення подачі палива приведе до збільшення кутової швидкості

колінчастого валу двигуна, збільшення потужності, що розвиває двигун і, як наслідок, до збільшення швидкості та відповідно збільшення тягового опору агрегату. МТА почне розганятися до встановлення нового відповідного рівноважного режиму при нових параметрах. На графіках рис. 2.7 та рис. 2.8 з 23 по 30 секунди змодельований процес розгону МТА при миттєвому збільшенні подачі палива, що задовольняє вихід МТА на початковий швидкісний режим.

Слід відзначити, що характеристики рис. 2.7 і рис. 2.8 відображають зміну роботи МТА на різних типах палива із зміною навантаження при жорстко зафіксованій рейці паливного насоса високого тиску, або при використанні паливного насоса високого тиску, обладнаного тільки двоережимним регулятором, який працює тільки при пуску та збільшенні частоти обертання двигуна вище максимально допустимої. Проте майже всі насоси високого тиску вітчизняної сільськогосподарської техніки обладнані всережимними центробіжними регуляторами, які при зниженні кутової швидкості колінчастого валу двигуна автоматично збільшують циклову подачу палива і навпаки. Однак, паливні насоси високого тиску з центробіжними всережимними регуляторами не задовольняють екологічних вимог до роботи двигуна на перехідних режимах, адже із зменшенням обертів двигуна відбувається зменшення наповненості повітрям циліндрів, за рахунок зменшення швидкості руху поршня та швидкості впускного заряду, з одночасним збільшенням кількості палива, яке впорскується до циліндра, що призводить до різкого погіршення екологічних показників роботи двигунів внутрішнього згорання. Характеристика зміни циклової подачі в паливних насосах високого тиску з центробіжними регуляторами механічної дії досить складна і залежить від багатьох конструктивних параметрів. Саме тому її введення в існуючу математичну модель (2.70) є досить складною математичною задачею. Всережимні регулятори сучасних систем паливоподачі двигунів внутрішнього згорання базуються на комп'ютерному управлінні впорскуванням палива, де необхідна доза палива вираховується, виходячи з даних про кількість повітря,

яке надійшло в циліндр двигуна згідно відповідного закону і може з легкістю бути інтегровано в існуючу математичну модель для розрахунку відповідного енергетичного засобу та параметрів роботи МТА на його базі.

При усталеному режимі руху МТА, при виконанні технологічних операцій, кутова швидкість колінчастого вала змінюється, в певних незначних межах, за законом гармонічних коливань, що обумовлено дією змінних навантажень на робочі органи від неоднорідного агротехнологічного середовища. Тому для проведення розрахунків параметрів роботи МТА при сталому режимі навантаження приймаємо кутову швидкість незмінною.

Отримане рівняння (2.82) дозволяє встановити експлуатаційні параметри при русі МТА без прискорення. Для цього виконаємо наступні перетворення:

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

або

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

Провівши подальші перетворення отримаємо:

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

або

$$(2P\omega + L)^2 \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} = J^2 \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})}.$$

Після скорочення одержимо:

$$(2P\omega + L)^2 = J^2,$$

або

$$(2P\omega + L)^2 = \left(\sqrt{L^2 - 4PK}\right)^2.$$

У результаті отримаємо квадратне рівняння:

$$4P^2\omega^2 + 4LP\omega + 4PK = 0,$$

або

$$4P(P\omega^2 + L\omega + K) = 0.$$

Після проведення перегрупування та перетворення рівняння (2.82) набуває вигляду:

$$P\omega^2 + L\omega + K = 0. \quad (2.83)$$

Виконаємо рішення даного рівняння згідно витрати палива.

Розпишемо існуючі члени рівняння згідно проведених раніше замін та виконаємо перетворення згідно складової, яка містить у собі витрату палива:

$$\left(\frac{G\alpha - C}{A}\right)\omega^2 + \left(\frac{G\beta}{A}\right)\omega + \left(\frac{G\gamma - H - I}{A}\right) = 0.$$

Для спрощення рівняння проведемо ряд перетворень:

$$(G\alpha - C)\omega^2 + G\beta\omega + G\gamma - H - I = 0;$$

$$G\alpha\omega^2 - C\omega^2 + G\beta\omega + G\gamma - H - I = 0;$$

$$G(\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma) - C\omega^2 - H - I = 0.$$

У результаті виконаних перетворень отримане рівняння набуває вигляду:

$$G = \frac{C\omega^2 + H + I}{\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma}, \quad (2.84)$$

Виконаємо заміну коефіцієнта  $B$  згідно раніше прийнятої заміни та виконаємо рішення рівняння (2.84) згідно циклової подачі дизельного біопалива:

$$g_{\text{цк}} = \frac{2\pi(C\omega^2 + H + I)}{iQ_{\text{нддб}} k_{\text{змдбп}} (\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma)(1 - \delta_{\text{б}})\eta_{\text{трвк}} i_{\text{трвк}}}, \quad (2.85)$$

Отримане рівняння (2.85) дозволяє визначити циклову подачу дизельного біопалива, необхідну для забезпечення рівномірного руху МТА з відповідною швидкістю при встановлених параметрах агротехнологічного середовища, робочої машини та типу палива.

Із врахуванням рівняння (2.85) формули для визначення годинної та питомої витрати дизельного біопалива набувають вигляду:

$$G_{\text{год}} = \frac{3600\omega(C\omega^2 + H + I)}{Q_{\text{нддб}} k_{\text{змдбп}} (\alpha\omega^2 + \beta\omega + \gamma)(1 - \delta_{\text{б}})\eta_{\text{трвк}} i_{\text{трвк}}}, \quad (2.86)$$

де  $G_{\text{год}}$  – годинна витрата дизельного біопалива, кг/год.

$$g = \frac{3600}{Q_{НДБП} k_{ЗМДБП} (\alpha \omega^2 + \beta \omega + \gamma)} 10^6, \quad (2.87)$$

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

Таким чином, отримано вирази для визначення годинної та питомої витрати дизельного біопалива при русі МТА без прискорення.

## 2.7. Динаміка нагріву палива в паливному баку

Наукові дослідження [150, 191, 192, 193, 194] вказують на необхідність попереднього нагріву дизельного біопалива в паливному баку в холодну пору року.

У загальному вигляді рівняння теплового балансу для визначення необхідній кількості теплоти, яку необхідну підвести до дизельного біопалива в паливному баку для попереднього нагріву з метою забезпечення його прокачування та фільтрування матиме вигляд:

$$Q_O - Q_{БК} - Q_{ПБ} - Q_{БН} = 0, \quad (2.88)$$

де  $Q_O$  – тепловий потік, що передається гарячим теплоносієм системи охолодження двигуна паливу в результаті його охолодження, Вт;

$Q_{БК}$  – тепловий потік, що передається корпусу паливного бака, Вт;

$Q_{ПБ}$  – тепловий потік, що передається паливу при його нагріві до заданої температури, Вт;

$Q_{БН}$  – тепловий потік, що передається в навколишнє середовище через теплообмін з поверхні паливного баку та теплообмінника, Вт.

Загальновідомо, що функціональна залежність між температурою та сумою потоків тепла у часі визначається диференціальним рівнянням, яке для стаціонарного теплообмінного процесу нагріву палива можна записати в наступному вигляді:

$$(m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})\frac{dT}{d\tau} = Q_{O} - Q_{БН}, \quad (2.89)$$

де  $m_{ПБ}$  – маса палива в баку; кг/с;

$m_{БК}$  – маса бака, кг/с;

$c_{БК}$  – питома теплоємність матеріалу бака, Дж/кг<sup>°</sup>С;

$c_{П}$  – питома теплоємність палива, Дж/кг<sup>°</sup>С;

$\tau$  – час нагріву, с.

Тепловий потік, що передається від охолоджуючої рідини до палива у баку, визначається за загальновідомою формулою:

$$Q_{O} = k_{T}F_{T}\left(\frac{T_{оп} + T_{ок}}{2} - T_{ПБ}\right), \quad (2.90)$$

де  $k_{T}$  – коефіцієнт теплопередачі через плоску стінку між гріючим середовищем і паливом, Вт/м<sup>2</sup>°С;

$F_{T}$  – площа теплообміну між гріючим середовищем та паливом у баку, м<sup>2</sup>;

$T_{оп}$  – температура охолоджуючої рідини на вході в теплообмінник, °С;

$T_{ок}$  – температура охолоджуючої рідини на виходу з теплообмінника, °С;

$T_{ПБ}$  – температура палива в баку, °С.

Втрати теплового потоку в навколишнє середовища з поверхні паливного баку та теплообмінника визначається згідно відомої формули:

$$Q_{НС} = k_{ПН}F_{ПН}(T_{ПБ} - T_{НС}) + k_{ТН}F_{ТН}\left(\frac{T_{оп} + T_{ок}}{2} - T_{НС}\right), \quad (2.91)$$

де  $k_{ПН}$  – коефіцієнт теплопередачі через зовнішні стінку бака до навколишнього середовища, Вт/м<sup>2</sup>°С;

$F_{ПН}$  – площа зовнішньої поверхні бака, що контактує з навколишнім середовищем, м<sup>2</sup>;

$T_{НС}$  – температура навколишнього середовища, °С;

$k_{ТН}$  – коефіцієнт теплопередачі через зовнішні стінку теплообмінника до навколишнього середовища, Вт/м<sup>2</sup>·°С,

$F_{ТН}$  – площа зовнішньої поверхні теплообмінника, що контактує з навколишнім середовищем, м<sup>2</sup>.

Враховуючи вирази для визначення теплових потоків, рівняння (2.55) набуває вигляду:

$$\begin{aligned} (m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})\frac{dT}{d\tau} = k_T F_T \left( \frac{T_{ОП} + T_{ОК}}{2} - T_{ПБ} \right) - \\ - k_{ПН} F_{ПН} (T_{ПБ} - T_{НС}) - k_{ТН} F_{ТН} \left( \frac{T_{ОП} + T_{ОК}}{2} - T_{НС} \right), \end{aligned} \quad (2.92)$$

звідки

$$\begin{aligned} (m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})\frac{dT}{d\tau} = (k_T F_T - k_{ТН} F_{ТН}) \frac{T_{ОП} + T_{ОК}}{2} - \\ - (k_T F_T T_{ПБ} + k_{ПН} F_{ПН}) T_{ПБ} + (k_{ПН} F_{ПН} + k_{ТН} F_{ТН}) T_{НС}, \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} (m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})\frac{dT}{d\tau} = (k_T F_T - k_{ТН} F_{ТН}) \left( \frac{T_{ОП} + T_{ОК}}{2} \right) - \\ - (k_T F_T + k_{ПН} F_{ПН}) T_{ПБ} + (k_{ТН} F_{ТН} + k_{ПН} F_{ПН}) T_{НС}. \end{aligned} \quad (2.93)$$

У рівняння (2.93) введемо заміни:

$$D = (k_T F_T + k_{ПН} F_{ПН});$$

$$R = (k_T F_T - k_{TH} F_{TH}) \left( \frac{T_{OP} + T_{OK}}{2} \right) + (k_{TH} F_{TH} + k_{PH} F_{PH}) T_{HC},$$

після чого рівняння (2.93) набуває вигляду:

$$(m_{PB} c_{PI} + m_{BK} c_{BK}) \frac{dT}{d\tau} = R - DT_{PB}, \quad (2.94)$$

або

$$\frac{(m_{PB} c_{PI} + m_{BK} c_{BK}) \frac{dT}{d\tau}}{R - DT_{PB}} = d\tau. \quad (2.95)$$

Провівши інтегрування диференційного рівняння (2.95), отримаємо рівняння невизначених інтегралів:

$$(m_{PB} c_{PI} + m_{BK} c_{BK}) \int \frac{dT}{R - DT_{PB}} = \int d\tau. \quad (2.96)$$

Підставивши в рівняння (2.96) межі інтегрування, отримаємо визначений інтеграл:

$$(m_{PB} c_{PI} + m_{BK} c_{BK}) \int_{T_{PB}}^{T_{KPB}} \frac{dT}{R - DT} = \int_{\tau_{II}}^{\tau} d\tau. \quad (2.97)$$

Рішення лівої частини рівняння (2.63) згідно формули Ньютона-Лейбніца матиме вигляд:

$$\ln(R - DT_{KPB}) - \ln(R - DT_{PB}) = -\frac{R}{(m_{PB} c_{PI} + m_{BK} c_{BK})} \tau. \quad (2.98)$$

Виконаємо рішення рівняння (2.98) згідно змінної  $T_{КПБ}$  та отримаємо рівняння зміни кінцевої температури теплоносія в залежності від значень параметрів рівняння теплообміну:

$$\ln \frac{(R - DT_{КПБ})}{(R - DT_{ППБ})} = - \frac{D}{(m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})} \tau,$$

або

$$\frac{(R - DT_{КПБ})}{(R - DT_{ППБ})} = \exp \left( - \frac{R}{(m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})} \tau \right).$$

Звідки

$$T_{КПБ} = \frac{R - (R - DT_{ППБ}) \exp \left( - \frac{D}{(m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})} \tau \right)}{D}, \quad (2.99)$$

або

$$T_{КПБ} = \frac{R}{D} \left( 1 - \exp \left( - \frac{R}{(m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})} \tau \right) \right) + T_{ППБ} \exp \left( - \frac{D}{(m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК})} \tau \right). \quad (2.100)$$

У кінцевому випадку отримаємо:

$$T_{КПБ} = \frac{(k_T F_T - k_{ТН} F_{ТН}) \left( \frac{T_{оп} + T_{ок}}{2} \right) + (k_{ТН} F_{ТН} + k_{ПН} F_{ПН}) T_{нс}}{(k_T F_T + k_{ПН} F_{ПН})} \times$$

$$\times \left( 1 - \exp \left( - \frac{k_T F_T + k_{ПН} F_{ПН}}{m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК}} \tau \right) \right) + T_{ППБ} \exp \left( - \frac{k_T F_T + k_{ПН} F_{ПН}}{m_{ПБ}c_{П} + m_{БК}c_{БК}} \tau \right). \quad (2.101)$$

Отримане рівняння визначає взаємозв'язок між технологічними та конструкційними параметрами паливного бака та рідинного теплообмінника при здійсненні попереднього нагріву дизельного біопалива в паливному баку.

## **Резюме по розділу 2**

1. Розроблено кінетичне рівняння процесу седиментації олії, яке може бути використано для визначення конструктивних параметрів відстійників віджатої олійної маси, а також дає можливість визначити ступінь відстоювання олії залежно від часу відстоювання.

2. Удосконалена математична модель для визначення параметрів гідромеханічної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива дозволяє розрахувати динаміку її розгону та визначити усталену частоту обертання в залежності від обертів насоса та кута нахилу лопаток.

3. Для визначення ступеня відстоювання рослинної олії, раціональних технологічних параметрів механічної мішалки, вагомості показників якості дизельного біопалива, раціональних конструкційних параметрів, споживаної потужності і питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки, коефіцієнта лобового опору та встановлення адекватності отриманих залежностей необхідно провести відповідні експериментальні дослідження.

4. Під час виконання теоретичних досліджень уточнено математичну модель динаміки МТА при виконанні польових робіт з використанням дизельного біопалива, а також уточнено математичну модель нагріву дизельного біопалива в паливному баку, обладнаному рідинним теплообмінником.

5. Отримано залежність тягової сили енергозасобу МТА від фізико-хімічних характеристик палива, параметрів паливopодачі, ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна та коефіцієнта зменшення ефективності

використання дизельного біопалива у порівнянні із дизельним, а також інших параметрів МТА.

6. Розроблено математичну модель динаміки МТА, що відображає зв'язок між експлуатаційними параметрами МТА та параметрами енергозасобу, робочого агрегату, агротехнологічного середовища та фізико-хімічних властивостей палива, яка дає можливість дослідити вплив складових моделей на експлуатаційні показники роботи МТА.

7. Отримано теоретичні залежності, які визначають взаємозв'язок між параметрами навантаження, видом палива, паливоподачею та кутовою швидкістю колінчастого вала двигуна, що дозволяє виконати розрахунок зміни експлуатаційних показників роботи МТА при зміні тягового опору робочої машини та типу палива.

8. Виконано теоретичне моделювання зміни експлуатаційних показників роботи МТА на дизельному біопаливі та дизельному паливі на технологічній операції оранки від зміни тягового опору та витрати палива.

9. Виконано уточнення математичної моделі нагріву дизельного біопалива в паливному баку, обладнаним рідинним теплообмінником.

## **РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА**

### **3.1. Методика відстоювання рослинної олії**

Для проведення дослідження використовувався прес двошнековий екструдер ЕК 75/1200, на якому методом холодного віджиму було отримано 12 літрів невідфільтрованої олійної маси (по 4 літри з різною температурою на виході). Також для проведення лабораторних експериментів використовувалось 15 стаканчиків об'ємом 200 мл та 15 циліндрів об'ємом 500 мл для 3 варіантів отриманої олійної маси при різних температурах в 5-ти кратній повторюваності.

Сира олійна маса, яку отримали при відтисканні, розливали в мірні циліндри об'ємом 500 мл та стаканчики об'ємом 200 мл. Упродовж першої доби реєструвалися через задані проміжки часу зміни лінії розділу.

Через добу, після розлиття олійної маси, відбиралися проби з 15 стаканчиків для визначення кислотного числа згідно ДСТУ 4350:2004 [195] та вмісту вологи і летючих речовин згідно ДСТУ ISO 662:2004 [196]. В циліндрах усіх варіантів знову фіксувалися зміни лінії розділу осаду та чистої олії. На 2, 3 та 4 добу процедура повторювалась.

### **3.2. Методика проведення експертної оцінки вагомості показників якості дизельного біопалива**

Для визначення вагомості показників якості дизельного біопалива було проведено експертну оцінку коефіцієнтів вагомості шляхом опитування експертів з виробництва та використання дизельного біопалива.

Методом експертної оцінки [197] визначали вагомість показника кінематичної в'язкості палива ( $\alpha$ ), вагомість показника температури спалаху

( $\beta$ ) та сумарну вагомість інших показників. В анкеті для опитування кожен експерт надавав свої оцінки вагомості показників, сума яких не перевищувала 100 %. Анкета для опитування експертів приведена в табл. 3.1.

**Таблиця 3.1. Анкета для опитування експертів**

$n$ п/п	Ваговий коефіцієнт ( $K$ ), од.	Вагомість показника кінематичної в'язкості $\alpha$ , %	Вагомість показника температури спалаху $\beta$ , %	Сумарна вагомість інших показників, що характеризують якість дизельного біопалива, %
1				
2				
3				

Оскільки склад експертної комісії є неоднорідним, то кожному експерту присвоюється ваговий коефіцієнт табл. 3.2.

**Таблиця 3.2. Ваговий коефіцієнт експертів**

Посада	Без ступеня	Кандидат наук	Доктор наук
Асистент	1,0	1,5	–
Старший викладач	1,25	1,75	3,75
Доцент	–	2,0	4,0
Професор	–	3,0	5,0

Для отримання узагальненої думки експертів стосовно вагомості показників якості розраховувалося зважене середнє арифметичне та достовірність експертної оцінки за виразом [198]:

$$M = \frac{\sum K \cdot V}{n} \quad (3.1)$$

де  $M$  – зважене середнє арифметичне, %;

$K$  – ваговий коефіцієнт, од.;

$V$  – індивідуальна думка кожного експерта, %;

$n$  – кількість експертів, чол.

Достовірність експертної оцінки визначалося за загальновідомим виразом:

$$C = \frac{\sigma \cdot 100\%}{M} \quad (3.2)$$

де  $C$  – достовірність експертної оцінки, %;

$\sigma$  – середнє квадратичне відхилення, %;

$M$  – середнє арифметичне значення, %.

Якщо отримане значення коефіцієнта варіації показників вагомості не перевищувало 30 %, то це свідчило про неправильний підбір експертної групи та неможливість вважати отриманий результат значимим.

Для встановлення взаємного впливу параметрів процесу естерифікації на якість дизельного біопалива нами запропоновано використати наступний вираз:

$$P_{\text{я}} = \alpha(v_{\phi} > v_{\text{н}}; \frac{v_{\phi} - v_{\text{н}}}{v_{\text{н}}}; 0) + \beta(T_{\text{сф}} < T_{\text{сн}}; \frac{T_{\text{сн}} - T_{\text{сф}}}{T_{\text{сн}}}; 0) \quad (3.3)$$

де  $P_{\text{я}}$  – показник величини відхилення фактичних значень якості дизельного біопалива від нормативних (узагальнений показник якості), %;

$\alpha$  – вагомість показника кінематичної в'язкості палива, %;

$v_{\phi}$  – фактичне значення кінематичної в'язкості, мм<sup>2</sup>/с;

$v_{\text{н}}$  – нормативне значення кінематичної в'язкості, мм<sup>2</sup>/с;

$\beta$  – вагомість показника температури спалаху, %;

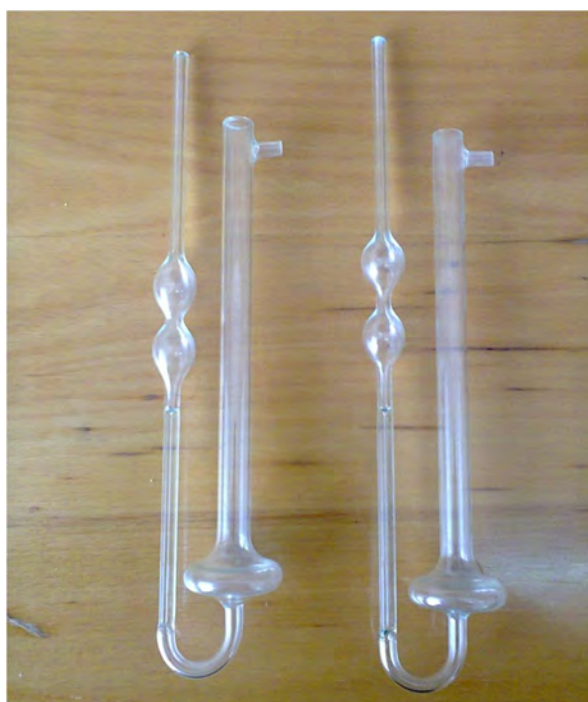
$T_{\text{сф}}$  – фактичне значення температури спалаху, °С;

$T_{\text{сн}}$  – нормативне значення температури спалаху, °С.

Визначення кінематичної в'язкості проводилося згідно ГОСТ 33 [198], а температури спалаху – згідно ДСТУ 4455 або ГОСТ 6356 [199]. Експериментальне визначення кінематичної в'язкості виконувалося за допомогою термобані (рис. 3.1) та вязкозиметрів ВПЖТ-4 (рис. 3.2), а температури спалаху за допомогою приладу ТВЗ-ЛАБ-01 (рис. 3.3).



**Рис. 3.1.** Прилад для нагріву та підтримання температури рідини



**Рис. 3.2.** Вязкозиметри для визначення кінематичної в'язкості



**Рис. 3.3.** Прилад для визначення температури спалаху в закритому тиглі

### **3.3. Методика проведення лабораторних експериментальних досліджень по встановленню раціональних технологічних параметрів виробництва дизельного біопалива з використанням механічного перемішування**

На основі проведення аналізу літературних джерел та теоретичних досліджень було встановлено, що найвагомішими параметрами при естерифікації рослинної олії є час проведення естерифікації, температура робочої суміші та частота обертання мішалки. Ці параметри визначають кількісний та якісний вихід метилового ефіру (дизельного біопалива).

Для проведення дослідів у лабораторних умовах було розроблено експериментальну установку. До її складу входили: обладнання для вимірювання параметрів мережі (рис. 3.4), термостат рідинний ТЖ-ТС-01 (рис. 3.5) та механічна мішалка EUROSTAR IKA (рис. 3.6).

Для проведення експерименту використовувались колби об'ємом 500 мл, стакани об'ємом 600 мл, ріпакова олія, метилат калію. Ріпакова олія об'ємом 400 мл змішувалась з метилатом калію (10:1) масою 60 г в стакані об'ємом

600 мл за допомогою механічної мішалки, при різній частоті обертання, різному часі проведення естерифікації та різній температурі суміші.



**Рис. 3.4. Обладнання для вимірювання параметрів електроприводу**



**Рис. 3.5. Термостат рідинний**



**Рис. 3.6. Механічна мішалка EUROSTAR ІКА**

По закінченню проведення процесу естерифікації суміш об'ємом  $V_C = 450$  мл переливалась в колбу об'ємом 500 мл, після чого вона відстоювалася упродовж  $\tau_B = 2$  годин. У результаті суміш розділялася на метиловий ефір (легка фракція) та гліцерол (важка фракція). Результати вимірюваних об'ємів фіксувалися для визначення параметрів процесу естерифікації рослинних олій.

Експерименти по визначенню конструкційних та режимних параметрів експериментальної установки для естерифікації рослинної олії проводилися з використанням методики планування багатофакторних експериментів.

Експеримент проводили для трьох досліджуваних факторів (табл. 3.3) за трьохрівневою матрицею оптимального плану Бокса-Бенкіна [200, 201], матриця якого наведена в таблиці 3.4.

**Таблиця 3.3** Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів

Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Температура суміші, °С	5	25	45	20
Частота обертання мішалки, об./хв.	80	115	150	35
Час перемішування, хв.	10	30	50	20

**Таблиця 3.4** Матриця планування трьохфакторного експерименту за планом Бокса-Бенкіна

№ п/п досліджу	Назва досліджуваних факторів та їх позначення					
	Температура, °С		Частота обертання, об./хв.		Час проведення процесу, хв.	
	Код	Значення	Код	Значення	Код	Значення
1	1	45	1	150	0	30
2	-1	5	-1	80	0	30
3	1	45	-1	80	0	30
4	-1	5	1	150	0	30
5	-1	45	0	115	1	50
6	-1	5	0	115	-1	10
7	1	45	0	115	-1	10
8	-1	5	0	115	1	50
9	0	25	1	150	1	50
10	0	25	-1	80	-1	10
11	0	25	1	150	-1	10
12	0	25	-1	80	1	50
13	0	25	0	115	0	30
14	0	25	0	115	0	30
15	0	25	0	115	0	30

При проведенні експериментів приймали трикратну повторність дослідів. Статистичне оцінювання отриманих результатів включало перевірку даних за критерієм Кохрена для 95-% рівня довірчої ймовірності. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Перевірка значимості коефіцієнтів

регресії при прийнятій довірчій ймовірності проводилась за критерієм Стьюдента [202, 203, 204, 205, 206].

Експериментальні дані, отримані при оцінці режимів роботи процесу естерифікації рослинної олії, оброблялись методами математичної статистики [205, 207, 208].

Під час проведення експерименту визначалися: спожита електроенергія, час перемішування, час роботи нагрівача, питомі витрати електроенергії при естерифікації рослинної олії і час відстоювання суміші. На основі цього визначалися:

— коефіцієнт виходу дизельного біопалива:

$$k_{\text{ДБП}} = \frac{V_{\text{ДБП}}}{V_o} 100 \quad (3.4)$$

де  $k_{\text{ДБП}}$  – коефіцієнт виходу дизельного біопалива, %;

$V_{\text{ДБП}}$  – об'єм дизельного біопалива, мл;

$V_o$  – об'єм олії (у всіх дослідах було на рівні 400 мл).

— продуктивність естерифікації:

$$Q = \frac{V_o k_{\text{ДБП}}}{\tau_H + \tau_M + \tau_B} \quad (3.5)$$

де  $Q$  – продуктивність процесу естерифікації, м<sup>3</sup>/год.;

$\tau_H$  – час нагріву, год.;

$\tau_M$  – час перемішування, год.;

$\tau_B$  – час відстоювання, год.

— питомі витрати електроенергії для проведення процесу:

$$E_M = \frac{W}{V_{дбп}} 100, \quad (3.6)$$

де  $E_M$  – питомі витрати електроенергії, кВт год./м<sup>3</sup>;

$W$  – спожита електроенергія на перемішування олії, нагріву олії та підтримування заданої температури олії, кВт год.

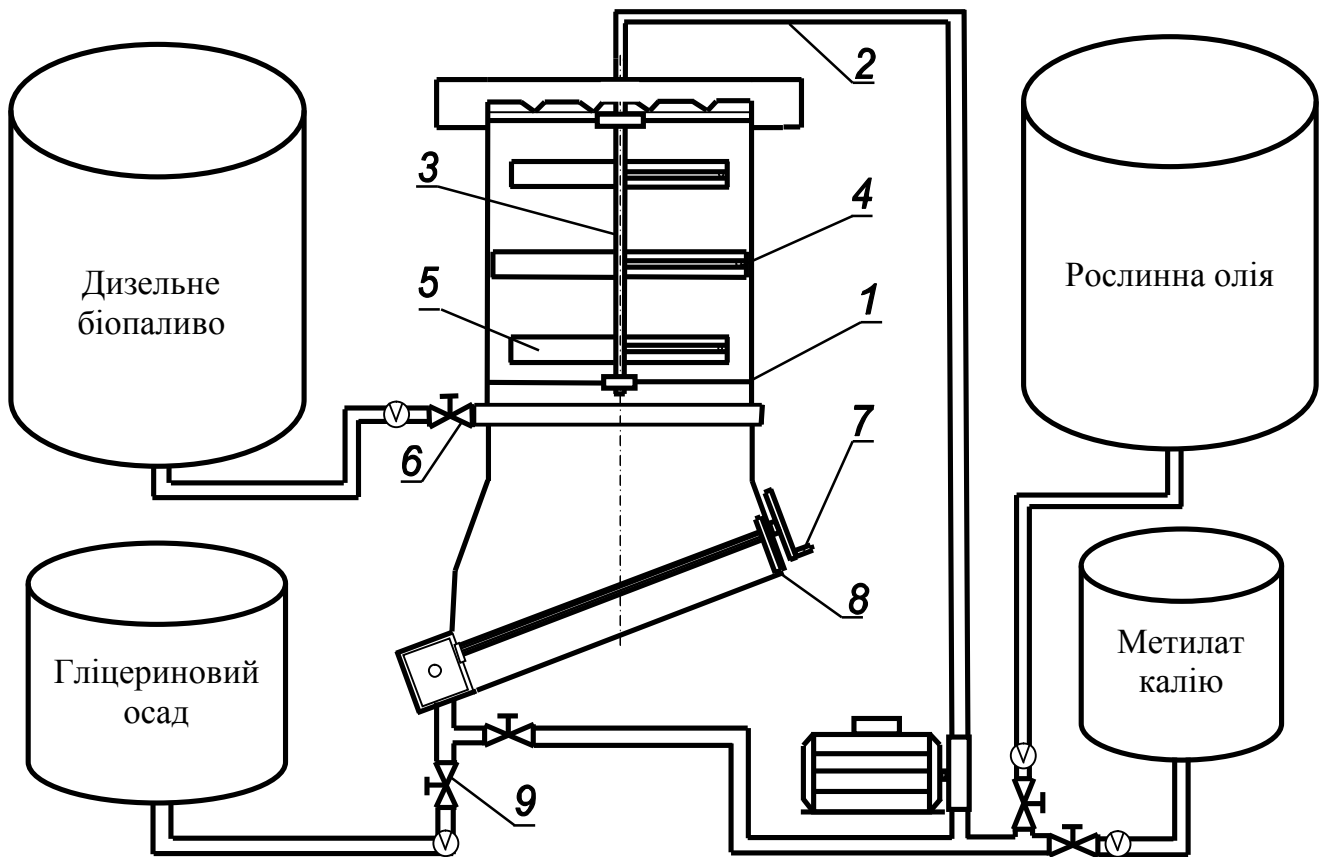
### 3.4. Опис експериментальних установок та їх роботи

На основі проведених результатів лабораторних досліджень був розроблений експериментальний зразок обладнання для виробництва дизельного біопалива (рис. 3.7), призначений для проведення процесу естерифікації рослинної олії з метилатом калію з наступним розділенням на фракції та відокремленням метилового ефіру від гліцеролу.

Роботу обладнання для виробництва дизельного біопалива забезпечує гідромеханічна мішалка, яка закріплена в корпусі. Керування роботою гідромеханічної мішалки відбувається за допомогою зміни частоти обертання насоса.

Гідромеханічна мішалка складається зі штанги, на якій розміщені в три яруси бічні штанги з форсунками. На кожній боковій штанзі розміщено лопатку під кутом, який можна змінювати. В свою чергу форсунки, випорскуючи емульсію, приводять гідрореактивну мішалку в рух, перемішуючи вміст гравітаційного розділювача. Для повного перемішування у всіх шарах використовуються лопатки, які рухають емульсію знизу до верху нижнім ярусом, зверху до низу верхнім ярусом та перемішують обидва потоки середнім ярусом.

Крім того, гравітаційний розділювач має похиле дно із механічним видаленням осаду, що забезпечує якісне видалення гліцеринового осаду [209]. Дно складається з двох камер: для збирання осаду та видалення назовні. Осад видаляється з камер за допомогою спеціальних скребків.

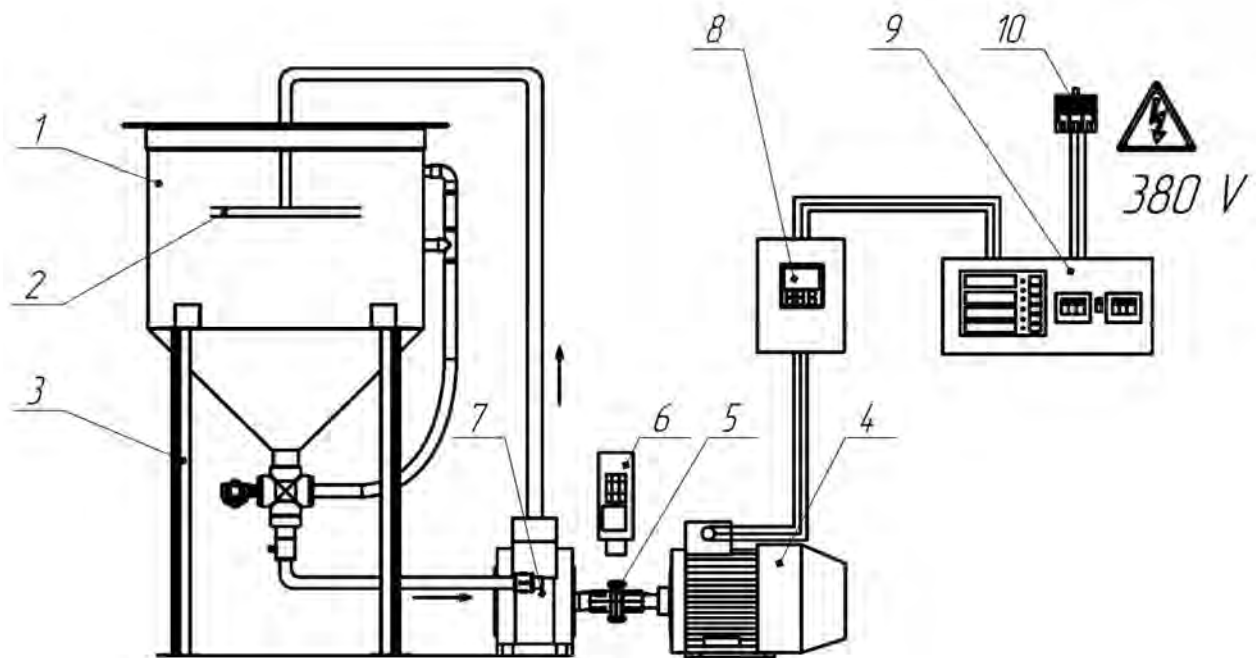


1 – корпус гравітаційного розділювача; 2 – патрубок підведення емульсії; 3 – гідромеханічна мішалка; 4 – форсунка; 5 – лопатка; 6 – кран для відведення дизельного біопалива; 7 – механізм видалення гліцеринового осаду; 8 – скребок для видалення гліцеринового осаду; 9 – кран для видалення гліцеринового осаду

**Рис. 3.7. Загальна схема експериментальної установки з гідромеханічним перемішуванням для виробництва дизельного біопалива [86]**

Для проведення експериментальних досліджень у науково-дослідній лабораторії технічних та біоенергетичних систем природокористування було використано також циркуляційну установку для виробництва дизельного біопалива (рис. 3.8) у якій фіксованою була частота обертання гідростанції на рівні 200 об./хв. Час перемішування суміші становив від 34,5 до 138 с (34,5 с – 1 кратне перемішування, 51,75 с – 1,5 кратне, 69 с – 2 кратне, 103,5 с – 3 кратне і

138 с – 4 кратне). Час відстоювання отриманого дизельного біопалива становив від 1 до 21 діб з фіксацією кінематичної в'язкості та температури спалаху через 24, 240 та 504 год.



1 – циркуляційний реактор; 2 – дискова форсунка; 3 – рама; 4 – електродвигун; 5 – муфта; 6 – оптичний тахометр; 7 – шестеренчастий насос; 8 – частотний перетворювач; 9 – аналізатор параметрів мережі; 10 – джерело живлення

**Рис. 3.8. Схема експериментальної циркуляційної установки для виробництва дизельного біопалива**

### **3.5. Методика проведення багатофакторних експериментів по визначенню раціональних параметрів гідромеханічної мішалки**

Метою проведення експерименту було встановлення залежності обертання гідромеханічної мішалки, споживаної потужності, питомої енергомісткості від частоти обертання електродвигуна, діаметра форсунок та кута нахилу лопаток.

На основі проведення аналізу літературних джерел та теоретичних досліджень було встановлено, що найвагомими параметрами, які діють на частоту обертання гідрореактивної мішалки в обладнанні для виробництва дизельного біопалива є частота обертання електродвигуна, який приводить в дію гідравлічний насос НШ-10, діаметр форсунок, через які випорскується емульсія та завдяки яким утворюється обертовий момент на мішалці за рахунок реактивної струї, а також кут нахилу лопаток, в результаті чого буде змінюватись лобовий опір та підйомна сила.

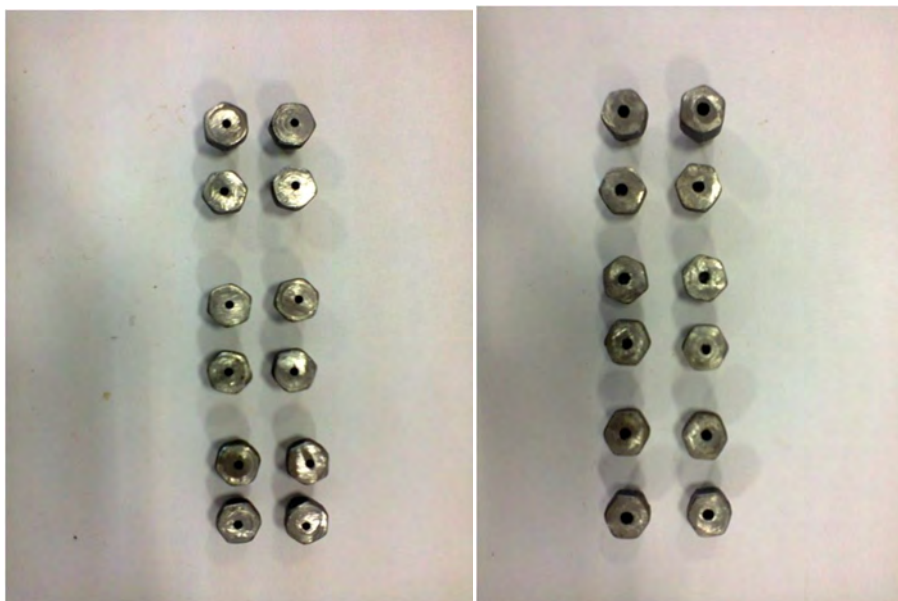
Ці параметри впливають на кількісний та якісний вихід метилового ефіру (дизельного біопалива).

Для проведення дослідів у лабораторних умовах було розроблено експериментальну установку (рис. 3.9).



**Рис 3.9. Експериментальна установка для естерифікації ріпакової олії в дизельне біопаливо**

До її складу входять: реактор для естерифікації рослинної олії з гідрореактивною мішалкою, насос гідравлічний НШ-10, електродвигун потужністю 4 кВт, набір форсунок діаметром 1,5 мм, 2,0 мм та 2,5 мм. (рис. 3.10), тахометр часовий ТЧ10-Р (рис. 3.11), тахометр УТ-372 (рис. 3.12), прилад, що аналізує параметри споживання електроенергії (рис. 3.13), частотний перетворювач Hitachi 3G3JX-A4075-EF (рис. 3.14).



**Рис. 3.10. Змінні форсунки**



**Рис. 3.11. Тахометр часовий ТЧ10-Р**



**Рис. 3.12. Тахометр UT-372**



**Рис. 3.13. Аналізатор параметрів споживання електроенергії**



**Рис. 3.14. Частотний перетворювач Hitachi 3G3JX-A4075-EF**

Для проведення експерименту використовувалась ріпакова олія. Ріпакова олія об'ємом 45 л закачувалась за допомогою гідравлічного насосу НШ-10 до реактора для естерифікації. Після чого гідравлічний насос НШ-10 забирав емульсію з дна установки та подавав її в гідромеханічну мішалку. Емульсія випорскувалася через отвори в форсунках, які розміщені на штангах мішалки. Під час проведення дослідів змінювалися діаметр форсунок на штангах гідромеханічної мішалки, кут нахилу лопаток, а також частота обертання насоса. Результати вимірюваних показників фіксувалися для визначення раціональних параметрів процесу естерифікації ріпакової олії.

Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів наведено в таблиці 3.5.

**Таблиця. 3.5 Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів**

Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Діаметр форсунок, мм	1,5	2,0	2,5	0,5
Частота обертання двигуна, об./хв.	700	1050	1400	350
Кут нахилу лопаток, град	30	60	90	30

Експерименти по визначенню конструкційних та режимних параметрів експериментальної установки для естерифікації рослинної олії проводилися з використанням методики планування багатофакторних експериментів [201, 210, 211, 212].

Експеримент проводили для трьох досліджуваних факторів за трьох рівневою матрицею оптимального плану Бокса-Бенкіна [203, 204], матриця якого наведена в таблиці 3.6.

**Таблиця 3.6 Матриця планування трьохфакторного експерименту за планом Бокса-Бенкіна**

№ п/п досліді	Назва досліджуваних факторів та їх позначення					
	Діаметр форсунок, мм		Частота обертання насоса, об./хв.		Кут нахилу лопаток, °С	
	Код	Значення	Код	Значення	Код	Значення
1	1	2,5	1	1400	0	60
2	-1	1,5	-1	700	0	60
3	1	2,5	-1	700	0	60
4	-1	1,5	1	1400	0	60
5	1	2,5	0	1050	1	90
6	-1	1,5	0	1050	-1	30
7	1	2,5	0	1050	-1	30
8	-1	1,5	0	1050	1	90
9	0	2,0	1	1400	1	90
10	0	2,0	-1	700	-1	30
11	0	2,0	1	1400	-1	30
12	0	2,0	-1	700	1	90
13	0	2,0	0	1050	0	60
14	0	2,0	0	1050	0	60
15	0	2,0	0	1050	0	60

При проведенні експериментів приймали трикратну повторність дослідів [204, 205]. Статистичне оцінювання отриманих результатів включало перевірку даних за критерієм Кохрена для 95-% рівня довірчої ймовірності. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Перевірка значимості коефіцієнтів регресії при прийнятій довірчій ймовірності проводилась за критерієм Стьюдента [202, 203, 204, 205, 213].

Експериментальні дані отримані при оцінці режимів роботи гідромішалки, оброблялись методом математичної статистики [205, 207, 208].

Під час проведення експерименту визначалися: частота обертання гідромеханічної мішалки, споживана потужність та питома енергомісткість гідроелектричної станції.

Таким чином, для дослідження експертної оцінки по визначенню вагомості показників якості дизельного біопалива, визначення вологості та летючих речовин, кінематичної в'язкості, температури спалаху застосовано відомі методики, а для проведення експериментальних досліджень по визначенню ступеня відстоювання рослинної олії, питомої енергомісткості виробництва дизельного біопалива з використанням механічної та гідромеханічної мішалки, впливу конструкційних параметрів гідромеханічної мішалки на її частоту обертання та споживану потужність використано адаптовані методики та розроблено відповідне експериментальне обладнання.

### **3.6. Методика визначення фізико-механічних показників дизельного біопалива**

При визначенні властивостей дизельного біопалива, які впливають на його використання, в якості палива для дизельних двигунів внутрішнього згорання, показники кінематичної в'язкості палива визначалися згідно ДСТУ ГОСТ 33-2003 [198], густина палива згідно ГОСТ 3900-85 [214], температура спалаху в закритому та відкритому тиглі згідно ГОСТ 6356-75

[215] та ГОСТ 4333-88 [216] відповідно. Для можливості адекватного порівняння даних, визначення показників кінематичної в'язкості та густини дизельного біопалива виконано при температурі 20°C. Вимірювання кінематичної в'язкості виконувалася за допомогою віскозиметрів ВПЖТ-4 (рис. 3.15) та рідинного термостату ТЖ-ТС-01, густини палива за допомогою ареометрів (рис. 3.16) та рідинного термостату ТЖ-ТС-01, температури спалаху у відкритому тиглі за допомогою обладнання судової лабораторії СКЛАМТ-1 (рис. 3.17), а у закритому тиглі за допомогою приладу ТВЗ-ЛАБ-1 (рис. 3.18)



**Рис. 3.15. Віскозиметр ВПЖТ-4**



**Рис. 3.16. Ареометри для визначення густини палива**



**Рис. 3.17. Судова лабораторія СЛАМТ-1**

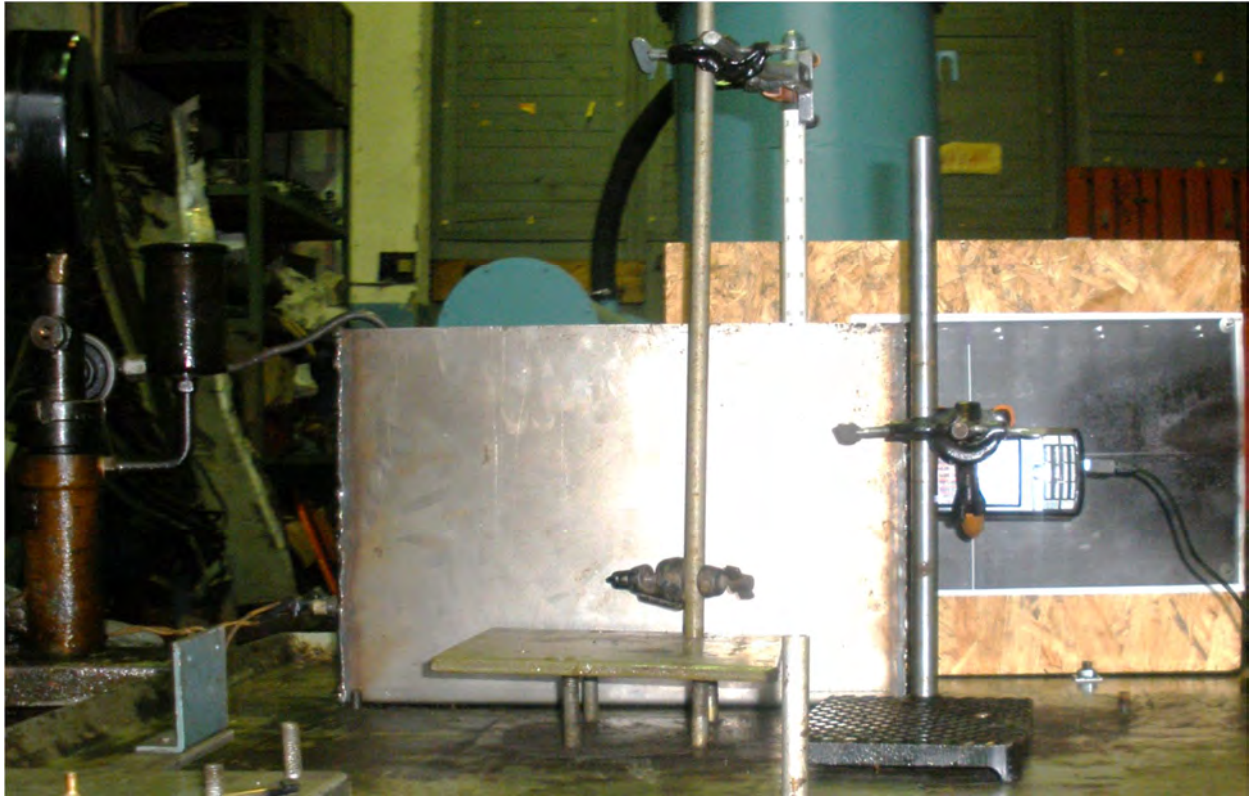


**Рис. 3.18. Прилад для визначення температури спалаху у закритому тиглі**

Визначення температури помутніння та застигання експериментальних зразків дизельного біопалива виконано згідно ДСТУ ISO 3015:2012 [217] та ГОСТ-20287-91 [218].

### **3.7. Методика визначення впливу температури палива на кут розпилення**

Для виконання досліджень було розроблену лабораторну установку (рис. 3.19), що складалася із рідинної термобані, у стінку якої було встановлено штифтову форсунку ФШ-62005 таким чином, щоб основна її частина знаходилася всередині термобані.



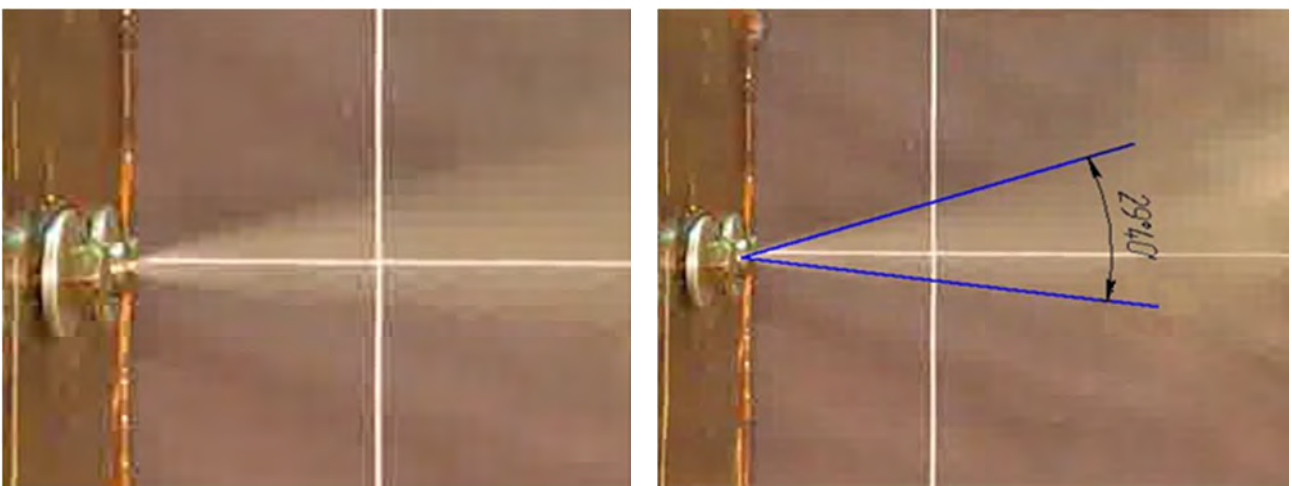
**Рис. 3.19. Лабораторна установка для визначення кута розпилення факела палива при зміні його температури**

Створення тиску здійснювалося плунжерним насосом високого тиску, який був сполучений з форсункою паливопроводом високого тиску довжиною 1500 мм, таким чином, що 1300 мм було занурено в термобаню для здійснення підігріву. Нагрів рідини в термобані здійснювався за допомогою трубчастого електронагрівача та контролювався за допомогою термометра. При досягненні відповідної температури здійснювалася витримка упродовж 10 хв. для забезпечення нагріву палива в паливопроводі. Після чого, плунжерним насосом створювався тиск в системі та відбувалося впорскування палива з одночасною відеофіксацією впорску палива з частотою знімання 30 кадрів за секунду. Температура нагріву палива під час впорскування контролювалася за допомогою безконтактного вимірювання температури головки форсунки за допомогою пірометра Testo-845 (рис. 3.20.)



**Рис. 3.20. Пірометр Testo-845**

Для визначення кута розпилення факела палива при відповідній температурі виконано розкадровку відповідного відеофрагментів та відбір фотографій з найбільш чітким та характерним факелом розпилення. Визначення кута розпилення факела впорскуваного палива (рис. 3.21) виконано за допомогою програми КОМПАС 3DV12.



**Рис. 3.21. Визначення кута розпилення факела палива**

### **3.8. Методика проведення порівняльних стендових випробувань впливу дизельного біопалива на експлуатаційні та екологічні показники роботи дизельного двигуна**

Стендові випробування виконувалися з метою визначення впливу дизельного біопалива та температури його нагріву на зміну експлуатаційних параметрів роботи дизельного двигуна. Дослідження проводилися у відповідності до ГОСТ 18509-88 [19] та ГОСТ 23734-98 [98], при проведенні досліджень знімалися регуляторні характеристики роботи дизельного двигуна з одночасною фіксацією зміни екологічних показників його роботи.

Під час випробувань гальмування двигуна здійснювалося через ВВП трактора, за допомогою стенда КИ-5543-ГОСНИТИ, обладнаного всіма необхідними приладами (балансирною машиною, силовимірюючим пристроєм для визначення сили гальмування балансирної машини, рідинного реостату для зміни гальмівного зусилля балансирної машини, тахометром вала ротора балансирної машини) (рис. 3.22) та під'єднаної до ВВП трактора через коробку передач ЗИЛ-130 за допомогою карданного валу. Загальний ККД стенда (балансирної машини, коробки передач, опори карданного валу) приймався на рівні 0,931.

Основні експлуатаційні показники роботи двигуна розраховувалися згідно формул, наведених в ГОСТ 18509-88 [19] та інструкції по експлуатації гальмівного стенду [219].

Зміна питомих значень викидів відпрацьованих газів при зміні режиму навантаження двигуна фіксувалася за допомогою газоаналізатора 325 ФА02 (рис. 3.23), який вимірює вміст у відпрацьованих газах двигуна: чадного газу (CO); вуглеводнів ( $C_nH_m$ ); оксидів азоту (NO); кисню ( $O_2$ ) та двоокису вуглецю ( $CO_2$ ).

Заміри експлуатаційних та екологічних показників роботи двигуна виконувалися у трикратній повторності при кожній зміні навантаження, а для

проведення розрахунків та побудови регуляторної характеристики використовувалося середнє значення відповідних показників.



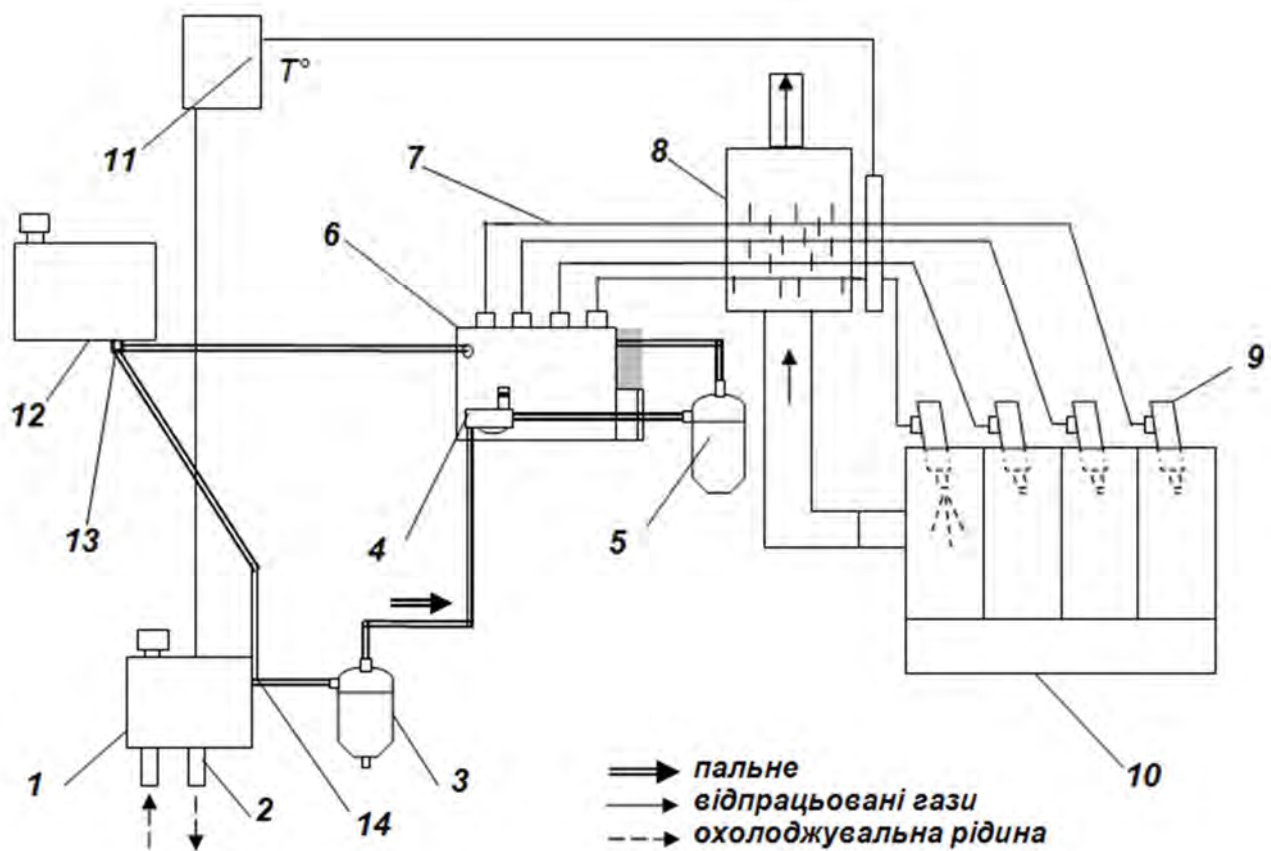
**Рис. 3.22. Обладнання для визначення експлуатаційних характеристик роботи дизельного двигуна КИ-5543-ГОСНИТИ**



**Рис. 3.23. Газоаналізатор складу емісій шкідливих викидів дизельних двигунів 325 ФА02**

### 3.9. Опис експериментальної установки для температурної підготовки дизельного біопалива

Для підвищення ефективності застосування та збільшення температурного діапазону використання дизельного біопалива розроблено схему та виготовлено дослідний зразок системи двохступеневого підігріву дизельного біопалива (рис. 3.24).



1 – паливний бак дизельного біопалива; 2 – теплообмінник; 3 – фільтр грубого очищення; 4 – підкачувальний насос; 5 – фільтр тонкого очищення; 6 – паливний насос високого тиску; 7 – паливопроводи високого тиску; 8 – нагрівальна камера; 9 – форсунки двигуна; 10 – двигун; 11 – блок контролю температури; 12 – паливний бак дизельного палива; 13 – паливний кран баку дизельного палива; 14 – паливний кран баку дизельного біопалива

Рис. 3.24. Схема двохступеневого підігріву дизельного біопалива

При використанні запропонованої системи пуск дизельного двигуна відбувався на дизельному паливі, яке містилося в основному паливному баку 12. Працюючи на дизельному паливі, двигун прогрівався до робочої температури. Одночасно розігрівався бак з дизельним біопаливом 1 за допомогою трубчастого теплообмінника 2, який приєднаний до системи охолодження двигуна внутрішнього згорання. При досягненні робочої температури двигун переключали на роботу на дизельному біопаливі. Підігріте паливо з паливного бака надходило до фільтра грубої очистки 3 та паливного насоса високого тиску 6. Перед впорскуванням до циліндра дизельне біопаливо додатково підігрівали в нагрівальній камері 8.

Підтримання температури відбувалося за рахунок зміни витрати теплоносія.

Датчик контролю температури палива в паливопроводі низького тиску встановлювали на виході з паливного бака, оскільки саме тут найважливіше контролювати температуру перед надходженням підігрітого палива до паливного насоса високого тиску.

На другому етапі підігрів палива в паливопроводах високого тиску здійснювався теплом відпрацьованих газів двигуна в нагрівальній камері 8. Температуру контролювали безпосередньо перед форсунками за допомогою датчика температури, а регулювання температури нагріву палива здійснювали зміною величини перерізу перепускного каналу нагрівальної камери 8.

Для реалізації запропонованої схеми на тракторі Кий-14102 було внесено зміни в штатну систему паливопроводів низького тиску. Зворотну магістраль, яка з'єднує паливний насос високого тиску 6 з основним паливним баком 12, від'єднували від основного паливного бака 12 та з'єднували з магістраллю подачі палива до фільтра грубої очистки палива 3. У магістраль подачі палива, за допомогою трійника, був приєднаний паливний бак дизельного біопалива 1.

Дана схема підключення дає змогу отримати кільцевий контур паливоподачі, в якому при закриванні паливного крана 13 та відкриванні крана 14, підігріте дизельне біопаливо потрапляє в магістраль паливоподачі.

При зворотному переході двигуна на живлення дизельним паливом, магістраль повністю заповнюється дизельним паливом, що в свою чергу вирішує проблему обігріву паливної магістралі дизельного біопалива в холодну пору року при довготривалих зупинках. Дана схема була реалізована на тракторах ПМЗ-6 АКЛ та Кий-14102 (рис. 3.25) та використовувалася при проведенні досліджень.



**Рис. 3.25. Трактори ПМЗ-6АКЛ та Кий-14102 обладнаний системою двохступеневого підігріву палива**

### **3.10. Методика проведення експериментальних досліджень по визначенню оптимального температурного діапазону нагріву дизельного біопалива перед впорском до циліндру двигуна**

Для визначення температури нагріву дизельного біопалива перед впорском та її впливу на експлуатаційні параметри двигуна, було виконано дообладнання паливної системи системою двоступеневого підігріву дизельного біопалива.

У відповідності з проведеними попередніми дослідженнями був обраний температурний діапазон досліджень підігріву палива в інтервалі від 90 до 140°C, при завантаженні двигуна в діапазоні від 19 до 37 кВт, що відповідає робочому діапазону потужності при найпоширеніших видах робіт для тракторів

ПМЗ-6АКЛ. У якості критерію оцінювання впливу температури на експлуатаційні показники роботи двигуна було вибрано питому витрату палива.

Експеримент проводили для двох досліджуваних факторів, інтервал та рівень варіювання яких наведено в табл. 3.7 за двофакторною матрицею оптимального плану Бокса-Бенкіна [200, 210, 216], матриця якого наведена в табл. 3.8.

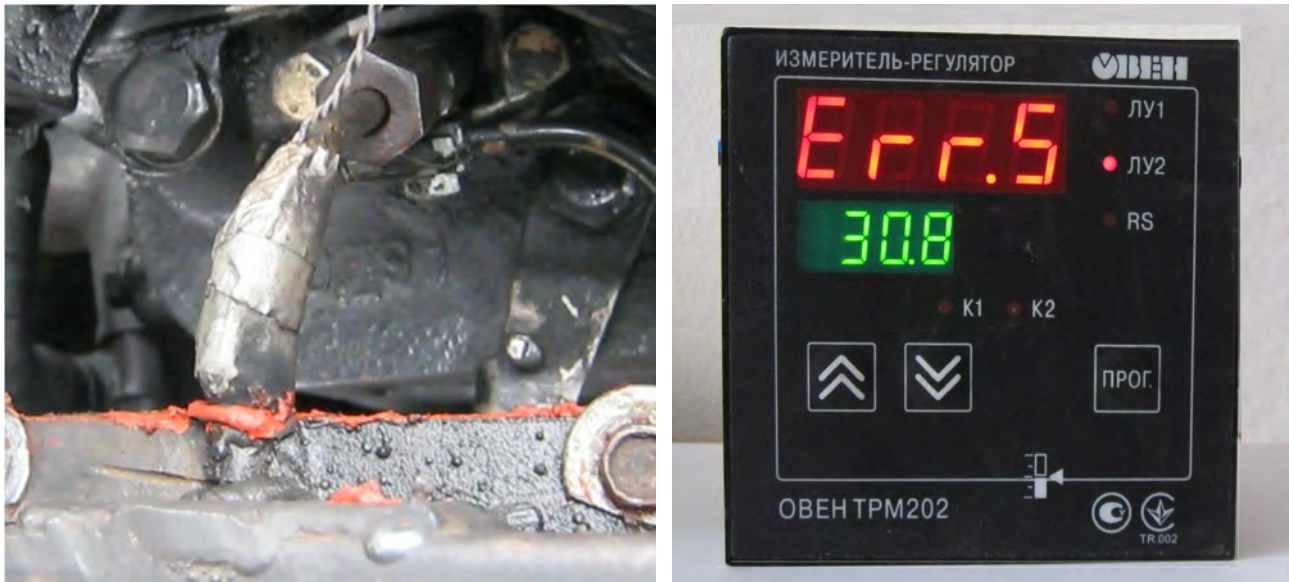
**Таблиця 3.7 Інтервали та рівні варіювання досліджуваних факторів**

Найменування фактора	Позначення		Рівні факторів			Інтервали варіювання
			-1	0	+1	
Температура нагріву палива перед впорском	$T_{П}$	(X1)	90	115	140	25
Завантаження двигуна	$N_{ДВ}$	(X2)	19	28	37	9

Статистичне оцінювання рівня дисперсії, отриманих результатів проводилося за критерієм Кохрена для 95-% рівня довірчої ймовірності. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Перевірка значимості коефіцієнтів регресії при прийнятій довірчій ймовірності проводилась за критерієм Стьюдента [202, 204, 213].

Нагрів палива здійснювався за допомогою температури вихлопних газів, регулювання температури нагріву палива здійснювали шляхом зміни кількості газів, що проходять через трубчастий теплообмінник. Температура нагріву палива перед впорскуванням до циліндру двигуна фіксували контактним способом за допомогою термопари та мікропроцесорного перетворювача температури Овен ТРМ-202 (рис. 3.26). Також 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 вимір температури навколишнього середовища. Після чого здійснювали нагрівання двигуна при частковому навантаженні до робочої температури, та здійснювали подальшу перевірку регульовальних параметрів на відповідність заводській інструкції.



**Рис. 3.26. Засоби вимірювання температури палива перед впорскуванням до циліндру двигуна**

Важелем ручного керування подачею палива встановлювалася максимальна подача палива, за допомогою реостата балансірної машини гальмівного стенду, у відповідності до матриці експерименту, створювалося завантаження двигуна. За допомогою заслінки перепускного каналу викидних газів трубчастого теплообмінника, у відповідності до матриці експерименту, здійснювали регулювання температури нагріву палива перед впорскуванням. Перед здійсненням заміру витрати палива, для усунення інерційності теплообмінного процесу нагріву палива, здійснювали витримку роботи двигуна при відповідній температурі та навантаженні двигуна упродовж 5 хвилин, при необхідності здійснювали корегування температури нагріву палива та навантаження.

При проведенні випробувань фіксували: час витрати двигуном 100 г палива; температуру палива перед впорскуванням до циліндру двигуна; частоту обертання колінчастого валу двигуна; показання силового механізму балансірної машини.

**Таблиця 3.8 Матриця планування двофакторного експерименту за планом Бокса-Бенкіна**

№ п/п дослідю	Назва досліджуваних факторів та їх позначення			
	Температура нагріву палива $T_{II}$ , °C		Завантаження двигуна $N_{ДВ}$ , кВт	
1	0	115	0	28
2	1	140	0	28
3	0	115	1	37
4	-1	90	0	28
5	0	115	-1	19
6	1	140	1	37
7	1	140	-1	19
8	-1	90	-1	19
9	-1	90	1	28

Виміри параметрів роботи двигуна для кожного дослідю проводили в трикратній повторності [216].

### **3.11. Методика проведення польових дослідів по визначенню експлуатаційних параметрів роботи МТА при використанні дизельного біопалива**

Проведення досліджень здійснювалося при виконанні технологічної операції оранки МТА в складі трактора Кий-14102 та плуга PRO-3. Двигун

трактора було оснащено двостадійною системою температурної підготовки дизельного біопалива.

Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів наведено в таблиці 3.9.

**Таблиця. 3.9** Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів

Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Змінний тяговий опір агрегату, %	33,3	66,6	100	33,3
Відкриття перепускного каналу, %	0	25	50	25
Вміст дизельного біопалива, %	0	50	100	50

Зміна тягового опору робочого агрегату здійснювалася шляхом зміни робочої ширини захвату за рахунок зменшення кількості корпусів плуга.

Під час виконання досліджень окремо проводилося спостереження за дотриманням МТА агротехнічних вимог до виконання технологічної операції оранки, якщо МТА не забезпечував належного виконання агротехнологічних вимог дослідна спроба не зараховувалася, а результати вимірювання експлуатаційних показників даного вимірювання не бралися до уваги.

Багатофакторний експеримент проводили для трьох досліджуваних факторів за трьохрівневою матрицею оптимального плану Бокса-Бенкіна [3, 58, 66], матриця якого наведена в табл. 3.10.

Статистичне оцінювання рівня дисперсії отриманих результатів проводилося за критерієм Кохрена для 95-% рівня довірчої ймовірності. Адекватність отриманої математичної моделі та її придатність для опису досліджуваного процесу перевіряли за критерієм Фішера. Перевірка значимості коефіцієнтів регресії при прийнятій довірчій ймовірності проводилась за критерієм Стьюдента [202, 204, 213].

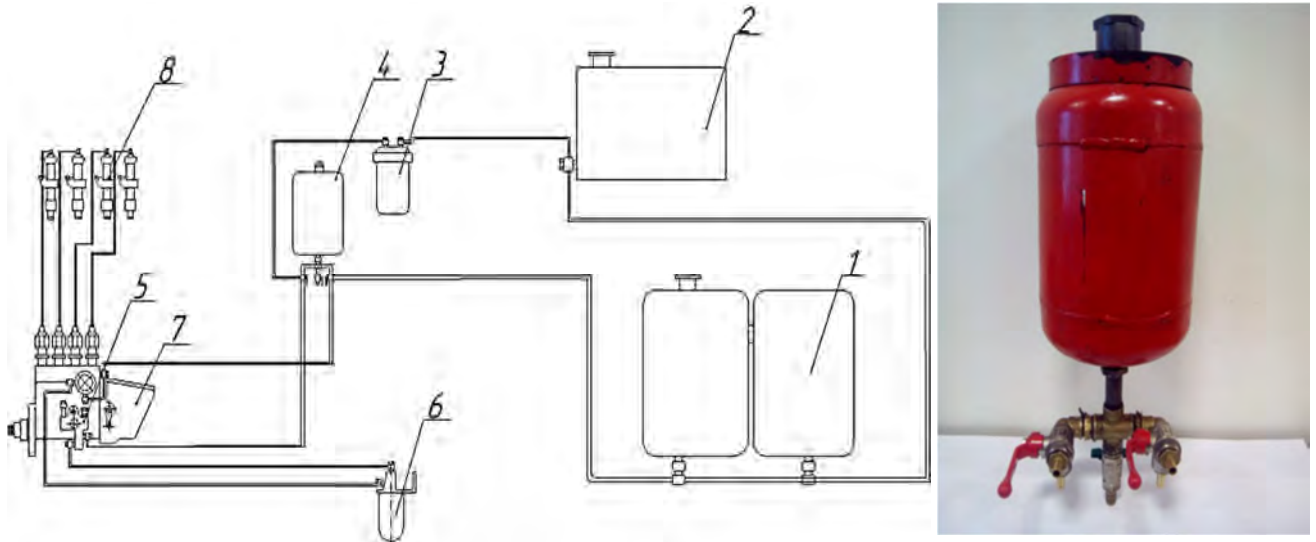
Перед початком проведення експерименту на дослідному полі відбивалася загонка без нахилу поля. На початку проведення експерименту здійснювали налаштування глибини обробітку ґрунту, далі на ділянці, у другій її половині, відмічалася віжками частини гону довжиною 200 м, під час проходження якої здійснювалися експериментальні заміри.

**Таблиця 3.10 Матриця планування трьохфакторного експерименту за планом Бокса-Бенкіна**

№ п/п досліджу	Назва досліджуваних факторів					
	Тяговий опір робочої машини, %		Вміст дизельного біопалива в паливній суміші, %		Рівень відкриття перепускного каналу вихлопних газів, %	
	Код	Значення	Код	Значення	Код	Значення
1	1	100	1	100	0	25
2	-1	33,3	-1	0	0	25
3	1	100	-1	0	0	25
4	-1	33,3	1	100	0	25
5	1	100	0	50	1	50
6	-1	33,3	0	50	-1	0
7	1	100	0	50	-1	0
8	-1	33,3	0	50	1	50
9	0	66,6	1	100	1	50
10	0	66,6	-1	0	-1	0
11	0	66,6	1	100	-1	0
12	0	66,6	-1	0	1	50
13	0	66,6	0	50	0	25
14	0	66,6	0	50	0	25
15	0	66,6	0	50	0	25

Після проведення налаштувань МТА згідно матриці планування експерименту агрегат заходив в загонку і починав рух. Під час досліджень робоча передача та швидкість руху МТА залишалася незмінною, фіксувався час проходження контрольної ділянки, температура палива перед впорскуванням в циліндр двигуна, витрата палива та показники лічильника імпульсів обертів ведучого колеса. Дослідження виконували в трикратній повторності.

Заміри витрати палива здійснювалися за рахунок використання порційного витратоміру палива (рис. 3.27), який був додатково включений в паливну систему енергозасобу за допомогою трьохходових кранів.



1 – паливний бак дизельного палива; 2 – паливний бак дизельного біопалива; 3 – фільтр грубого очищення; 4 – порційний витратомір; 5 – підкачувальний насос; 6 – фільтр тонкого очищення; 7 – паливний насос високого тиску; 8 – форсунка

**Рис. 3.27. Схема підключення порційного витратоміра палива в паливну систему двигуна**

Завдяки паралельному підключення об'ємного паливоміру в лінії подачі та повернення палива від паливного насоса високого тиску, досягнута можливість миттєвого перемикання живлення двигуна з штатної системи паливоподачі на порційний витратомір палива.

За отриманими експериментальними даними за допомогою відомих формул виконували розрахунок і визначали значення буксування та годинної витрати палива МТА.

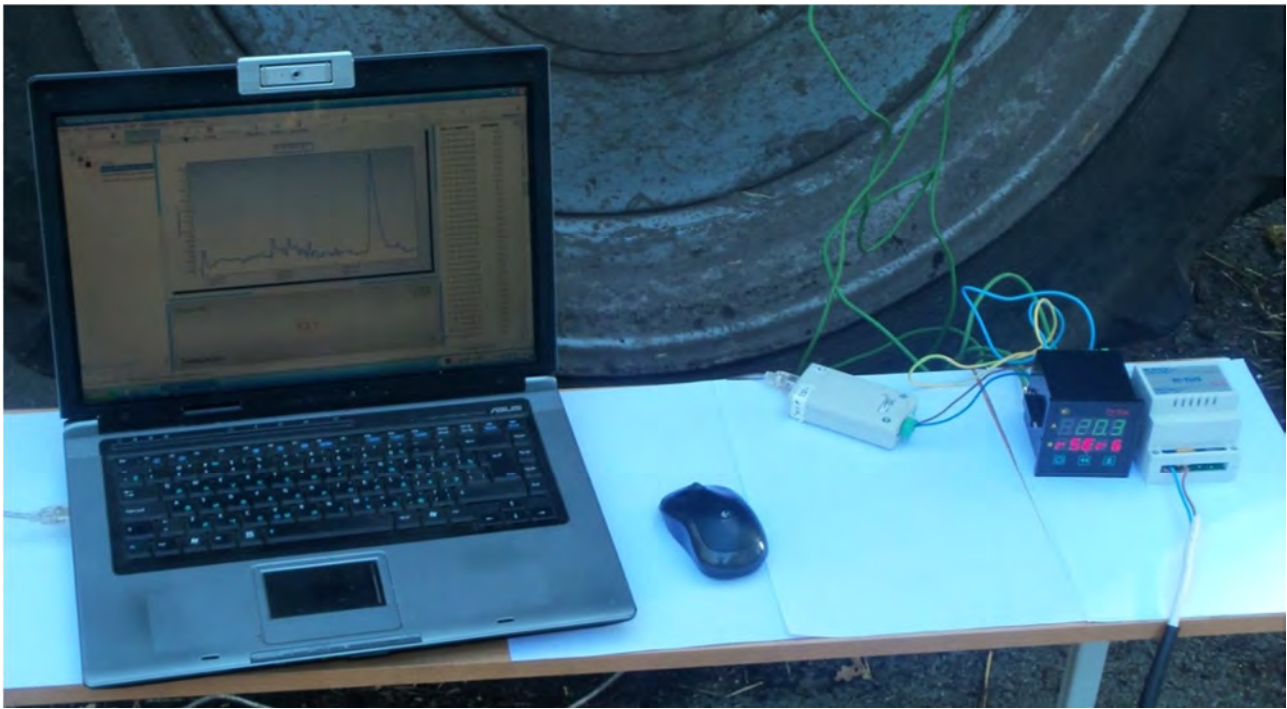
### **3.12. Методика проведення досліджень процесу нагріву палива в паливному баку**

З метою підтвердження адекватності розробленої математичної моделі теплообмінного процесу виконано експериментальне дослідження нагріву дизельного палива в паливному баку, обладнаного рідинним теплообмінником з включеним в мале коло охолодження двигуна трактора Кий-14102.

Під час виконання експериментальних досліджень встановлювалися термопари для фіксування температури палива в паливному баку, температури теплоносія на вході в теплообмінник та на виході з нього, а також рідинний витратомір для визначення витрат теплоносія через теплообмінник бака (рис. 3.28). Фіксування зміни температури здійснювалося безперервно за допомогою програмно-апаратного комплексу на базі персонального комп'ютера «ASUS» та вимірювача температури «Регмік» (рис. 3.29).



**Рис. 3.28. Засоби вимірювання температури в паливному баку дизельного біопалива**



**Рис. 3.29. Схема обладнання для фіксування змін температури**

Перед початком вимірювання здійснювався нагрів двигуна до робочої температури, фіксувалася температура навколишнього середовища та палива в паливному баку. Після досягнення робочої температури відкривалася подача нагрітого теплоносія до теплообмінника паливного баку та здійснювалося вимірювання змін температури палива в паливному баку, температури теплоносія на вході та виході із теплообмінника. Дослідження виконувалося при режимі роботи двигуна на холостому ході при незмінних обертах, при цьому упродовж проведення дослідження періодично визначали витрату теплоносія через теплообмінник.

Для здійснення пошуку найбільш ефективного режиму роботи двигуна під час нагріву палива в паливному баку здійснено заміри витрати теплоносія через теплообмінник при зміні обертів двигуна з одночасною фіксацією витрати палива.

При проведенні дослідження за допомогою електронного анерометра «СЕМ DT-619» (рис. 3.30) визначали швидкість повітряного потоку біля паливного баку дизельного біопалива.



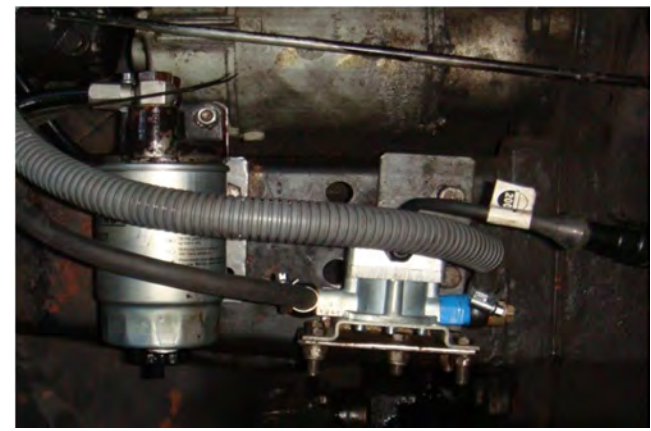
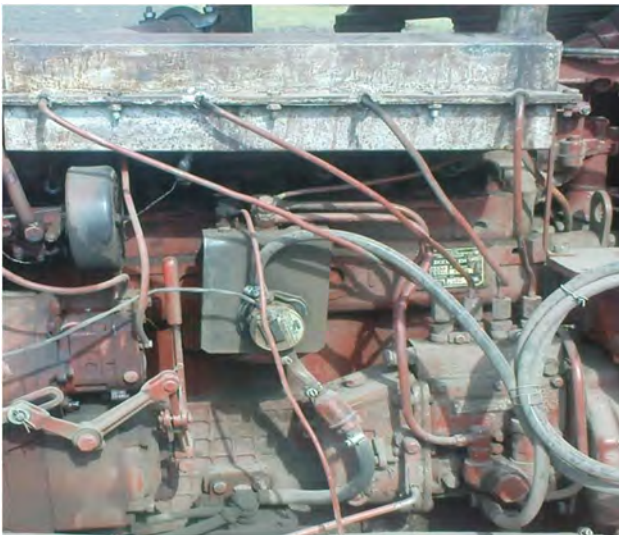
**Рис. 3.30. Електронний анемометр CEM DT-619**

### **3.13. Методика проведення виробничих випробувань роботи МТА при виконанні польових робіт з використанням дизельного біопалива**

Метою проведення виробничих випробувань було визначення змін витрати палива МТА при проведенні польових робіт з використанням дизельного біопалива.

Під час виконання виробничих випробувань здійснювалися виробничо-хронографічні спостереження за роботою МТА на виконанні відповідної технологічної операції та при застосуванні відповідного типу палива.

Під час випробувань фіксувався чистий час роботи МТА на виконанні відповідної технологічної операції та відповідному типі палива, визначали оброблена площа та витрата палива. Витрата палива визначалася за допомогою електронних витратомірів палива на базі датчика DFM-90 (3.31), при застосуванні яких на тракторі Кий-14102 штатну лінію повернення палива з головки паливного насоса було закріплено таким чином, щоб паливо потрапляло знову на лінію подачі після витратоміра палива.



**Рис. 3.31. Електроні витратоміри палива на базі датчика DMF-90**

Таким чином, для дослідження зміни кінематичної в'язкості, густини, температури спалаху, температур помутніння та застигання дизельного біопалива, експлуатаційних показників дизельного двигуна застосовано відомі методики, а для проведення експериментальних досліджень зміни екологічних показників роботи двигуна, впливу температури дизельного біопалива на кут розпилення факела палива, визначення оптимального температурного діапазону підігріву дизельного біопалива, визначення впливу тягового опору агрегату, вмісту дизельного біопалива в паливній суміші, рівня відкриття перепускного каналу вихлопних газів на витрату палива та буксування МТА, температуру нагріву палива перед впорскуванням, процесу нагріву палива в паливному баку використано адаптовані методики та розроблено відповідне експериментальне обладнання.

## РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

### 4.1. Дослідження процесу відстоювання олії

У результаті експериментальних досліджень з відстоювання рослинної олії були отримані залежності ступеня відстоювання (рис. 4.1), кислотності та вмісту вологи і летючих речовин в олії (рис. 4.2) від часу відстоювання.

Було встановлено, що з першої до третьої години швидкість відстоювання незначна. У подальшому швидкість руху лінії розділу олії і осаду збільшується, після другої доби процес утворення осаду сповільнюється. Упродовж третьої доби відбувається процес освітлення олії.

Під час досліджень було встановлено, що початкова величина температури олійної маси на процес відстоювання істотно не впливає.

Впродовж чотирьох діб відстоювання рослинної олії різкої зміни кислотного числа на всіх температурних діапазонах також не спостерігалось. Отримане значення кислотного числа знаходилося в межах від 1,428 до 1,740 мл(КОН)/г, що задовольняє вимоги ДСТУ 6081:2009 для виробництва біодизельного палива.

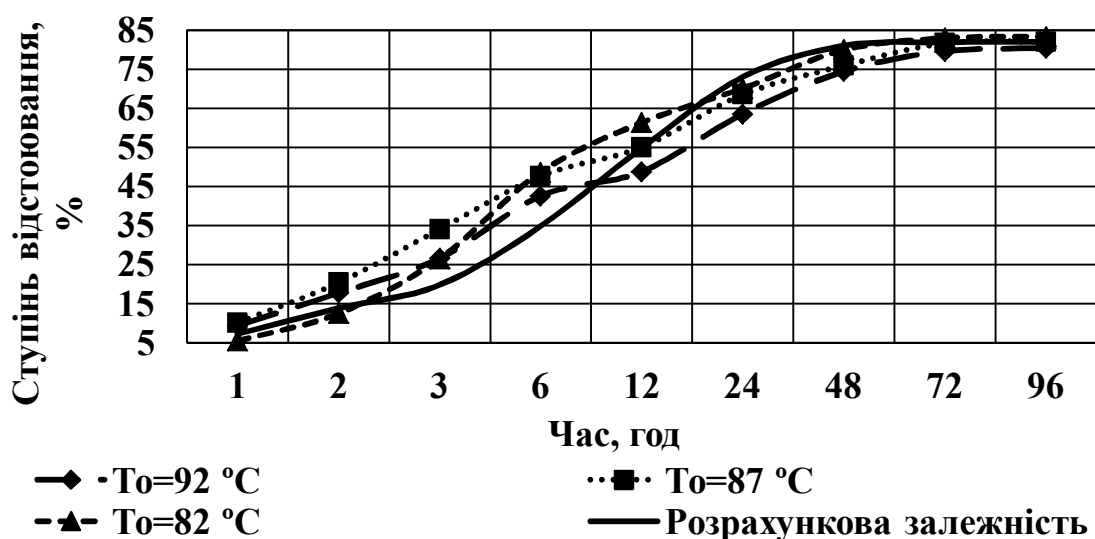
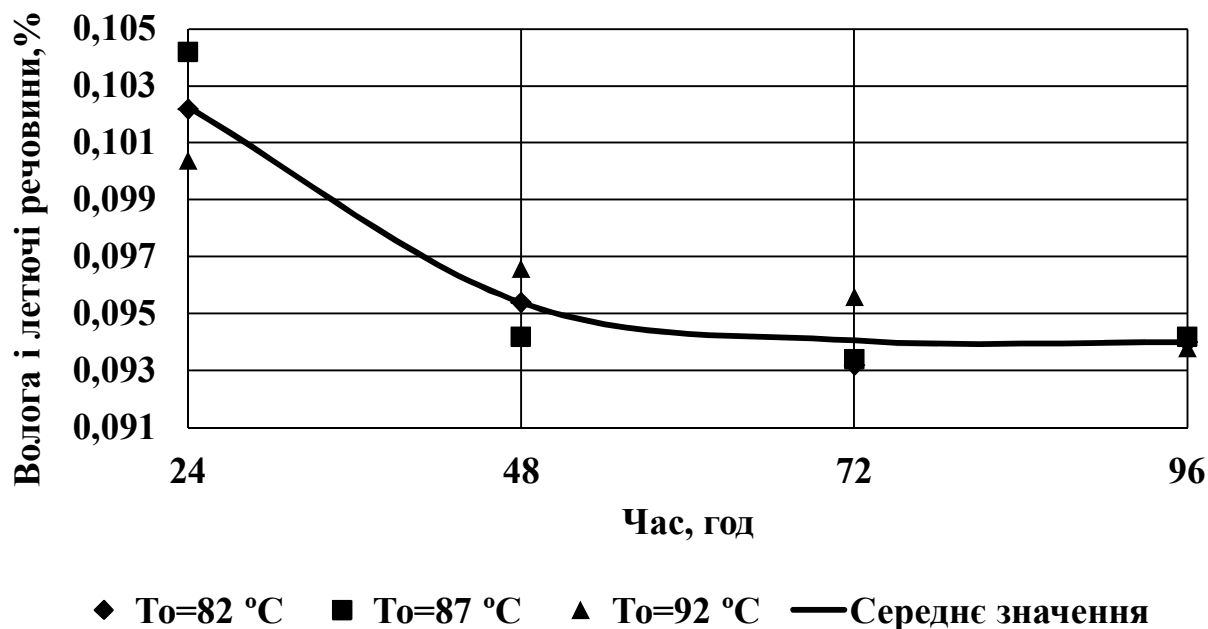


Рис. 4.1. Залежність виходу олії від часу відстоювання

Аналіз показав, що з першої по другу добу відстоювання олійної маси спостерігається різке пониження вмісту вологи і летючих речовин, а з другої по четверту цей показник стабілізується на рівні від 0,093 % до 0,095 %.



**Рис. 4.2. Залежність вологості та летючих речовин в олії від часу відстоювання**

Таким чином, отримана олійна маса повноцінно розшарувалася упродовж 4 діб, даючи змогу надалі використовувати отриманий продукт для виробництва дизельного біопалива [220]. Було виявлено, що температура не має значного впливу на відстоювання, а кислотне число та вміст вологи і летючих речовин коливається в межах допустимих норм.

#### **4.2. Вплив параметрів естерифікації рослинної олії на якість дизельного біопалива**

Дослідження впливу параметрів процесу естерифікації на якість дизельного біопалива проводилися в лабораторних умовах за допомогою лабораторних приладів, а саме: термостату та об'ємно-лопатевої мішалки, за

допомогою якої відбувалось перемішування суміші. Для встановлення взаємозв'язку впливу параметрів процесу естерифікації, а саме часу перемішування ( $\tau_m$ ), частоти обертів об'ємно-лопатевої мішалки ( $n$ ) та температури суміші ( $T$ ) на кінематичну в'язкість ( $\nu$ ) отриманого дизельного біопалива та його температуру спалаху ( $T_C$ ), було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна. Рівні варіювання досліджуваних факторів та результати досліджень наведено в таблиці 3.3.

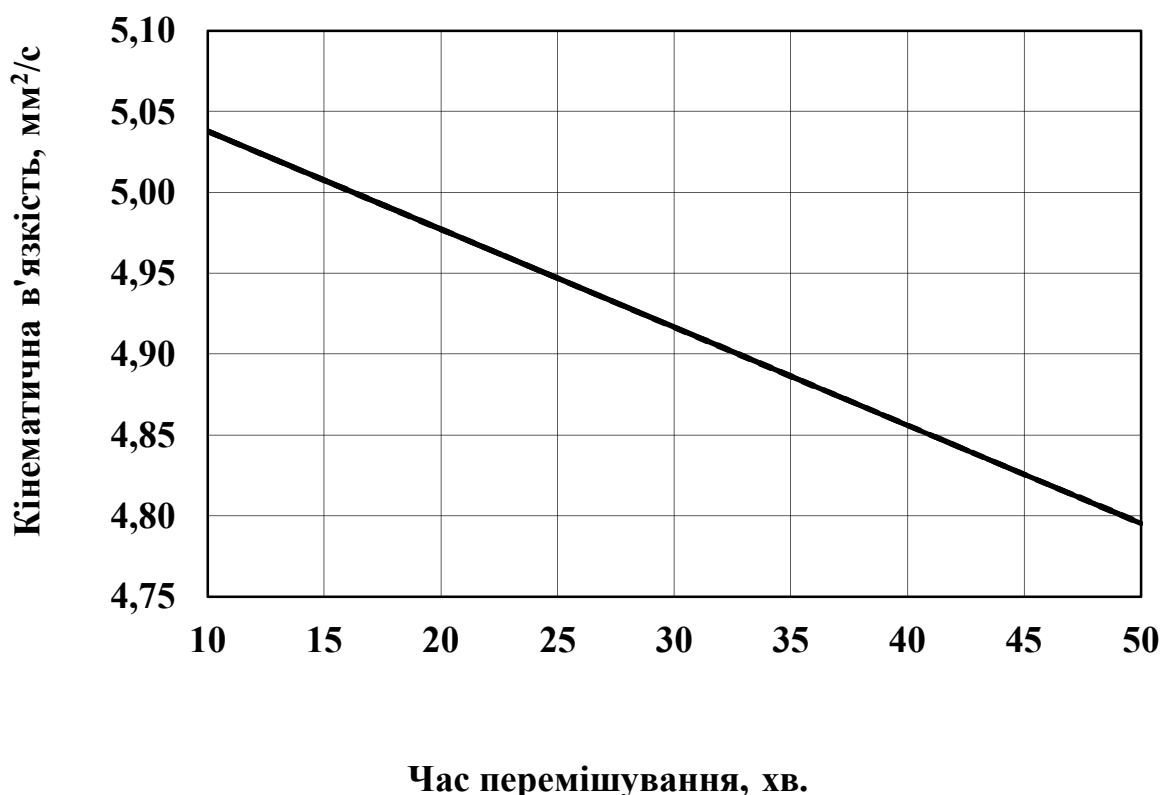
Зі збільшенням часу перемішування (рис. 4.3) кінематична в'язкість дизельного біопалива зменшується, що пояснюється кращим проходженням реакції естерифікації за рахунок більш тривалого перемішування, в результаті чого утворюється метиловий ефір без залишків рослинної олії, яка має кінематичну в'язкість більшу за кінематичну в'язкість метилового ефіру (дизельного біопалива).

**Таблиця 4.1. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів**

$n$ , об./хв.	$T$ , °C	$\tau_m$ , хв.	Вимірювані та розрахункові величини		
			$\nu$ , мм <sup>2</sup> /с	$T_C$ , °C	$P_{я}$ , %
150	45	30	4,85	90	0,000
80	5	30	4,95	122	0,000
80	45	30	5,01	95	5,773
150	5	30	4,98	120	0,000
115	45	50	4,84	123	0,000
115	5	10	4,97	110	2,283
115	45	10	5,02	100	4,695
115	5	50	4,88	114	1,370
150	25	50	4,90	120	0,000
80	25	10	5,50	134	3,210
150	25	10	4,97	130	0,000
80	25	50	4,87	108	2,740
115	25	30	4,98	106	3,197
150	45	30	4,85	98	5,023
80	5	30	4,93	103	3,882

Із збільшенням температури процесу естерифікації (рис. 4.4) температура спалаху дизельного біопалива зменшується, що пояснюється підвищенням вмістом надлишкового метилового спирту, який краще змішується в суміш при збільшенні температури процесу естерифікації.

Також встановлено (рис. 4.5), що зі збільшенням часу перемішування від 10 до 30 хв. температура спалаху дизельного біопалива зменшується, що пояснюється неповним проходженням реакції естерифікації за рахунок недостатнього змішування рослинної олії з метиловим спиртом. А при збільшенні часу перемішування від 30 до 50 хв. температура спалаху дизельного біопалива збільшується, що пояснюється кращим проходженням процесу естерифікації, в результаті чого надлишковий метиловий спирт випаровується. Отже, час перемішування при виробництві дизельного біопалива не повинен бути меншим за 30 хв.



**Рис. 4.3. Залежність кінематичної в'язкості дизельного біопалива від часу процесу естерифікації**

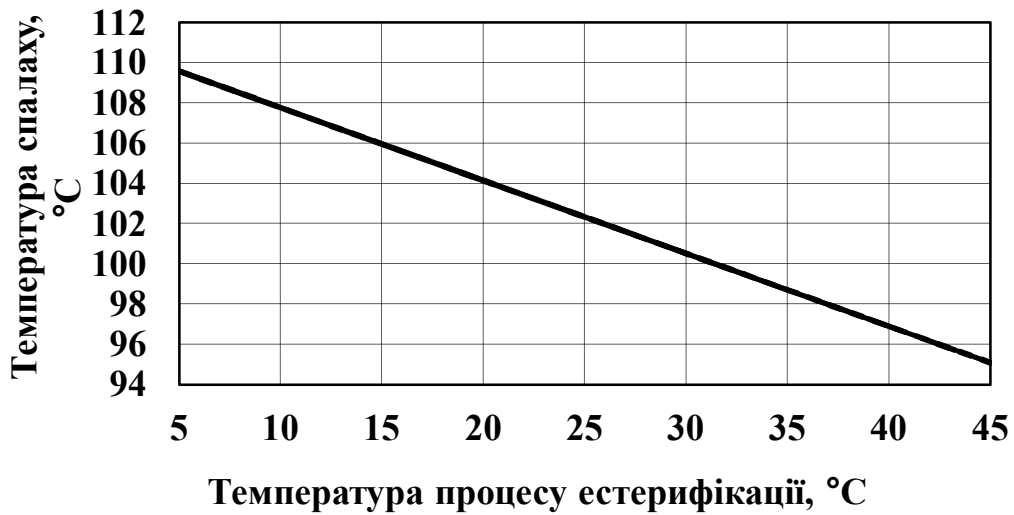


Рис. 4.4. Залежність температури спалаху дизельного біопалива від температури процесу естерифікації

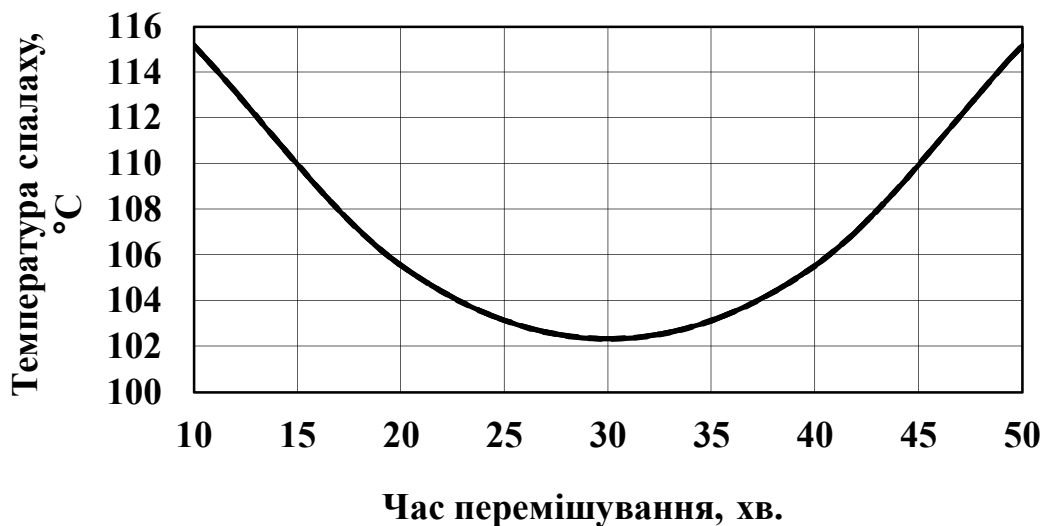


Рис. 4.5. Залежність температури спалаху від часу перемішування

За результатами даного експерименту отримано математичну модель для кінематичної в'язкості дизельного біопалива та температури спалаху, які мають наступний вигляд:

$$\nu = 6,7360 - 0,0367\tau; \quad (4.1)$$

$$T_c = 246,3173 - 0,1685T + 0,0321\tau^2. \quad (4.2)$$

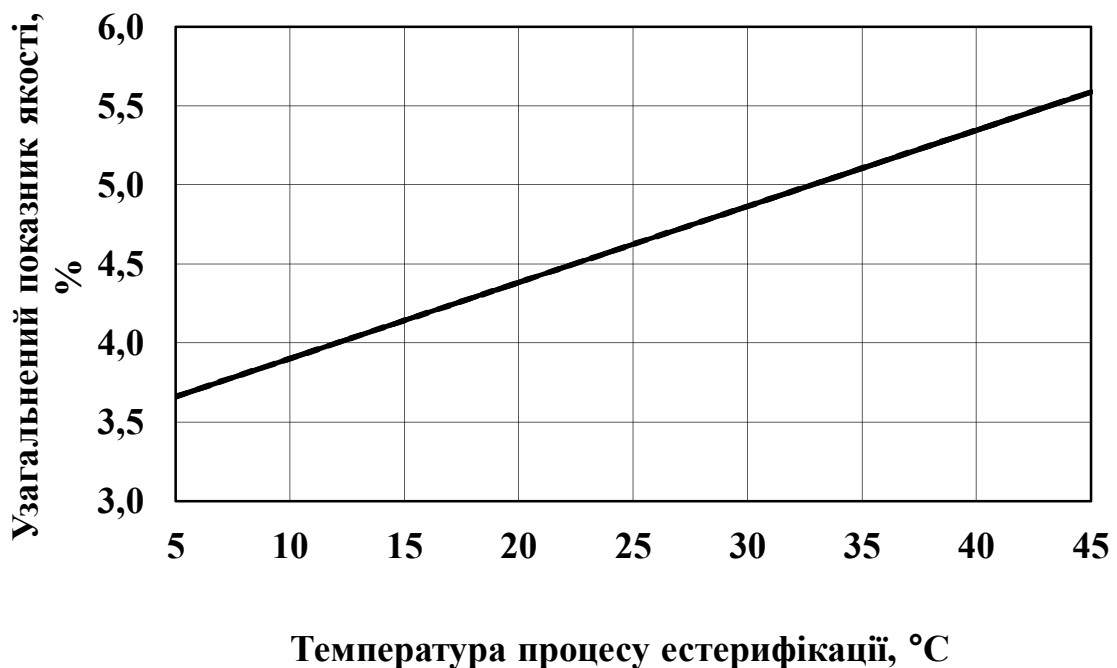
Методом експертної оцінки [197] було визначено вагомість показника кінематичної в'язкості палива ( $\alpha$ ), вагомість показника температури спалаху ( $\beta$ ) та сумарну вагомість інших показників. В анкеті для опитування кожен експерт надавав свої оцінки вагомості показників, сума яких не перевищувала 100 %. Дані опитування експертів приведені в таблиці 4.2.

**Таблиця 4.2. Отримані та обчислювані дані експертної оцінки**

$n$ п/п	Ваговий коефіцієнт ( $K$ ), од.	Вагомість показника кінематичної в'язкості $\alpha$ , %	Вагомість показника температури спалаху $\beta$ , %	Сумарна вагомість інших показників, що характеризують якість дизельного біопалива, %
1	5	30	20	50
2	2	20	20	60
3	2	30	10	60
4	1	70	20	10
5	5	50	20	30
6	5	50	20	30
7	2	20	10	70
8	5	30	60	10
9	2	50	30	20
10	2	30	10	60
11	1	50	30	20
12	5	10	30	60
13	1	50	40	10
14	1	5	40	55
15	2	2	13	85
16	2	40	40	20
17	2	10	30	60
18	1	30	40	30
19	2	40	40	20
20	2	25	25	50
Середнє значення, %		32,1	27,4	40,5
Зважене середнє арифметичне ( $M$ ), %		79,45	68,8	101,75
Середнє квадратичне відхилення ( $\delta$ ), %		17,98	13,13	22,87
Коефіцієнт варіації ( $C$ ), %		22,63	19,09	22,48

Для отримання узагальненої думки експертів стосовно вагомості показників якості розраховувалося зважене середнє арифметичне та достовірність експертної оцінки. Отримане значення коефіцієнта варіації показників вагомості не перевищувало 30 %, що свідчить про правильний підбір експертної групи та можливість вважати отриманий результат значимим.

Аналіз залежності приведеної на рис. 4.6 показує, що зі збільшенням температури процесу естерифікації узагальнений показник якості дизельного біопалива збільшується, що пояснюється значним зменшенням температури спалаху.



**Рис. 4.6. Залежність узагальненого показника якості дизельного біопалива від температури процесу естерифікації**

Встановлено (рис. 4.7), що зі збільшенням часу перемішування та зменшенням температури процесу естерифікації, узагальнений показник якості дизельного біопалива зменшується, що пояснюється незначним підвищенням температури спалаху та зниженням кінематичної в'язкості.

Аналіз залежності приведеної на рис. 4.8 показує, що зі збільшенням часу перемішування від 30 до 50 хв. узагальнений показник якості дизельного біопалива зменшується, що пояснюється значним підвищенням температури спалаху.

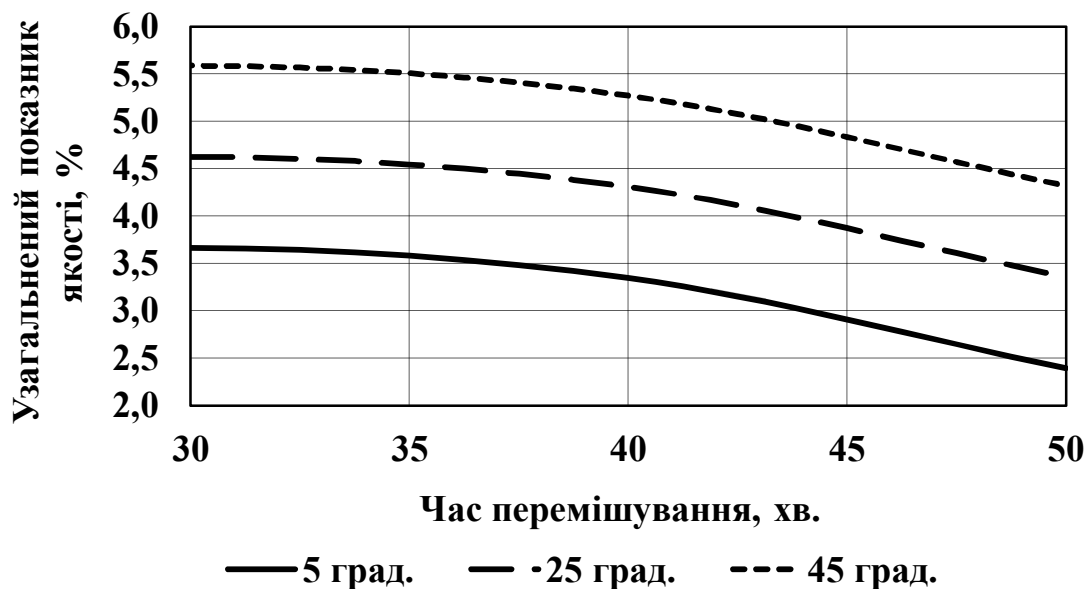


Рис. 4.7. Залежність узагальненого показника якості дизельного біопалива від часу перемішування та температури процесу естерифікації

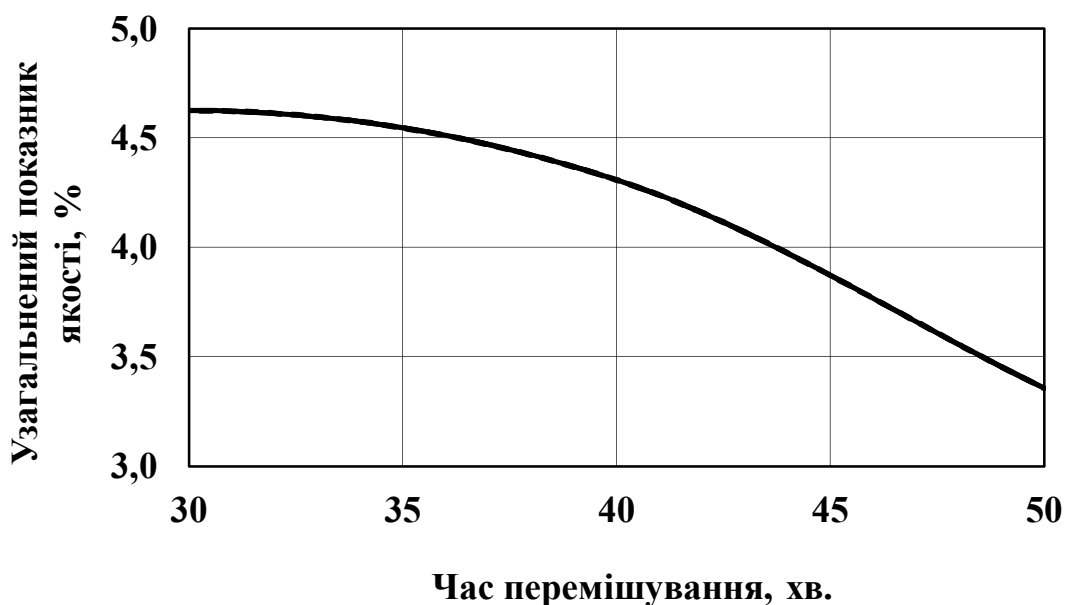


Рис. 4.8. Залежність узагальненого показника якості дизельного біопалива від часу перемішування

За результатами експерименту отримано математичну модель для визначення узагальненого показника якості дизельного біопалива в залежності від температури процесу естерифікації та часу перемішування:

$$P_{\text{я}} = - 7,7013 + 0,1096T - 0,0038\tau^2 \quad (4.3)$$

Таким чином, на основі експериментальних досліджень встановлено [221], що для процесу естерифікації ріпакової олії, узагальнений показник відхилення показників якості дизельного біопалива приймає мінімальне значення при температурі процесу естерифікації 5 °С та часі перемішування 50 хв. і становить від 2,4 до 3,7%.

#### **4.3. Вплив седиментації та концентрації реагентів на якість дизельного біопалива**

Отриманий метиловий ефір має відповідати якісним показникам згідно з ДСТУ 6081:2009, а саме: температура спалаху має бути не менше 120 °С (метод випробувань згідно ГОСТ 6356); кінематична в'язкість має бути в межах 3,5 – 5,0 мм<sup>2</sup>/с (метод випробувань згідно з ГОСТ 33).

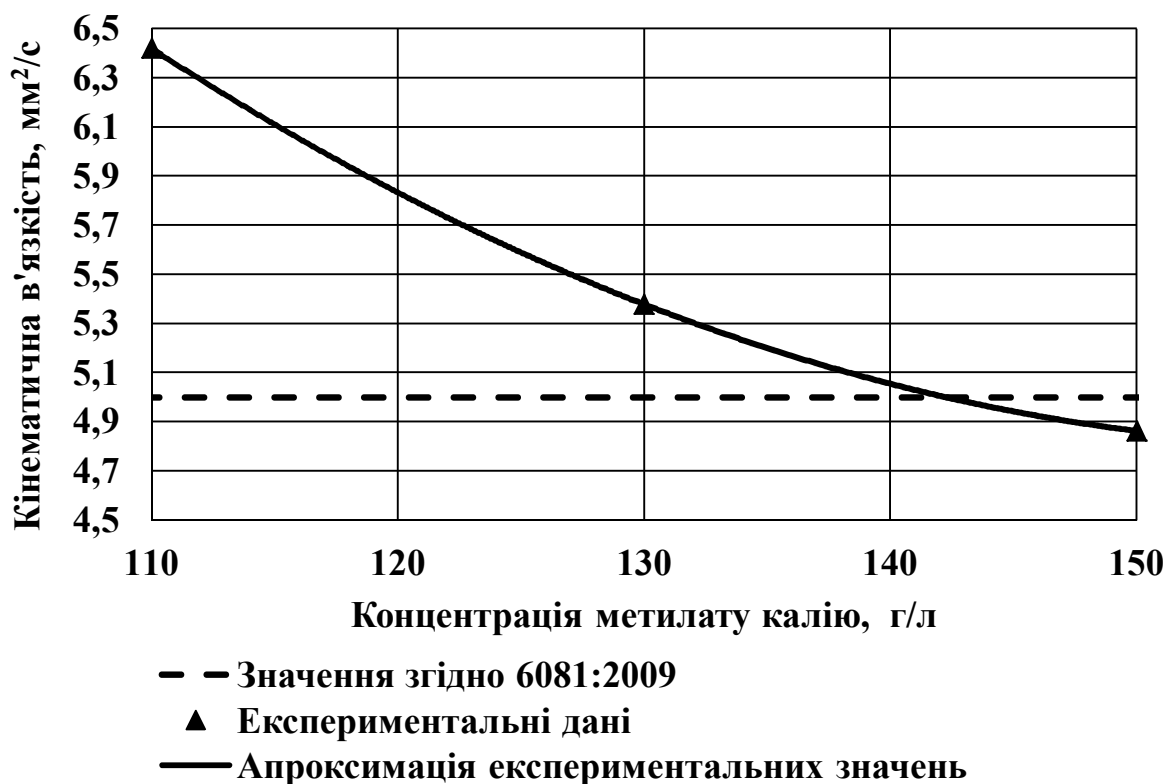
Для дизельного біопалива існує залежність між температурою спалаху та кінематичною в'язкістю. Якщо температура спалаху понад 120 °С, то кінематична в'язкість більша 5 мм<sup>2</sup>/с, і навпаки якщо кінематична в'язкість нижча 5 мм<sup>2</sup>/с, то температура спалаху менше 120 °С. Це пояснюється відсутністю (у першому випадку) або наявністю (у другому випадку) залишків метилового спирту в метиловому ефірі. Залишки метилового спирту підвищують кінематичну в'язкість та понижують температуру спалаху.

Для того щоб отримати якісний метиловий ефір необхідно для здійснення процесу естерифікації додавати метилат калія з надлишком, після чого отримане дизельне біопаливо піддають відгонці від залишків метилового

спирту при температурі його кипіння. При цьому, кінематична в'язкість лишається в межах норми і температура спалаху досягає потрібного значення.

У такому варіанті отримання дизельного біопалива існує ряд недоліків, а саме: перевитрата метилату калію та витрата електроенергії на підігрів метилового ефіру та продувку повітрям для видалення залишків метилату калію.

Нами було проведено експериментальні дослідження з використанням різних концентрацій метилату калію при естерифікації рослинної олії. На основі отриманих даних побудовано графічну залежність кінематичної в'язкості від концентрації метилату калію (рис. 4.9).

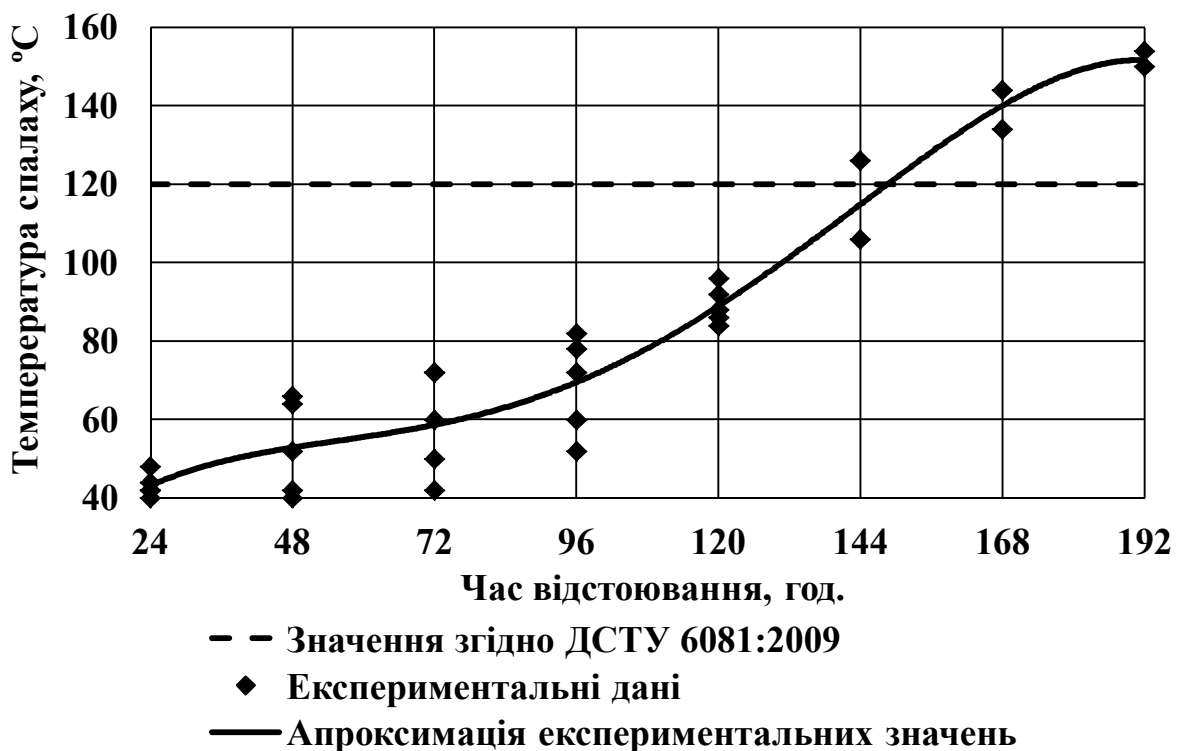


**Рис. 4.9. Залежність кінематичної в'язкості від концентрації метилату калію**

Аналіз показує, що із збільшенням концентрації метилату калію при естерифікації рослинної олії зменшується кінематична в'язкість, що обумовлено наявністю залишків метилового спирту, який розріджує метиловий

ефір. Таким чином, при додаванні 143 і більше грам метилату калію на один літр ріпакової олії кінематична в'язкість буде відповідати вимогам ДСТУ 6081:2009.

Нами також було проведено експериментальні дослідження по впливу часу седиментації (з вільним доступом повітря) метилового ефіру на значення його температури спалаху. Досліди проводилися без нагріву метилового ефіру і подачі повітря під тиском. На основі отриманих даних побудовано графічну залежність температури спалаху метилового ефіру від часу седиментації з доступом повітря (рис. 4.10).



**Рис. 4.10. Залежність температури спалаху від часу седиментації метилового ефіру з доступом повітря**

Аналіз показує, що із збільшенням часу седиментації метилового ефіру збільшується його температура спалаху, що пояснюється поступовим вивільненням залишків метилового спирту. Необхідний час седиментації метилового ефіру для отримання нормованої температури спалаху згідно ДСТУ 6081:2009 становить не менше 148 годин.

Таким чином, в результаті експериментальних досліджень впливу седиментації та концентрації реагентів на якість дизельного біопалива було встановлено, що для отримання дизельного біопалива, яке відповідає вимогам ДСТУ 6081:2009 необхідно використовувати метилат калію з концентрацією не менше 143 грам на один літр ріпакової олії та відстоювати отриманий метиловий ефір не менше 148 годин з доступом повітря [222]. Використання отриманих досліджень дозволяє підвищити економічну ефективність виробництва дизельного біопалива шляхом зменшення його собівартості.

#### **4.4. Дослідження властивостей дизельного біопалива на основі технічних олій**

Середня вартість технічної олії, яка накопичується при виробництві рослинної олії на олійно-жирових заводах становить менше половини дрібно гуртової ціни дизельного палива. У такому випадку вироблене із технічної олії дизельне біопаливо буде конкурентоздатним по своїй вартості із дизельним паливом.

Експериментальними дослідженнями, проведеними нами в науковій лабораторії технічних та біоенергетичних систем природокористування НУБіП України було встановлено кількісний вихід та якісні показники дизельного біопалива виробленого із технічної олії (табл. 4.3).

#### **Таблиця 4.3. Кількісний та якісний вихід дизельного біопалива виробленого із технічної олії**

Кількість рослинної олії, мл	200
Вихід дизельного біопалива, %	97,5
Кінематична в'язкість дизельного біопалива, мм <sup>2</sup> /с	4,55
Температура спалаху дизельного біопалива, °С	121

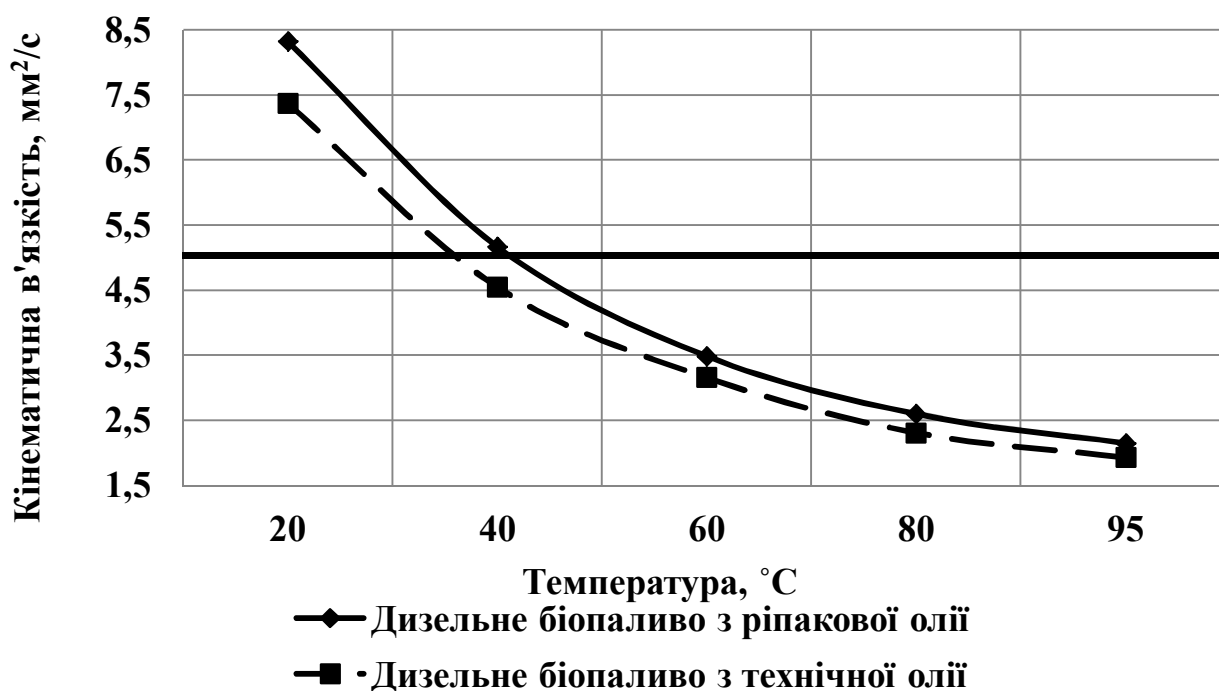
Як видно із таблиці, показники дизельного біопалива відповідають вимогам ДСТУ 6081:2009.

Для порівняння, було також проведено експериментальні дослідження залежності кінематичної в'язкості отриманого дизельного біопалива із різних олій від температури нагріву (табл. 4.4).

**Таблиця 4.4. Температура нагріву на кінематична в'язкість дизельного біопалива (мм<sup>2</sup>/с) із різних олій**

Температура, °С	Дизельне біопаливо із ріпаку	Дизельне біопаливо із соняшнику	Дизельне біопаливо із сої	Дизельне біопаливо із технічної олії
20	8,33	7,85	7,34	7,37
40	5,17	4,94	4,43	4,55
60	3,49	3,40	3,04	3,16
80	2,60	2,52	2,28	2,31
95	2,15	2,15	1,95	1,93

Результати досліджень впливу температури нагріву на кінематичну в'язкість отриманого дизельного біопалива із технічної олії приведено на рис. 4.11.



**Рис. 4.11. Залежність кінематичної в'язкості дизельного біопалива виробленого із технічної олії від температури нагріву**

Аналіз впливу температури нагріву на кінематичну в'язкість отриманого дизельного біопалива показав, що нормативне значення кінематичної в'язкості дизельного біопалива досягається при температурі нагріву 40 °С, а дизельне біопаливо вироблене із ріпакової олії досягає нормативного значення кінематичної в'язкості при температурі нагріву в межах від 43 до 44 °С.

Таким чином, у результаті експериментальних досліджень було встановлено, що кількісний вихід дизельного біопалива виробленого із технічної олії становить 97,5%. Кінематична в'язкість такого дизельного біопалива становить 4,55 мм<sup>2</sup>/с, температура спалаху 121 °С, що відповідає вимогам ДСТУ 6081:2009. Таким чином, виробництво дизельного біопалива із технічної олії має потужний сировинний потенціал і частково може замінити потреби у дизельному паливі в аграрному виробництві.

#### **4.5. Вплив кратності перемішування на якісні показники дизельного біопалива**

Удосконалення обладнання для виробництва дизельного біопалива на основі рослинних олій неможливе без виконання оцінки впливу основних режимних і технологічних параметрів обладнання на якість отриманого біопалива.

Тому, нами було експериментально досліджено вплив кратності перемішування на якісні показники дизельного біопалива при використанні циркуляційного перемішування компонентів суміші.

У результаті проведення експериментальних досліджень були отримані наступні дані, які наведені в таблиці 4.5.

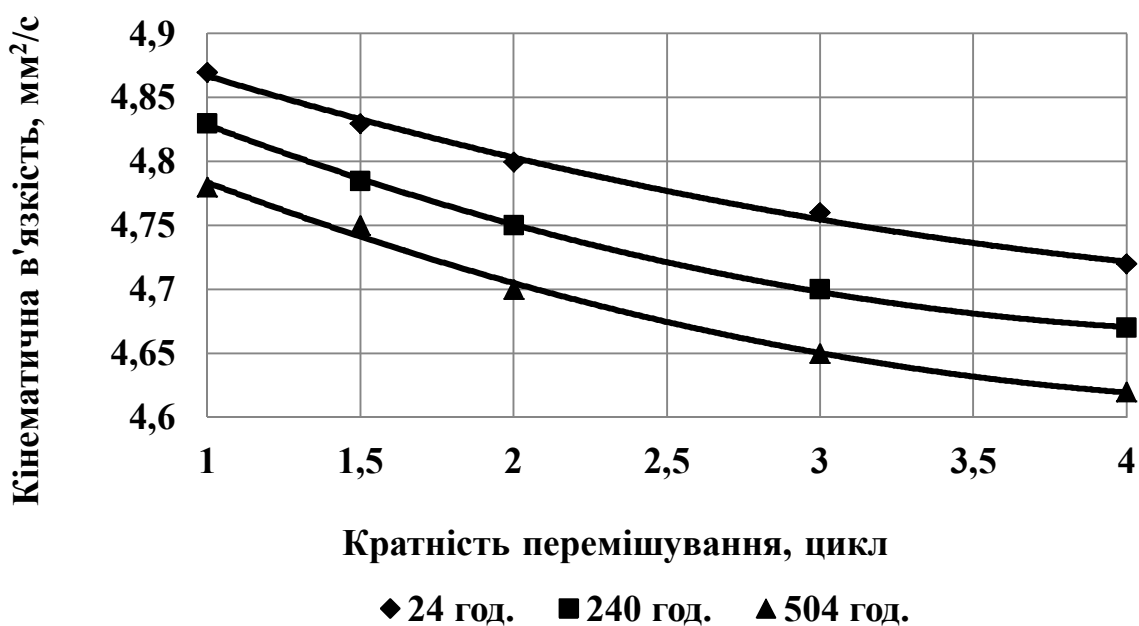
Було встановлено, що при збільшенні кратності перемішування, час розділення суміші зменшується, що пояснюється більш повним проходженням процесу естерифікації. Кількісний вихід дизельного біопалива при зміні кратності перемішування залишався практично незмінним і знаходився в межах від 94 до 95% (середнє значення становило 94,62%).

**Таблиця 4.5. Залежність кількісного виходу дизельного біопалива від кратності перемішування**

Технологічні параметри	Кратність перемішування				
	1	1,5	2	3	4
Число обертів насоса, об./хв.	200				
Час перемішування, с	34,5	51,75	69	103,5	138
Об'єм олії, мл	1000				
Об'єм метилату калію, мл	150				
Вихід дизельного біопалива, %	94,6	94,5	95	95	94
Вихід гліцеринового осаду, %	16,09	15,65	15,65	16,09	16,96
Час розділення суміші, хв.	50	45	44	41	38
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с	4,86	4,66	4,65	4,63	4,62
Температура спалаху, °С	136	138	139	140	142

Аналіз впливу кратності перемішування на кінематичну в'язкість дизельного біопалива (рис. 4.12) показав, що зі збільшенням кратності перемішування кінематична в'язкість зменшується.

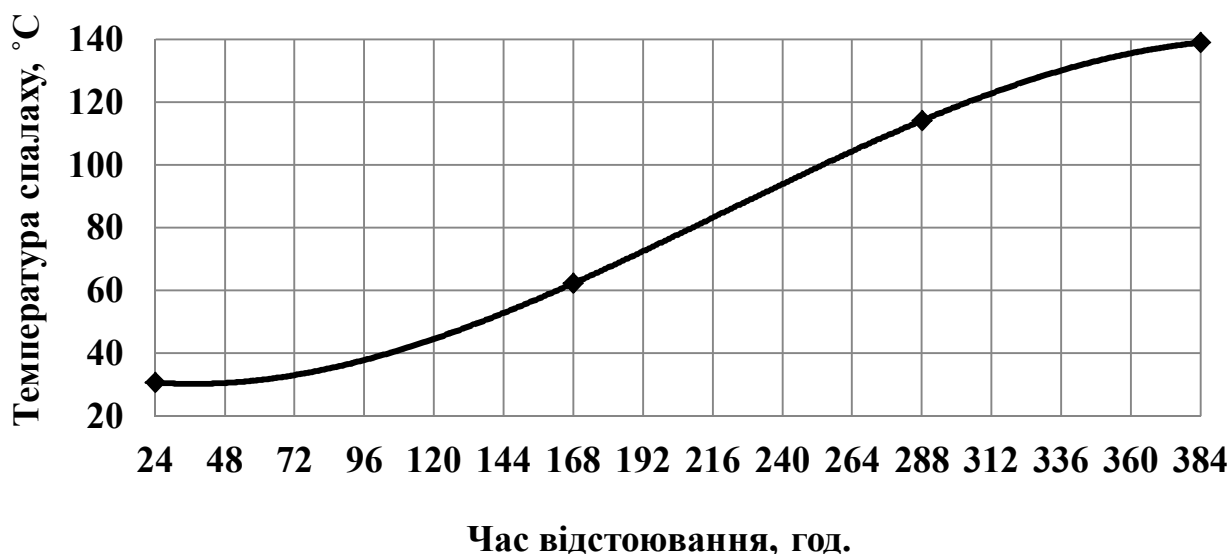
Мінімальне значення кінематичної в'язкості досягається при 4 кратному перемішуванні суміші і становить 4,62 мм<sup>2</sup>/с. Хоча всі отримані показники відповідають вимогам ДСТУ 6081:2009, адже мають значення менше 5 мм<sup>2</sup>/с.



**Рис. 4.12. Вплив кратності перемішування та часу відстоювання з доступом повітря на кінематичну в'язкість дизельного біопалива**

Встановлено також, що зі збільшенням часу відстоювання від 24 до 168 год. з відкритим доступом повітря, температура спалаху поступово збільшується (рис. 4.13), при часі відстоювання від 168 до 288 год. зростає пропорційно часу, а при часі відстоювання від 288 до 384 год. ріст температура спалаху з відкритим доступом повітря сповільнюється. Температура спалаху дизельного біопалива відповідає вимогам ДСТУ 6081:2009, а саме 120°C, при часі відстоювання з відкритим доступом повітря більше 308 год. При цьому кратність перемішування практично не впливає на значення температури спалаху, оскільки при відстоюванні упродовж 504 год. та зміні кратності перемішування від 1 до 4, температура спалаху знаходилася в межах від 136 до 142°C (середнє значення становило 139°C).

При відстоюванні без доступу повітря температура спалаху дизельного біопалива не досягає нормативних значень згідно ДСТУ 6081:2009.



**Рис. 4.13. Вплив часу відстоювання з доступом повітря на температуру спалаху дизельного біопалива**

За результатами експерименту отримано рівняння регресії у вигляді поліному третього порядку, яке пов'язує температура спалаху дизельного біопалива з часом відстоювання з відкритим доступом повітря і має наступний вигляд:

$$T_C = -4E-06\tau^3 + 0,0029\tau^2 - 0,1996\tau + 33,956 \quad (4.4)$$

де  $T_C$  – температура спалаху, °C;  $\tau$  – час відстоювання з відкритим доступом повітря, год.

Таким чином, експериментально встановлено, що кратність перемішування не впливає на кількісний вихід дизельного біопалива та його температуру спалаху, яка залежить лише від часу відстоювання з доступом повітря. Кінематична в'язкість дизельного біопалива зменшується при збільшенні кратності перемішування та часу відстоювання з доступом повітря, однак в межах значень кратності перемішування від 1 до 4, значення кінематичної в'язкості дизельного біопалива не виходить за межі нормативних значень.

#### **4.6. Визначення питомої енергомісткості обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням механічного перемішування**

Дослідження процесу естерифікації рослинної олії проводилося в лабораторних умовах з використанням водяної термобані для підігріву та підтримування температури суміші, а також об'ємно-лопатевої мішалки. Для встановлення взаємозв'язку впливу часу ( $\tau_M$ ), частоти обертання об'ємно-лопатевої мішалки ( $n$ ) та робочої температури процесу ( $T$ ) на питому енергомісткість процесу естерифікації ( $E_M$ ) було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна.

Під час проведення експерименту визначалися (табл. 4.4): час нагріву ( $\tau_H$ ), час відстоювання суміші ( $\tau_B$ ), спожита електроенергія на підігрів суміші, її перемішування та підтримання температури процесу естерифікації ( $W$ ), вихід дизельного біопалива  $V_{дбп}$ .

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння

регресії у вигляді поліному другого порядку, яке має вигляд:

$$E_M = -3,7120 - 0,0368T + 0,0842n - 0,0119\tau + 0,0112T^2 - 0,0004n^2 + \\ + 0,0006\tau^2 - 0,0003Tn + 0,0030T\tau + 0,0010n\tau. \quad (4.5)$$

**Таблиця. 4.6** Вимірювані та розрахункові величини

$\tau_H$ , хв.	$\tau_B$ , хв.	$W$ , кВт год	$V_{ДБП}$ , мл	$V_{СМ}$ , мл	$k_{ДБП}$ , %	$Q$ , м <sup>3</sup> /год.	$E_M$ , кВт год./м <sup>3</sup>
16	34	0,01052	365	460	91,3	0,0002738	28,83
0	189	0,00150	370	455	92,5	0,0001014	4,05
16	43	0,00977	355	455	88,8	0,0002393	27,53
0	83	0,00225	370	455	92,5	0,0001965	6,08
16	26	0,01285	365	455	91,3	0,0002380	35,22
0	168	0,00067	370	460	92,5	0,0001247	1,80
16	60	0,00868	375	470	93,8	0,0002616	23,15
0	60	0,00333	370	455	92,5	0,0002018	9,01
8	58	0,00661	370	455	92,5	0,0001914	17,85
8	140	0,00311	375	465	93,8	0,0001424	8,28
8	120	0,00336	375	460	93,8	0,0001630	8,95
8	76	0,00536	372	460	93,0	0,0001666	14,40
8	44	0,00470	370	460	92,5	0,0002707	12,70
16	44	0,00465	370	460	92,5	0,0002707	12,56
0	44	0,00460	370	460	92,5	0,0002707	12,43

Аналіз рівняння регресії показує, що зі збільшенням температури процесу естерифікації питома енергомідкість зростає, що пояснюється збільшенням споживання електроенергії на нагрів та підтримання температури процесу естерифікації (рис. 4.14). Із збільшенням частоти обертання мішалки питома енергомідкість зростає в незначній мірі (рис. 4.15), що пояснюється збільшенням споживання електроенергії на перемішування суміші.

Аналіз взаємного впливу частоти обертання мішалки і температури суміші (рис. 4.16) показав, що зі збільшенням частоти обертання мішалки та температури процесу естерифікації питома енергомідкість збільшується, що пояснюється збільшенням витрат електроенергії на нагрів, підтримування температури процесу естерифікації та перемішування суміші.

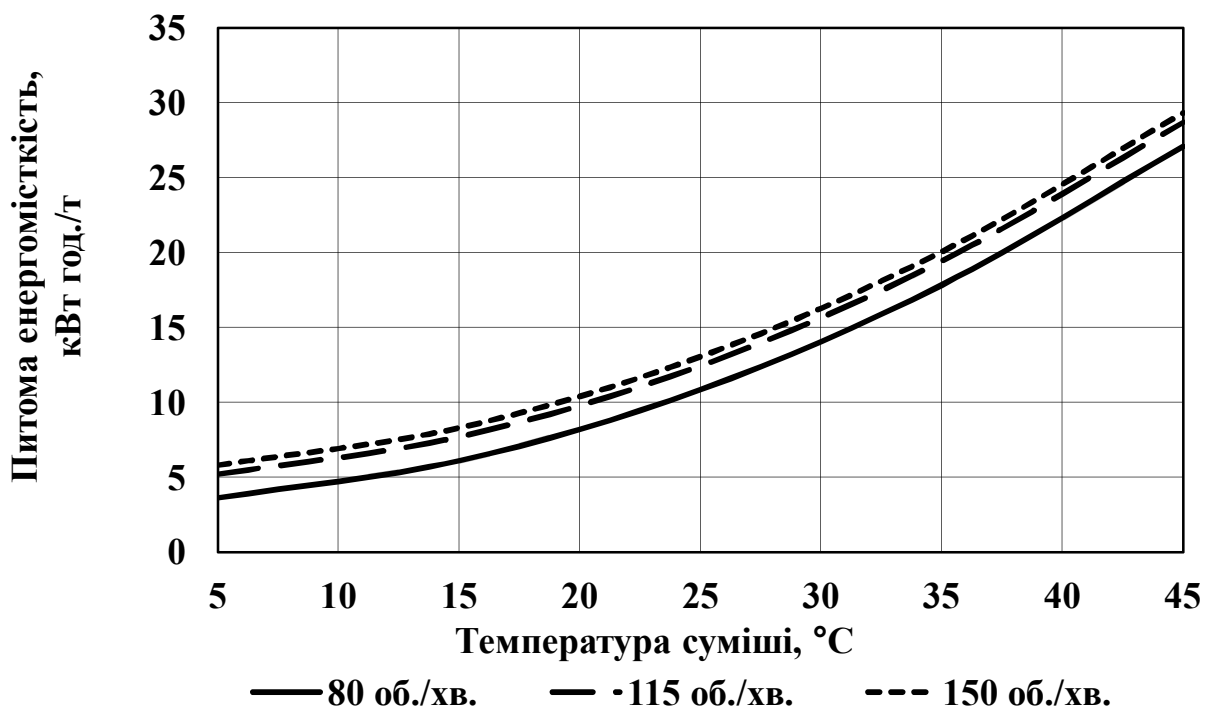


Рис. 4.14. Залежність питомої енергомісткості процесу від температури суміші при часі перемішування 30 хв.

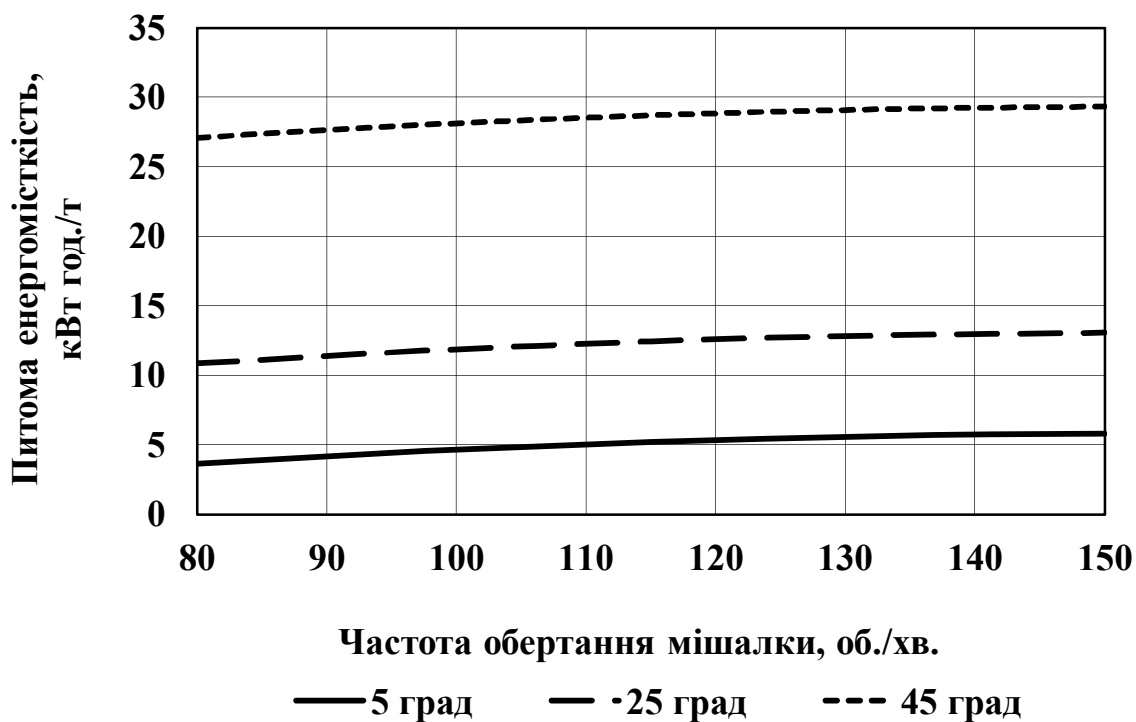
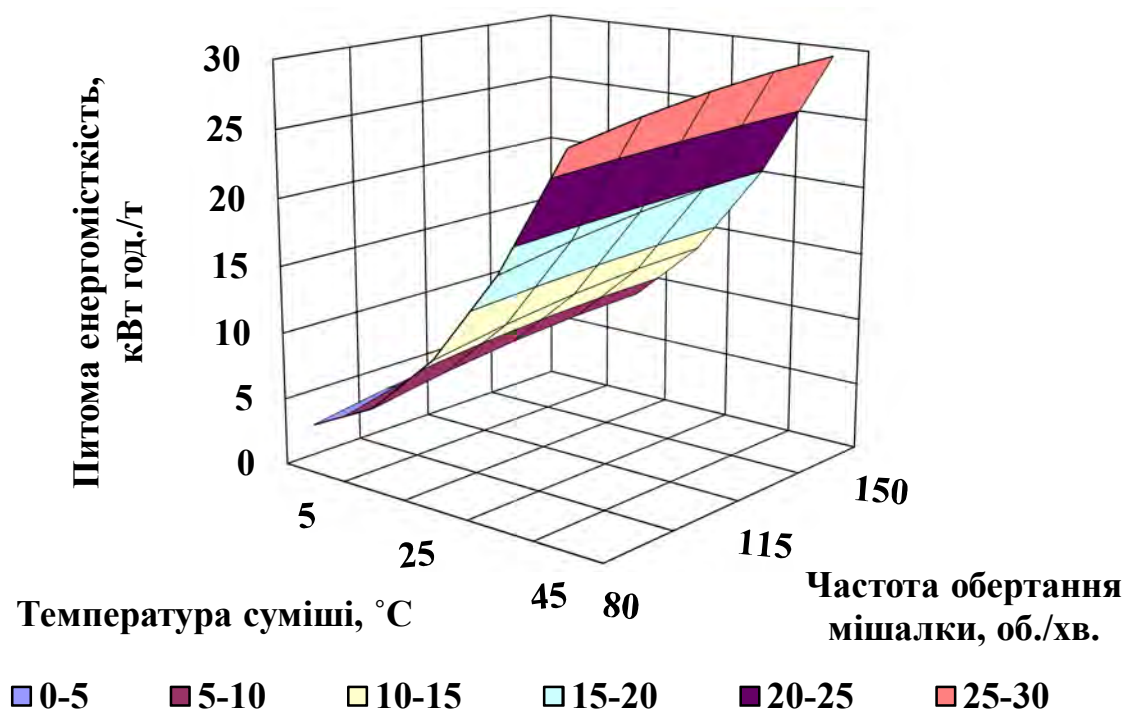


Рис. 4.15. Залежність питомої енергомісткості процесу від частоти обертання мішалки та температури процесу естерифікації при часі перемішування 30 хв.

Мінімальна питома енергомiсткiсть становить 4 кВт год./т при температурi процесу естерифiкацiї 5 °С та частотi обертання мiшалки 80 об./хв.



**Рис. 4.16. Залежнiсть питомої енергомiсткостi процесу вiд температури процесу естерифiкацiї та частоти обертання мiшалки**

Встановлено також (рис. 4.17), що питома енергомiсткiсть збiльшується при збiльшеннi часу перемiшування, що пояснюється збiльшенням споживання електроенергiї на нагрiв та пiдтримання температури процесу естерифiкацiї.

iз збiльшенням температури сумiшi питома енергомiсткiсть процесу збiльшується залежно вiд температури процесу естерифiкацiї (рис. 4.18), що пояснюється збiльшенням споживання електроенергiї на нагрiв та пiдтримування температури процесу естерифiкацiї.

Аналiз впливу часу перемiшування та температури процесу естерифiкацiї (рис. 4.19) показав, що при збiльшеннi часу перемiшування та температури процесу збiльшується питома енергомiсткiсть процесу, що пояснюється збiльшенням енерговитрат на нагрiв та пiдтримування процесу естерифiкацiї, залежно вiд збiльшення часу перемiшування.

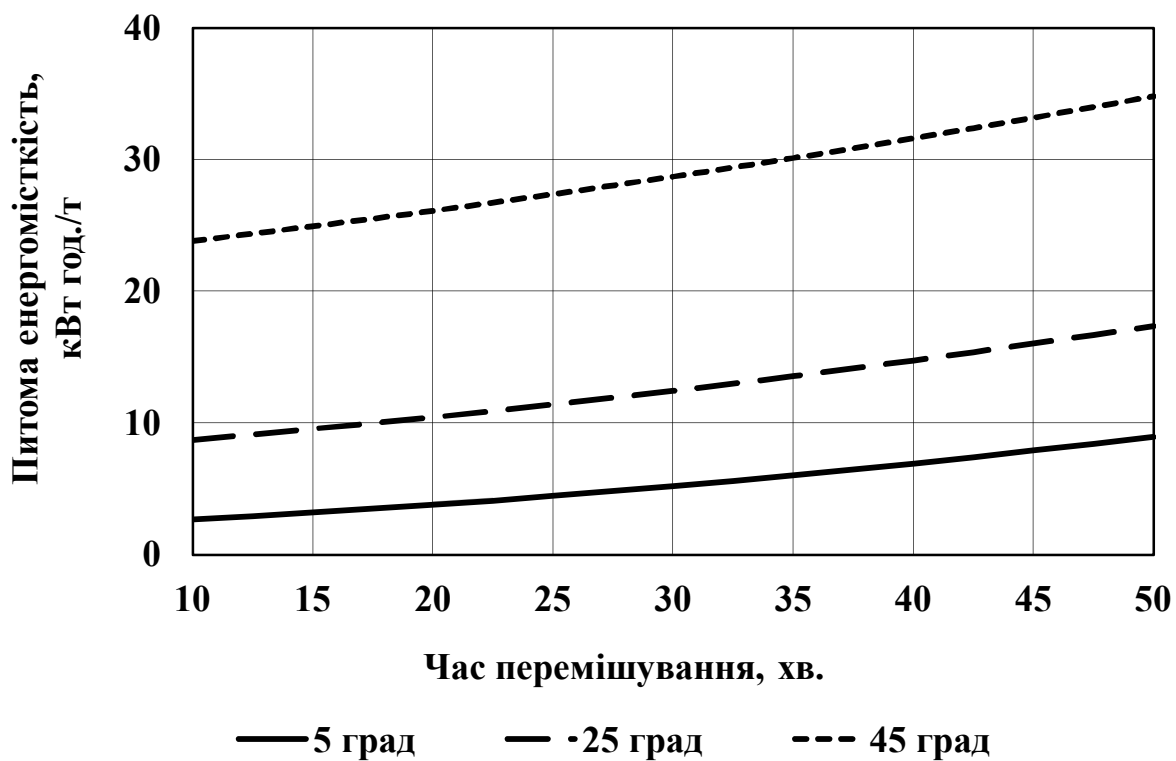


Рис. 4.17. Залежність питомої енергомісткості процесу від часу перемішування суміші при частоті обертання 115 об./хв.

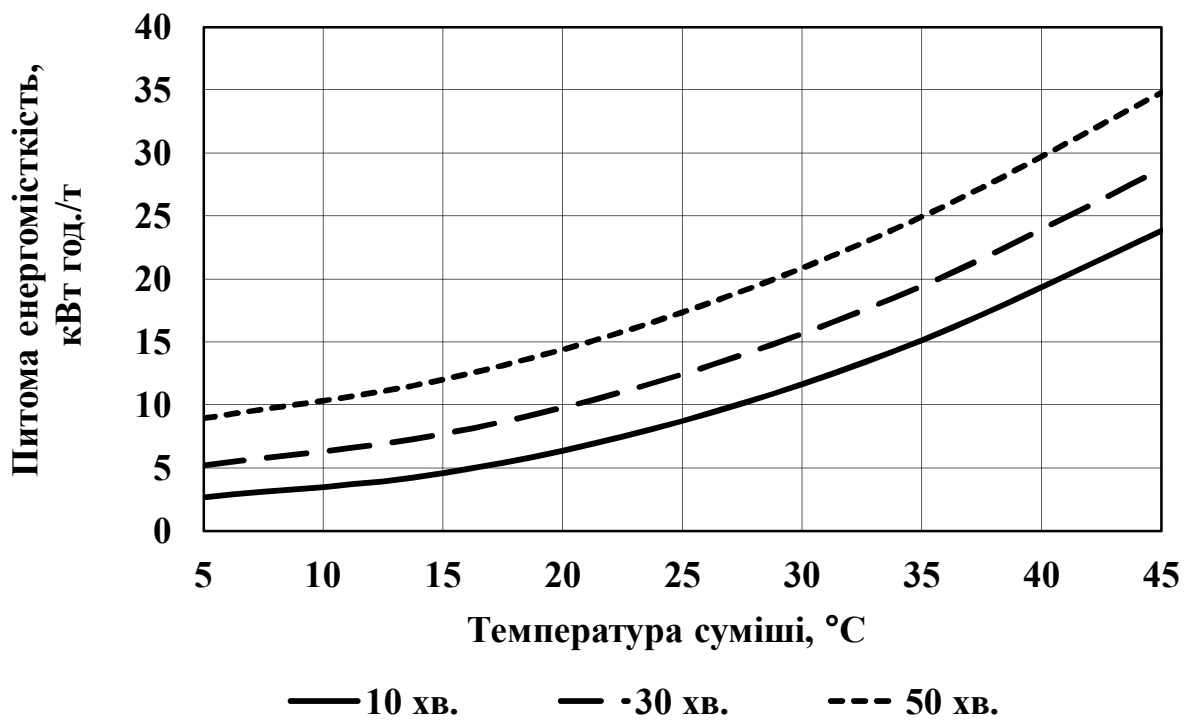
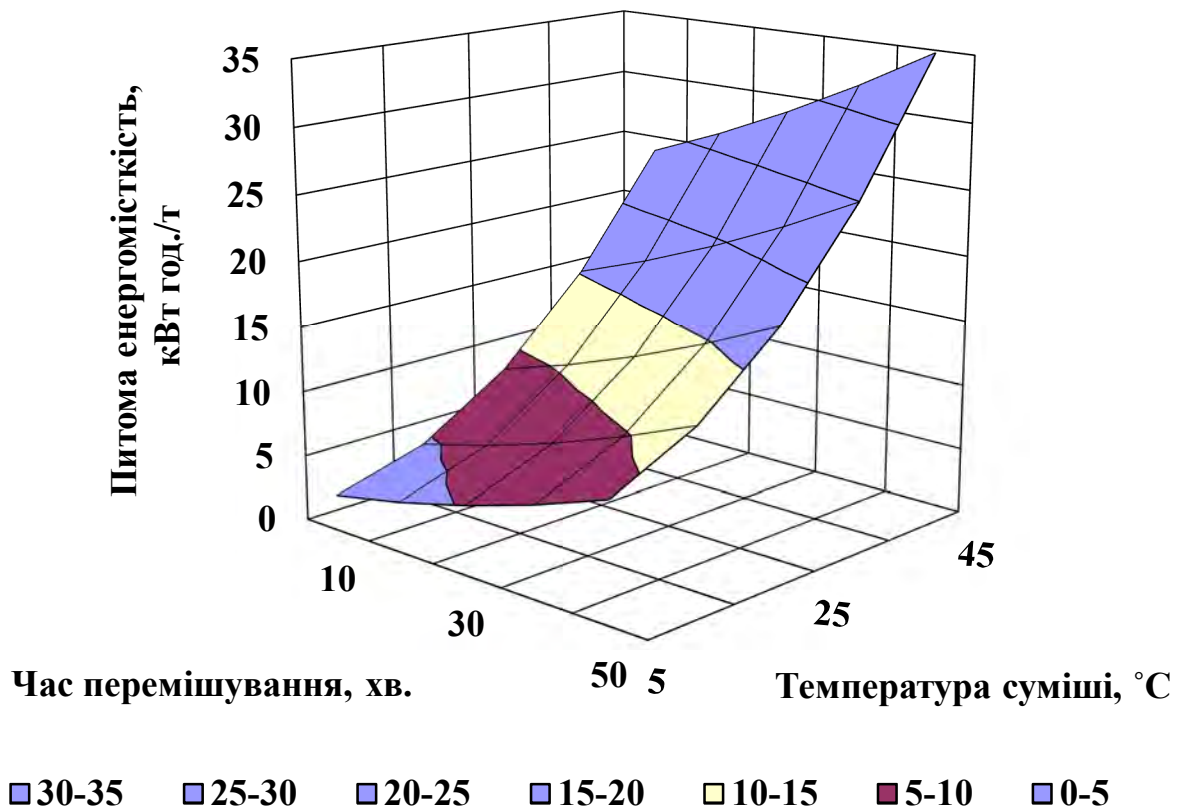


Рис. 4.18. Залежність питомої енергомісткості процесу від температури процесу естерифікації при частоті обертання мішалки 115 об./хв.

Мінімальна питома енергомiсткiсть процесу становить 2,3 кВт·год./т при часi перемiшування 10 хв та температурi процесу естерифiкацiї 5 °С.



**Рис. 4.19. Залежнiсть питомої енергомiсткостi процесу вiд температури процесу естерифiкацiї та часу перемiшування**

Питома енергомiсткiсть процесу збiльшується також зi збiльшенням частоти обертання мiшалки, що пояснюється збiльшенням споживання електроенергiї на перемiшування сумiшi (рис. 4.20). При часi перемiшування 10 хв та змiнi частоти обертання мiшалки питома енергомiсткiсть була практично незмiнною, що пояснюється взаємним збiльшенням спожитої електроенергiї на перемiшування та продуктивностi процесу естерифiкацiї. Встановлено, що при збiльшеннi частоти обертання мiшалки питома енергомiсткiсть збiльшується (рис. 4.21) залежно вiд збiльшення часу перемiшування сумiшi, що пояснюється збiльшенням споживання електроенергiї на нагрiв та перемiшування сумiшi.

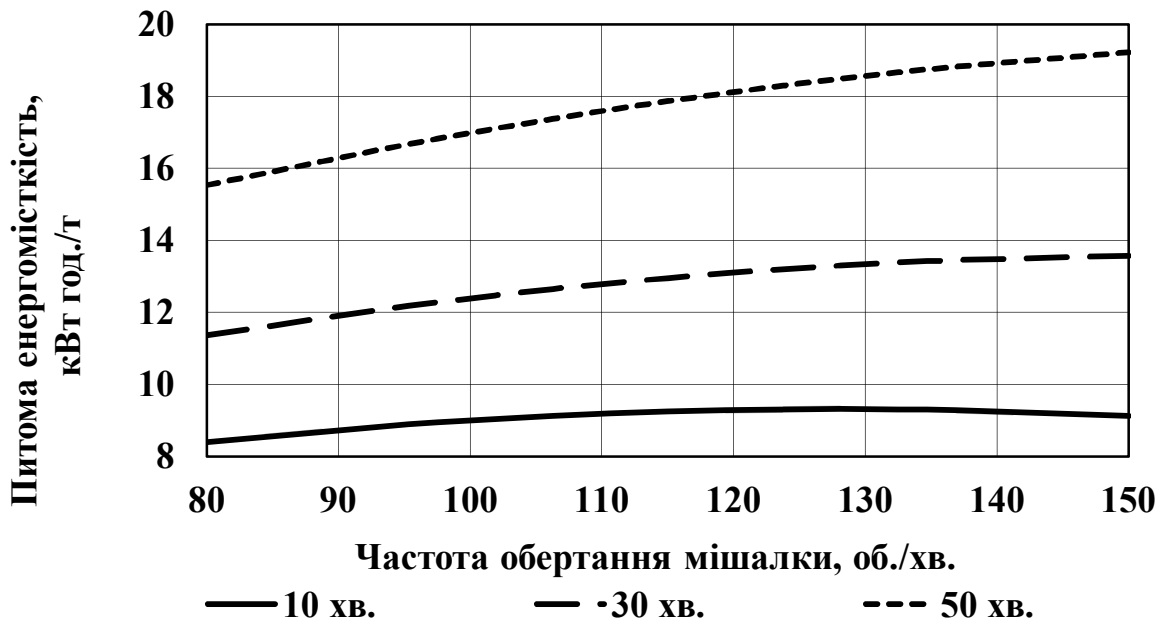


Рис. 4.20. Залежність питомої енергомосткості процесу від частоти обертання мішалки при температурі суміші 25 °С

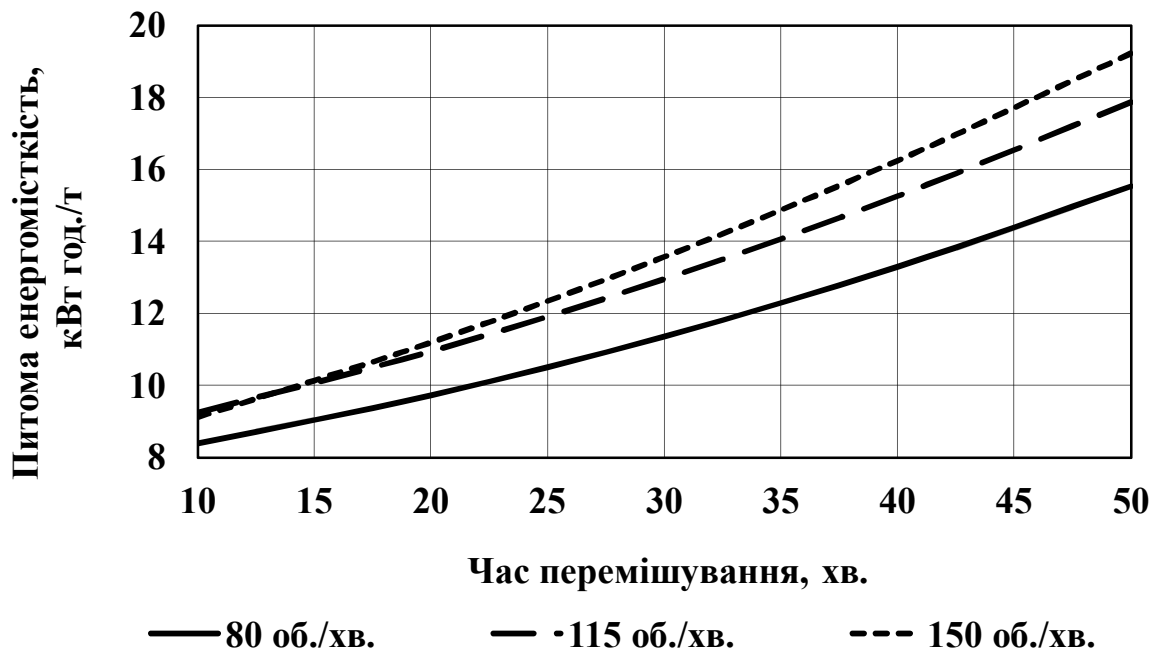
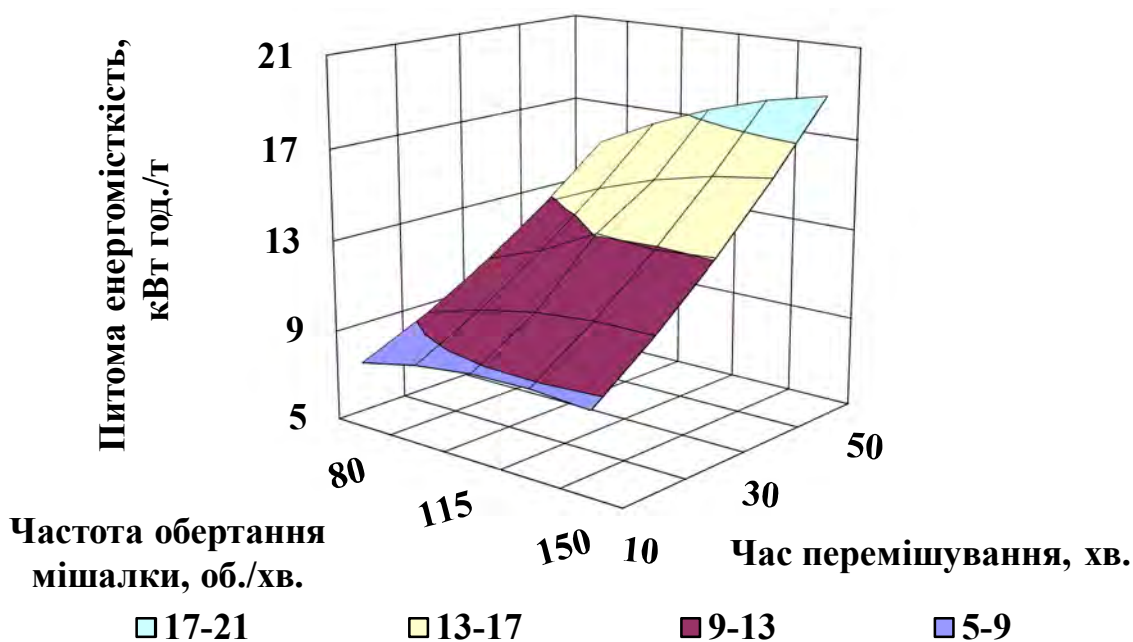


Рис. 4.21. Залежність питомої енергомосткості процесу від часу перемішування при температурі суміші 25 °С

Аналіз впливу частоти обертання мішалки та часу перемішування показав, що (рис. 4.22) зі збільшенням частоти обертання мішалки, залежно від

часу перемішування, питома енергомісткість лишається практично незмінною, що пояснюється одночасним збільшенням витрат енергії та продуктивності процесу на всьому проміжку часу. Мінімальна питома енергомісткість становить 7,6 кВт год./т при частоті обертання 80 об./хв. та часі перемішування 10 хв.



**Рис. 4.22. Залежність питомої енергомісткості процесу від частоти обертання мішалки та часу перемішування**

Отже, мінімальна питома енергомісткість процесу естерифікації ріпакової олії становить від 2,3 до 7,6 кВт год./т при частоті обертання мішалки 80 об./хв., часі перемішування 10 хв. та температурі процесу естерифікації 5 °С. Зважаючи на те, що отримання якісного дизельного біопалива можливе при цих же параметрах, але часі перемішування біля 50 хв [223], необхідно удосконалювати технологічний процес виробництва дизельного біопалива в напрямку використання обладнання з перемішуванням на початку процесу, для проходження реакції естерифікації, та в кінці, для видалення надлишкового метилового спирту.

#### **4.7. Вплив параметрів гідромеханічної мішалки на її частоту обертання при виробництві дизельного біопалива**

За останній час обладнання для виробництва дизельного біопалива вдосконалювалося в напрямку зменшення металоємності та енергоємності, спрощення процесу виробництва при дотриманні якісних показників дизельного біопалива.

Потреби виробництва спонукають до спрощення обладнання для виробництва дизельного біопалива, мінімального використання додаткового обладнання для перекачування рослинної олії, метилату калію та відкачування отриманих фракцій, що дозволить зменшити його вартість. Одним із перспективних напрямків вдосконалення обладнання для виробництва дизельного біопалива є використання гідромеханічного перемішування в процесі естерифікації на противагу використанню механічних мішалок [224].

Однак, питання визначення параметрів обладнання для виробництва дизельного біопалива на основі гідромеханічного перемішування залишається недослідженим. Тому необхідно провести експериментальні дослідження залежності частоти обертання гідрореактивної мішалки від її параметрів.

Експериментальні дослідження залежності частоти обертання гідромеханічної мішалки від її параметрів проводилися в лабораторних умовах з використанням рослинної олії, експериментальної установки з гідромеханічною мішалкою, а також гідронасоса. Для встановлення взаємозв'язку впливу діаметра форсунки ( $d$ ), частоти обертання насоса ( $n_H$ ) та кута нахилу лопатки ( $\alpha$ ) на частоту обертання гідромеханічної мішалки ( $n_G$ ) було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна. Значення заданих та вимірюваних величин під час досліджень представлено в таблиці 4.7.

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному другого порядку, яке має вигляд:

$$n_G = 31,2125 - 37,0389d + 0,0763n_H - 0,3432\alpha + 7,0722d^2 +$$

$$+0,002\alpha^2 - 0,0079dn_H \quad (4.6)$$

Аналіз залежностей (рис. 4.23) показує, що зі збільшенням діаметра форсунок зменшується частота обертання гідромеханічної мішалки, за рахунок зменшення реактивної сили, яка рухає гідромеханічну мішалку завдяки зменшенню швидкості вильоту струї.

**Таблиця. 4.7** Значення заданих та вимірюваних величин під час досліджень

№ п/п досліджу	Діаметр форсунок, мм ( $d$ )	Частота обертання насоса, об./хв. ( $n_H$ )	Кут нахилу лопаток, ( $\alpha$ ) <sup>0</sup>	Частота обертання гідромеханічної мішалки, ( $n_r$ )
1	2,5	1400	60	26
2	1,5	700	60	17,5
3	2,5	700	60	3
4	1,5	1400	60	46
5	2,5	1050	90	16
6	1,5	1050	30	38,5
7	2,5	1050	30	20
8	1,5	1050	90	31
9	2,0	1400	90	31
10	2,0	700	30	12,7
11	2,0	1400	30	40
12	2,0	700	90	9
13	2,0	1050	60	23
14	2,0	1050	60	22,8
15	2,0	1050	60	23

Зі збільшенням частоти обертання насоса частота обертання гідромеханічної мішалки збільшується (рис. 4.24), що пояснюється збільшенням масового розходу рідини через форсунки.

Аналіз взаємного впливу частоти обертання насоса і діаметра форсунок на частоту обертання гідромеханічної мішалки (рис. 4.25) показав, що зі збільшенням частоти обертання насоса та зменшенням діаметру форсунок, частота обертання гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок

збільшення швидкості вильоту струї та збільшенням масового розходу рідини через форсунку.

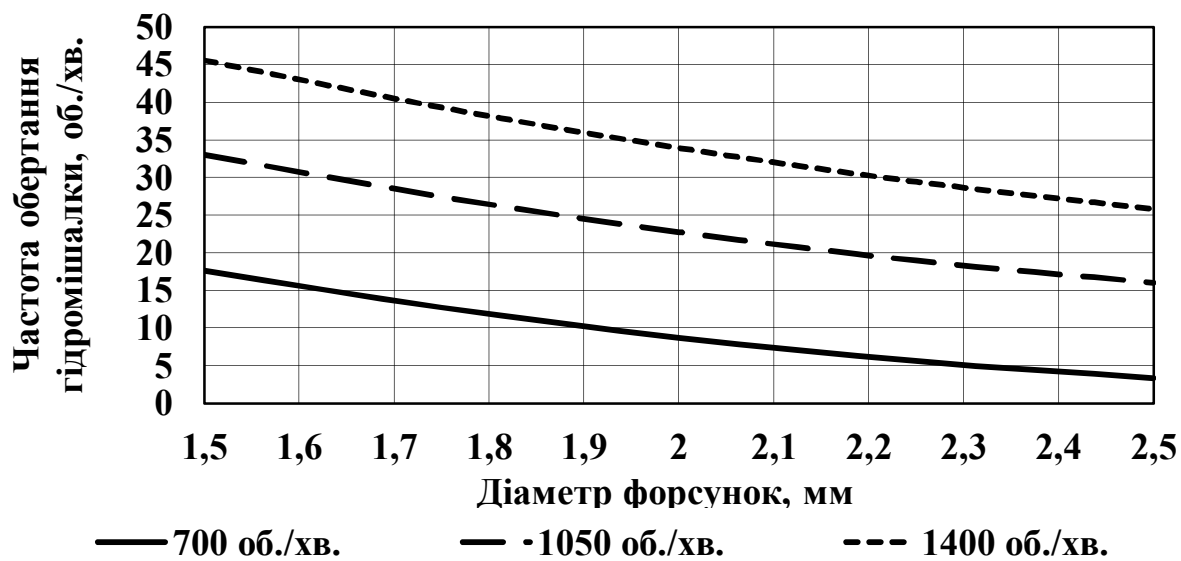


Рис. 4.23. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок при куті нахилу лопаток  $60^\circ$

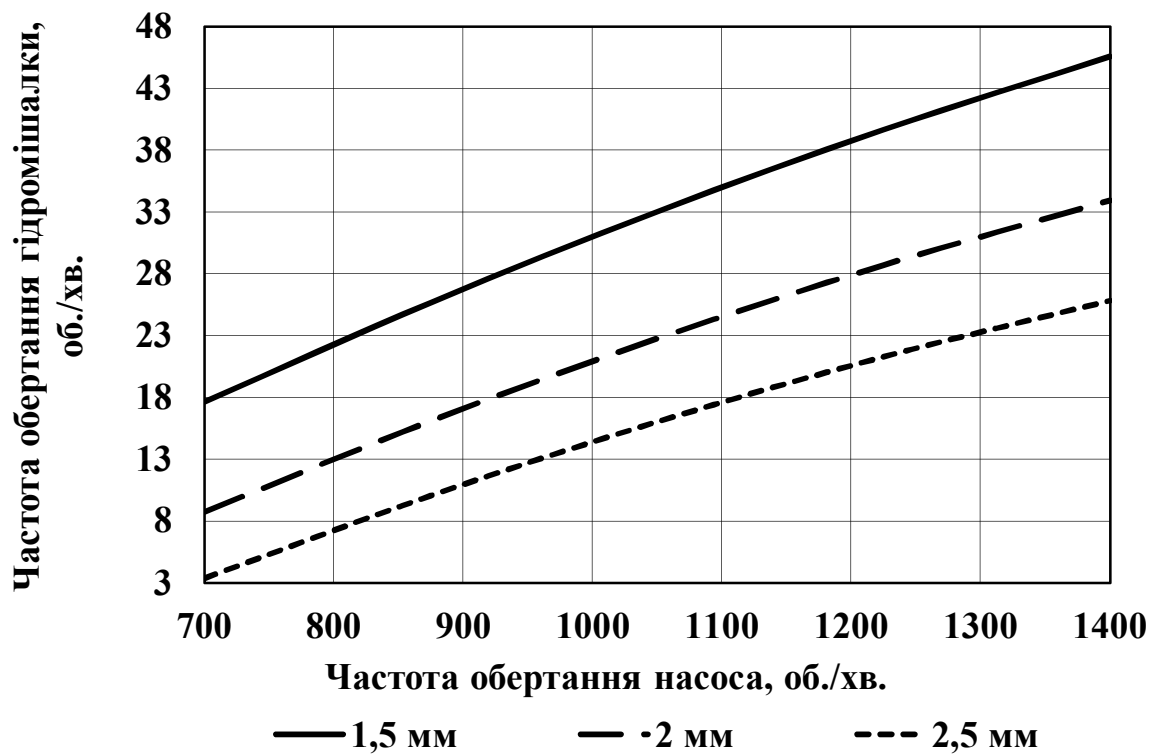
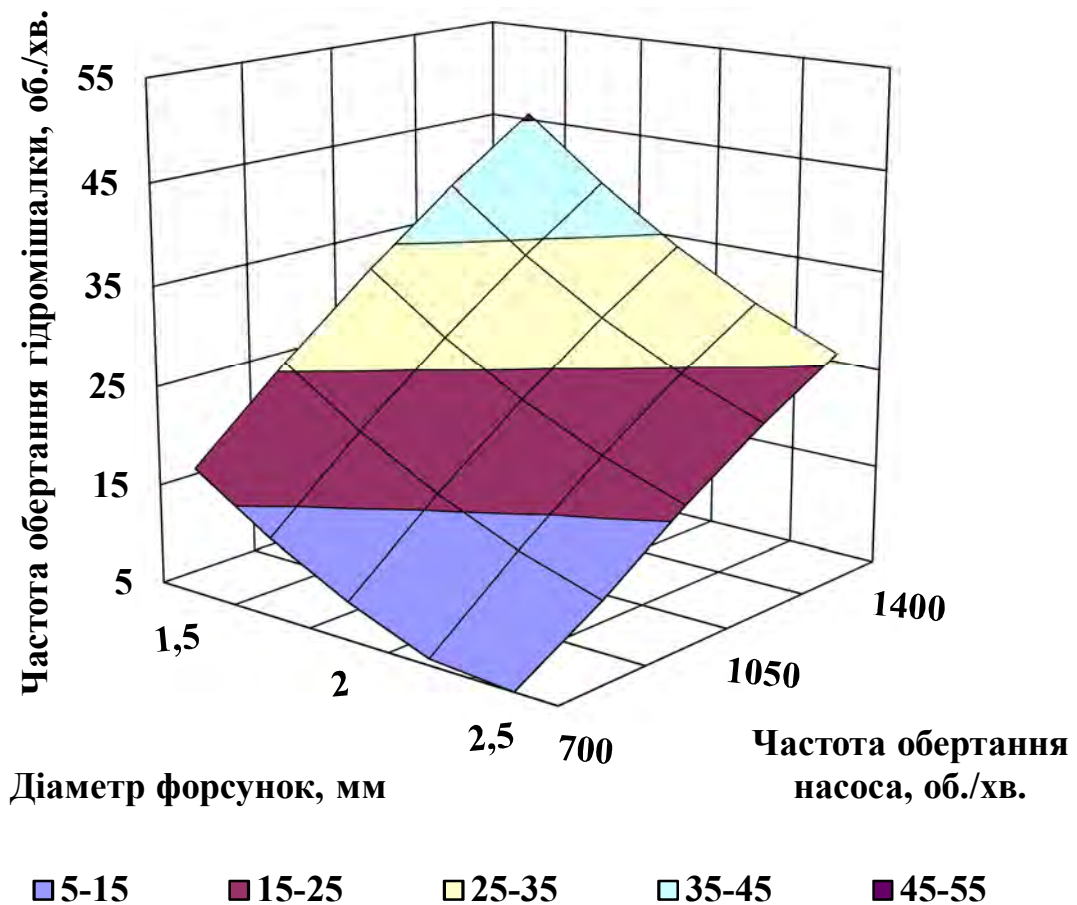


Рис. 4.24. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса при куті нахилу лопаток  $60^\circ$

Максимальна частота обертання гідромеханічної мішалки становить 45 об./хв. при частоті обертання насоса 1400 об./хв., куті нахилу лопаток  $60^0$  та діаметрі форсунок 1,5 мм.



**Рис. 4.25. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок та частоти обертання насоса**

Встановлено також, що частота обертання гідромеханічної мішалки зменшується при збільшенні кута нахилу лопаток (рис. 4.26), за рахунок збільшення лобового опору лопаток.

Із збільшенням діаметра форсунок, частота обертання гідромеханічної мішалки зменшується (рис. 4.27), що пояснюється зменшенням реактивної сили, яка рухає гідромішалку за рахунок зменшення швидкості вильоту струї.

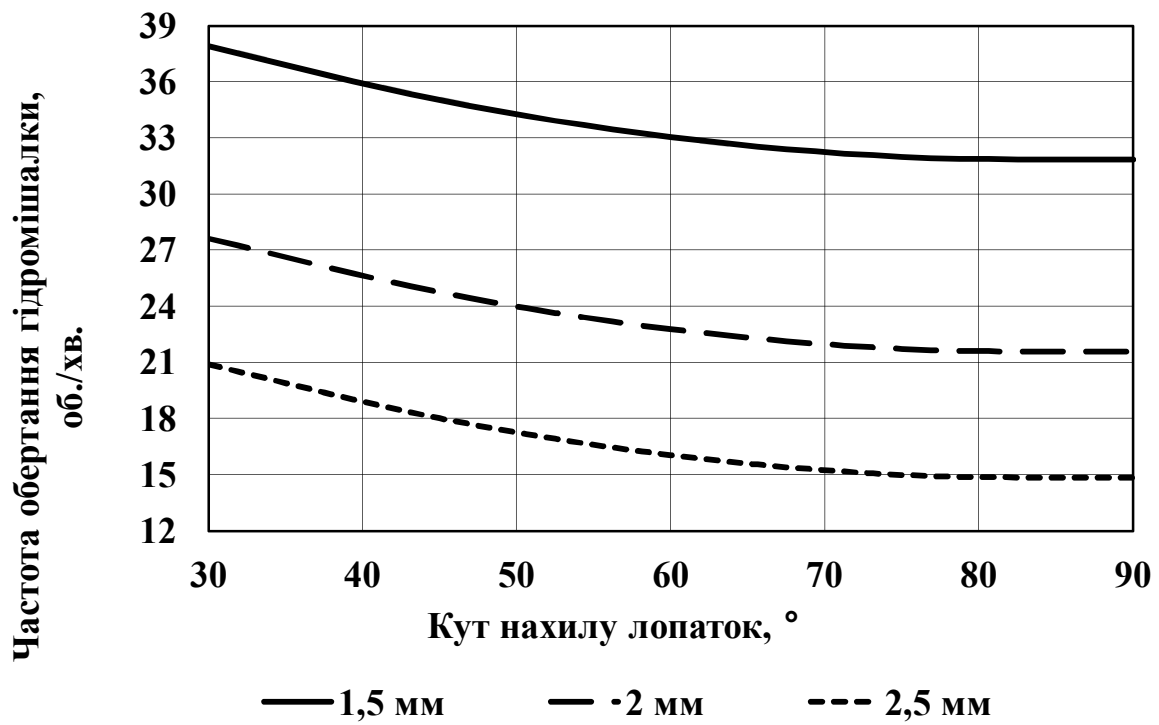


Рис. 4.26. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від кута нахилу лопаток при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

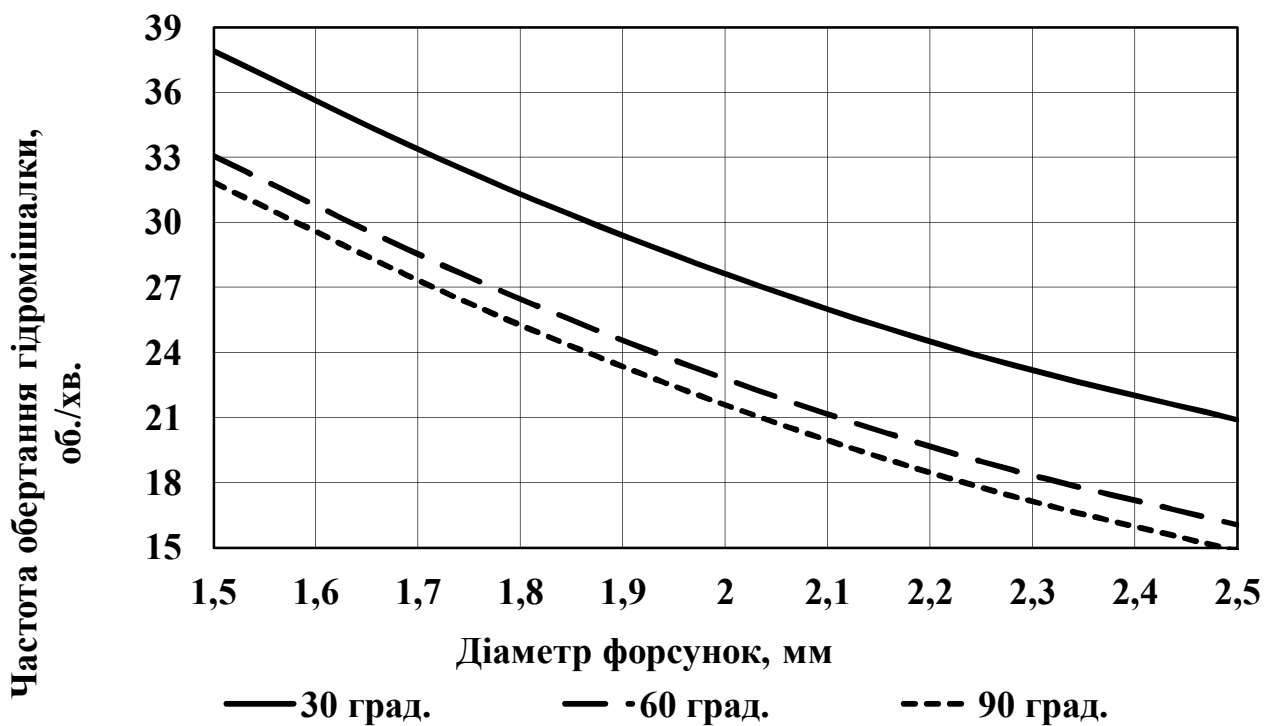
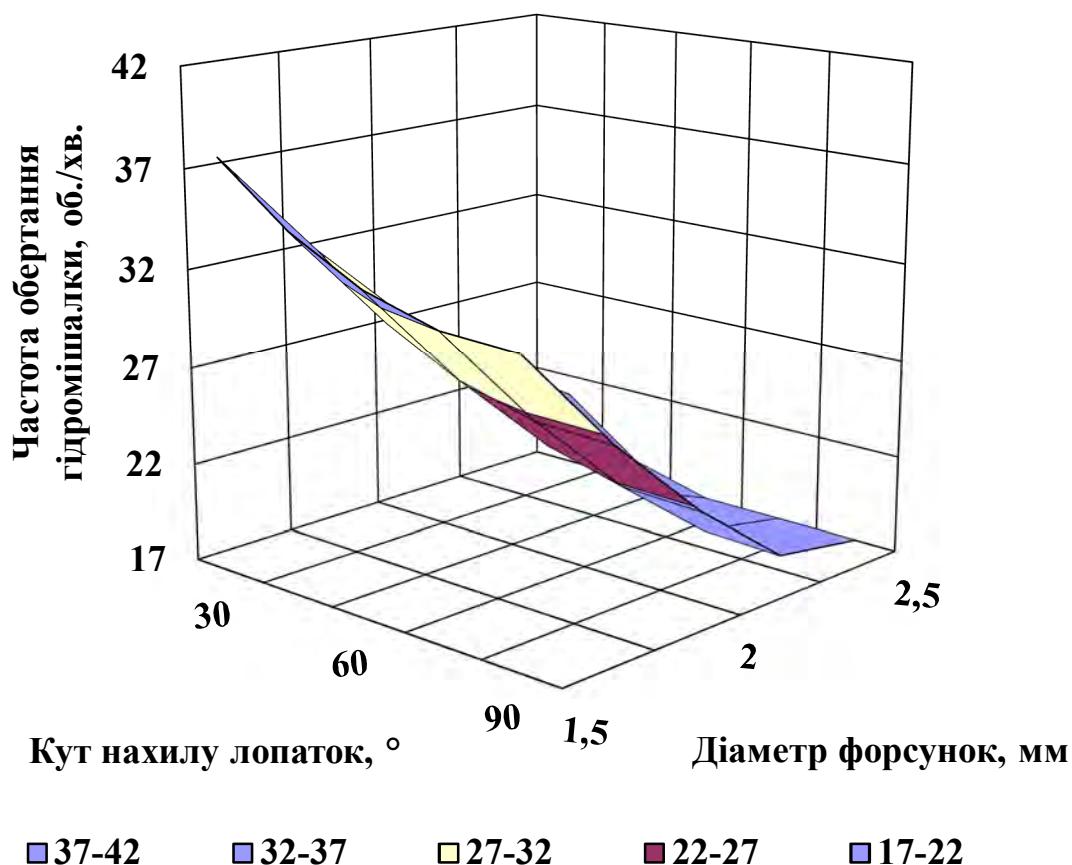


Рис. 4.27. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

Аналіз впливу кута нахилу лопаток та діаметра форсунок на частоту обертання гідромеханічної мішалки показав, що при збільшенні кута нахилу лопаток та діаметра форсунок частота обертання гідромеханічної мішалки зменшується, за рахунок збільшення лобового опору лопаток, а також зменшення реактивної сили, що рухає гідромеханічну мішалку завдяки зменшенню швидкості вильоту струї (рис. 4.28). Максимальна частота обертання гідромеханічної мішалки становить 38 об./хв. при частоті обертання двигуна 1050 об./хв., кути нахилу лопаток  $30^\circ$  та діаметрі форсунок 1,5 мм.

Частота обертання гідромеханічної мішалки зростає також при збільшенні частоти обертання насоса, що пояснюється збільшенням масового розходу рідини через форсунки (рис. 4.29).



**Рис. 4.28. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від кута нахилу лопаток та діаметра форсунок**

Встановлено, що зі збільшенням кута нахилу лопаток частота обертання гідромеханічної мішалки зменшується (рис. 4.30), за рахунок збільшення лобового опору лопаток.

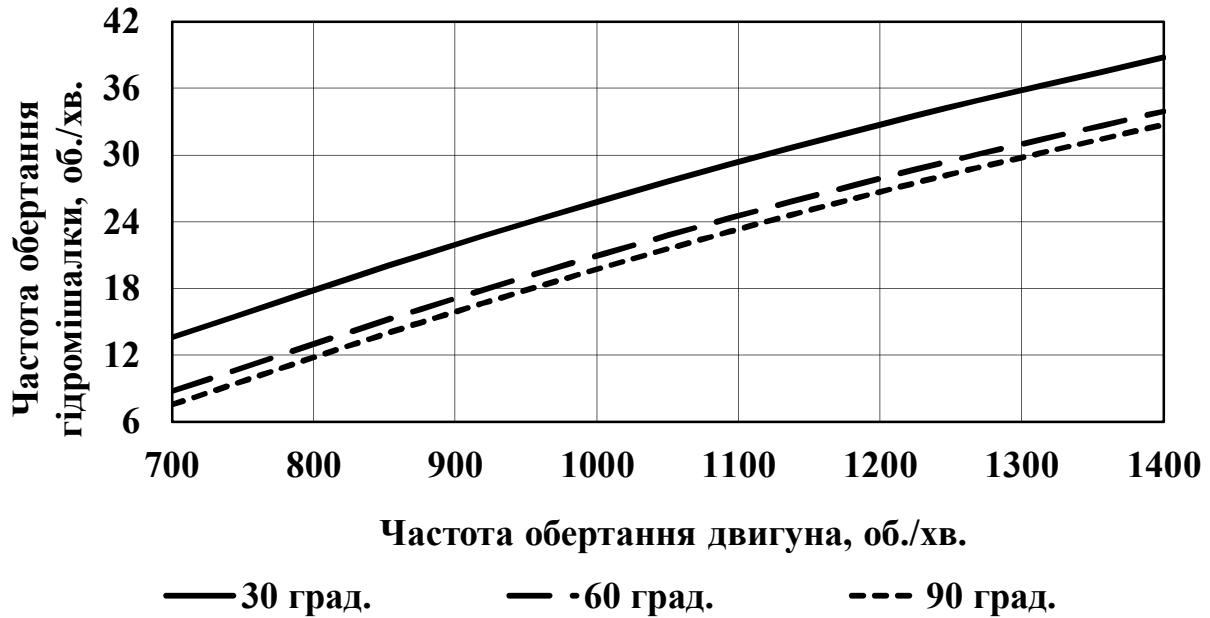


Рис. 4.29. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса при діаметрі форсунок 2 мм

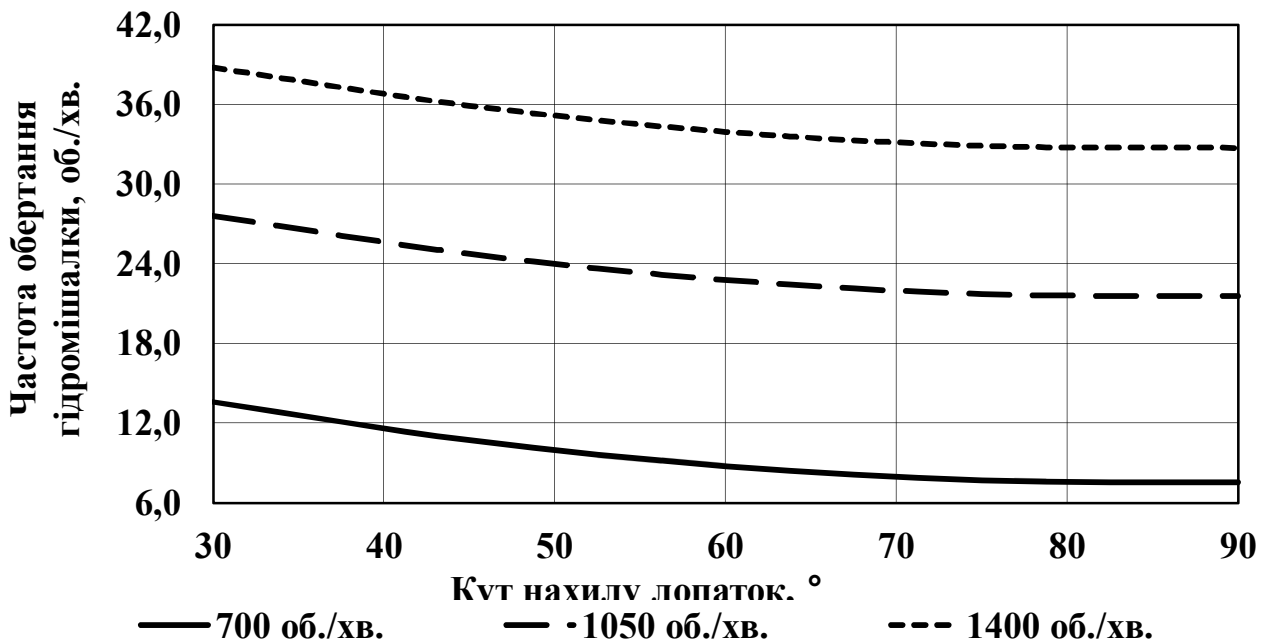
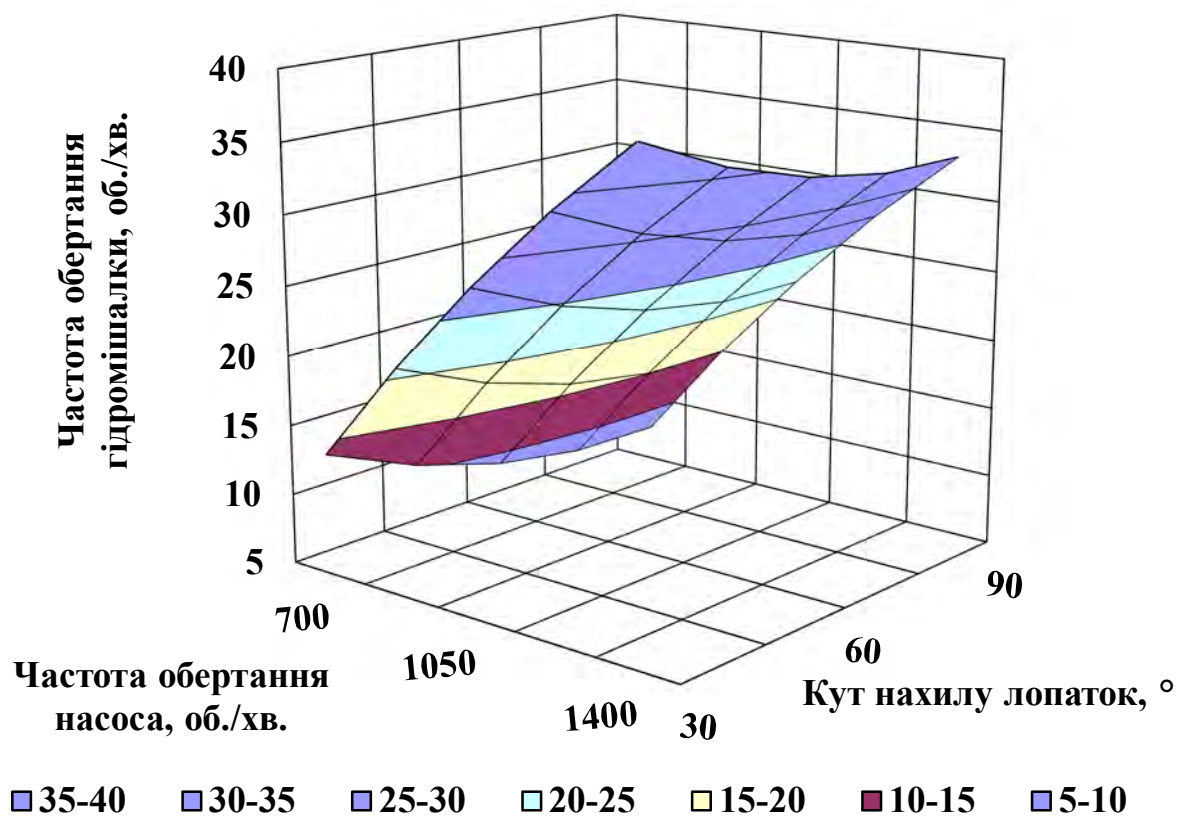


Рис. 4.30. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від кута нахилу лопаток при діаметрі форсунок 2 мм

Аналіз впливу частоти обертання насоса та кута нахилу лопаток на частоту обертання гідромеханічної мішалки показав (рис. 4.31), що зі збільшенням частоти обертання двигуна та зменшенням кута нахилу лопаток частота обертання гідромеханічної мішалки зростає, що пояснюється збільшенням масового розходу рідини через форсунки та збільшенням лобового опору лопаток. Максимальна частота обертання гідромеханічної мішалки становить 39 об./хв. при частоті обертання насоса 1400 об./хв., діаметрі форсунок 2 мм та куті нахилу лопаток 30°.



**Рис. 4.31. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від частоти обертання двигуна та кута нахилу лопаток**

Отже, частота обертання гідромеханічної мішалки може плавно змінюватися від нульового значення до 45 об/хв в залежності від подачі насоса та діаметра форсунок. Зміна кута нахилу лопаток може забезпечити незначну підйомну силу для компенсації ваги гідромеханічної мішалки [225]. Проведення естерифікації ріпакової олії з використанням гідромеханічної

мішалки та поєднанням гідравлічного та механічного перемішування всього об'єму суспензії забезпечує нормативну якість отриманого дизельного біопалива.

#### **4.8. Вплив параметрів гідромеханічної мішалки на споживану потужність при виробництві дизельного біопалива**

Експериментально було досліджено вплив параметрів гідромеханічної мішалки на її споживану потужність при виробництві дизельного біопалива, а саме: залежності частоти обертання гідромеханічної мішалки від її параметрів проводилися в лабораторних умовах з використанням рослинної олії, експериментальної установки з гідромеханічною мішалкою, а також гідронасоса. Результати вимірювань наведено в таблиці 4.6.

**Таблиця 4.8 Значення заданих та вимірюваних величин під час досліджень**

№ п/п дослідю	Діаметр форсунок, мм ( $d$ )	Частота обертання насоса, об./хв. ( $n_D$ )	Кут нахилу лопаток, ( $\alpha$ ) °	Споживана потужність, W, кВт год.
1	2,5	1400	60	0,38
2	1,5	700	60	0,22
3	2,5	700	60	0,22
4	1,5	1400	60	0,39
5	2,5	1050	90	0,47
6	1,5	1050	30	0,10
7	2,5	1050	30	0,10
8	1,5	1050	90	0,48
9	2,0	1400	90	0,61
10	2,0	700	30	0,07
11	2,0	1400	30	0,12
12	2,0	700	90	0,37
13	2,0	1050	60	0,29
14	2,0	1050	60	0,29
15	2,0	1050	60	0,29

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному другого порядку, яке має вигляд:

$$P = 49,1201 - 13,9375d - 0,0847n_H + 0,0001 n_H^2 \quad (4.7)$$

Аналіз залежностей (рис. 4.32) показує, що зі збільшенням діаметра форсунок зменшується споживана потужність гідромеханічної мішалки, що пояснюється збільшенням масового розходу суспензії через форсунки.

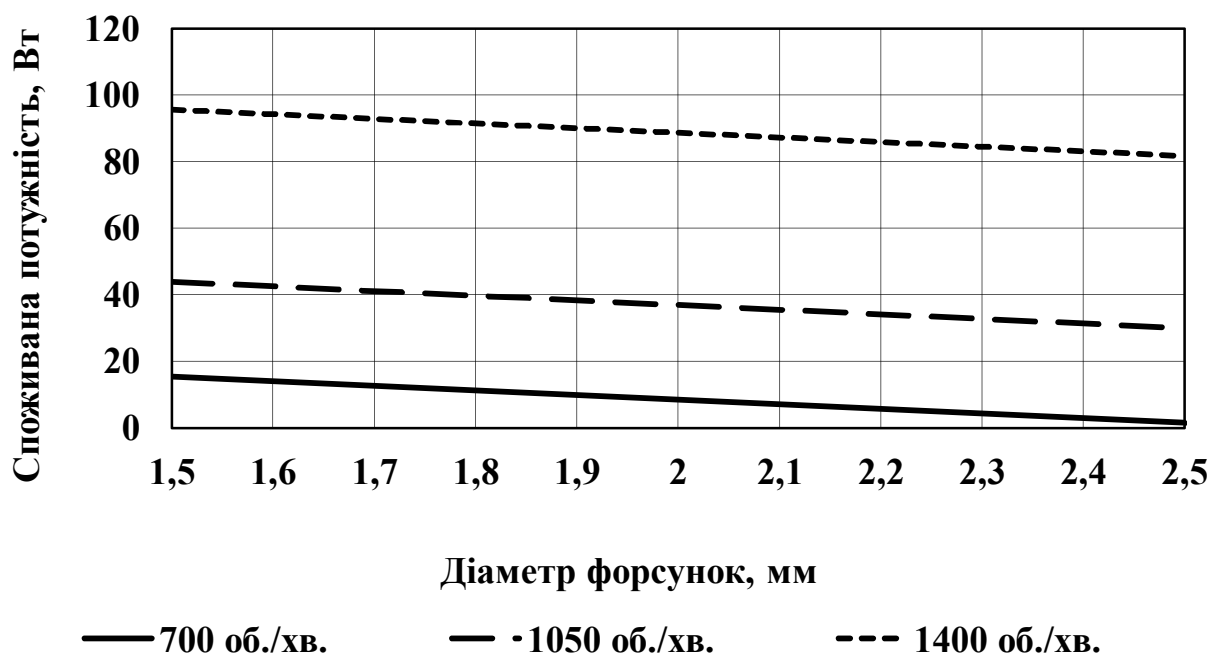


Рис. 4.32. Залежність споживаної потужності гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок при куті нахилу лопаток 60°

Зі збільшенням частоти обертання двигуна споживана потужність гідромеханічної мішалки збільшується (рис. 4.33), що пояснюється збільшенням витрат енергії на обертання двигуна.

Аналіз взаємного впливу частоти обертання насоса і діаметра форсунок на споживану потужність гідромеханічної мішалки (рис. 4.34) показав, що зі збільшенням частоти обертання насоса та зменшенням діаметра форсунок споживана потужність гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок збільшення витрат енергії та більшої частоти обертання двигуна і зменшення

масового розходу рідини через форсунку, що в свою чергу створює опір при подачі суміші.

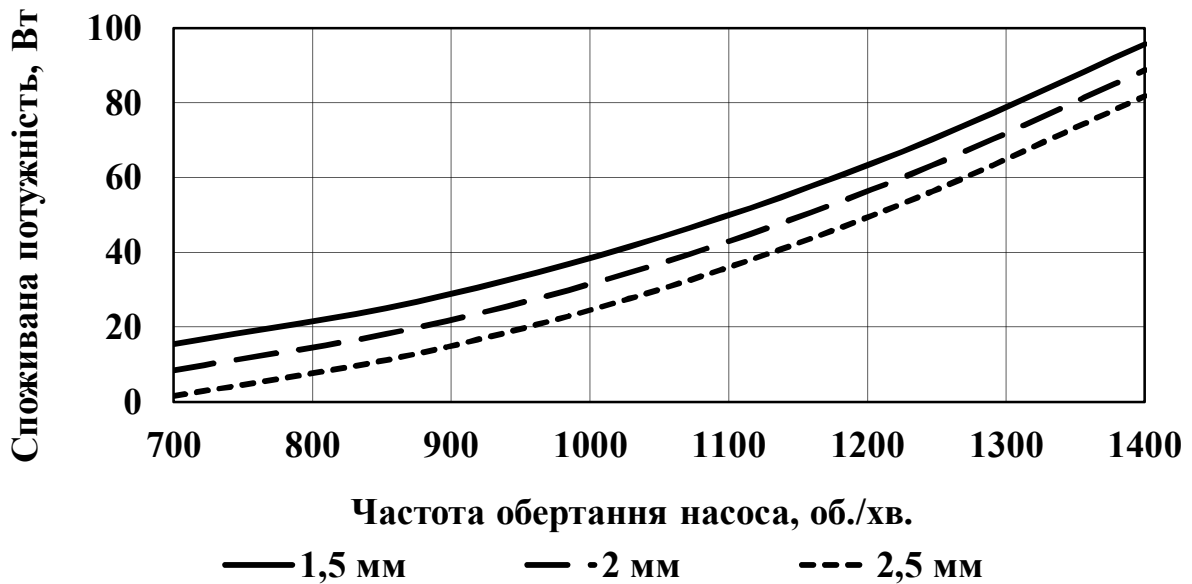


Рис. 4.33. Залежність споживаної потужності гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса при куті нахилу лопаток  $60^\circ$

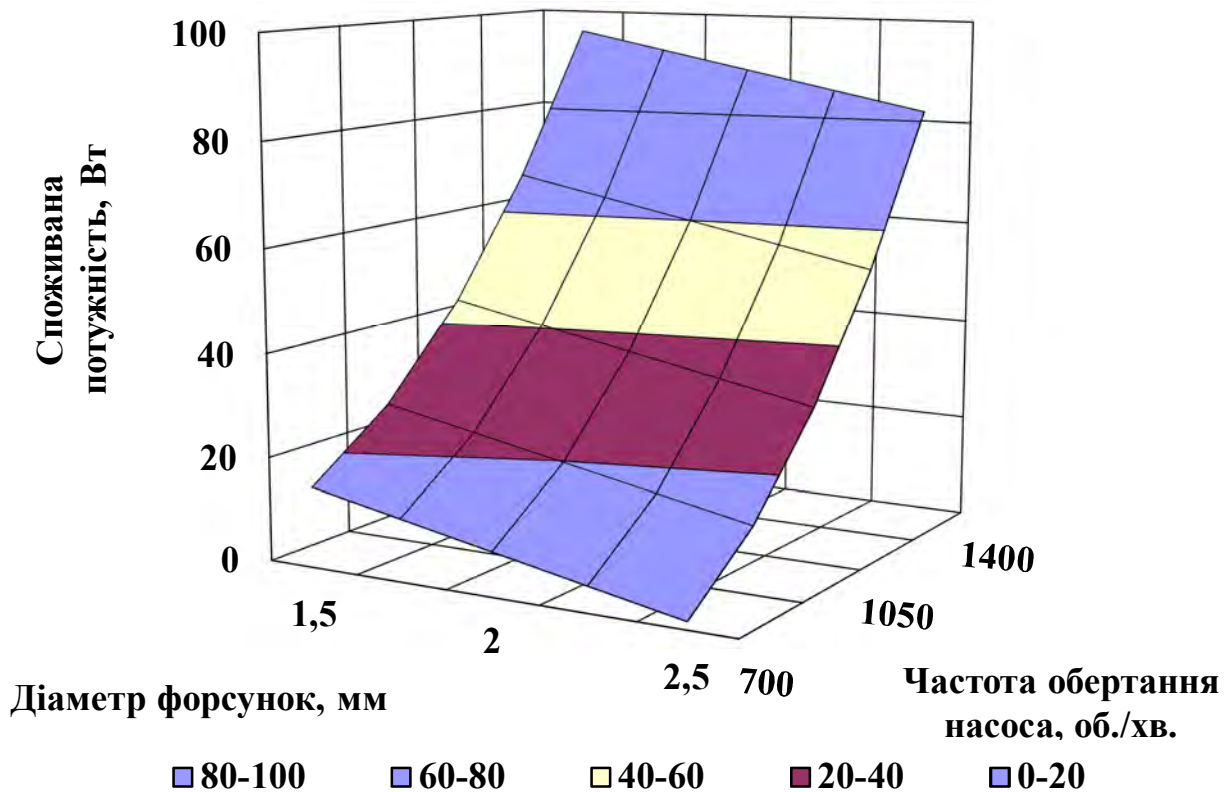


Рис. 4.34. Залежність споживаної потужності гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок та частоти обертання насоса

Мінімальна споживана потужність гідромеханічної мішалки становить 1,5 Вт при частоті обертання насоса 700 об./хв., діаметрі форсунок 2,5 мм.

Встановлено також, що споживана потужність гідромеханічної мішалки зменшується при збільшенні діаметра форсунок (рис. 4.35), що пояснюється збільшенням масового розходу через форсунки.

Аналіз впливу частоти обертання насоса, діаметра форсунок та кута нахилу лопаток на споживану потужність гідромеханічної мішалки, показав, що значний вплив має частота обертання двигуна та діаметр форсунок. А кут нахилу лопаток немає впливу на споживану потужність гідромеханічної мішалки, в зв'язку з тим що, витрати енергії однакові, а створений опір лише зменшує частоту обертання мішалки (рис. 4.36). Мінімальна споживана потужність гідромеханічної мішалки становить 30,2 Вт при діаметрі форсунок 2,5 мм.

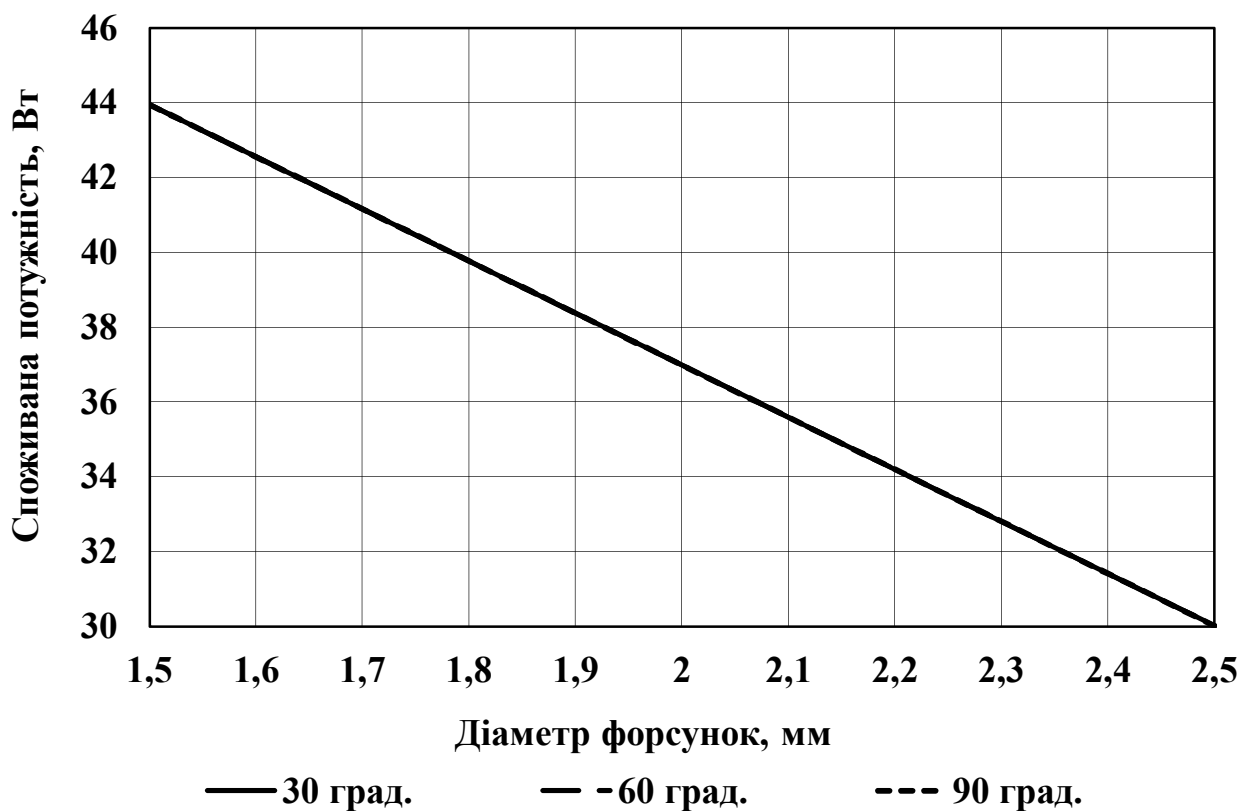


Рис. 4.35. Залежність споживаної потужності гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок при частоті обертання двигуна 1050 об./хв.

Споживана потужність гідромеханічної мішалки зростає також при збільшенні частоти обертання насоса, що пояснюється збільшенням витрат енергії двигуном (рис. 4.37).

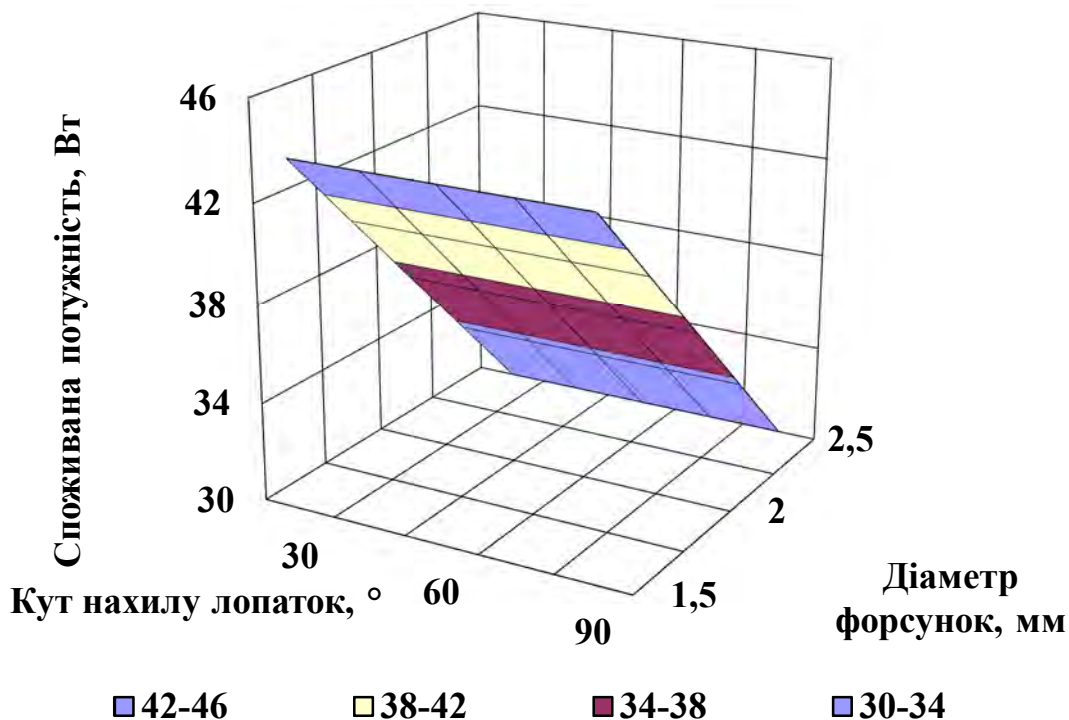


Рис. 4.36. Залежність споживаної потужності гідромеханічної мішалки від кута нахилу лопаток та діаметра форсунок

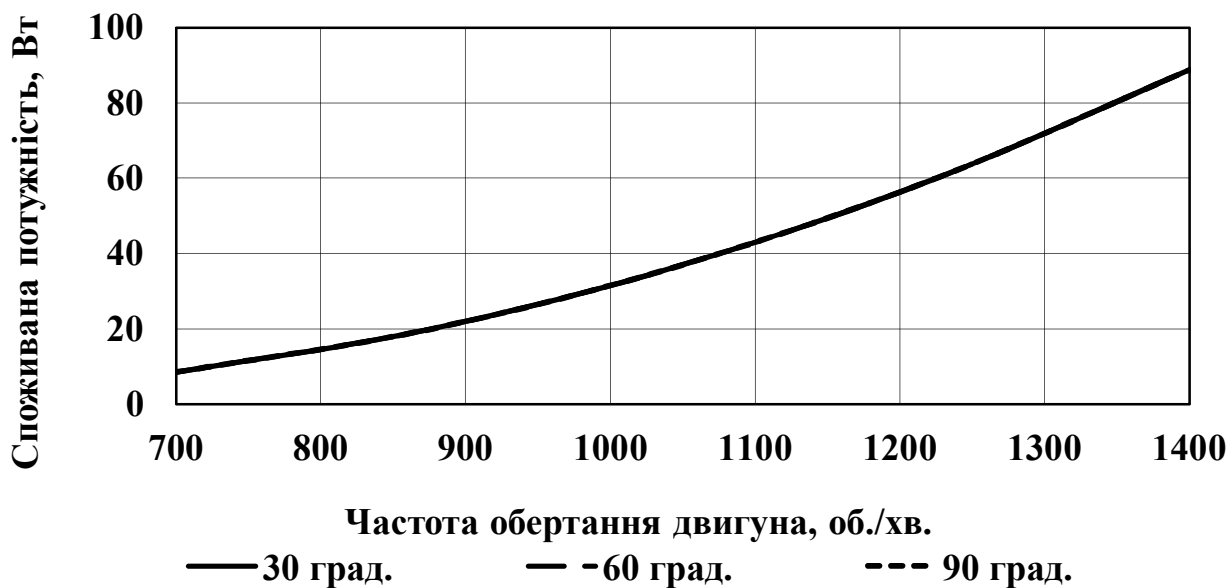
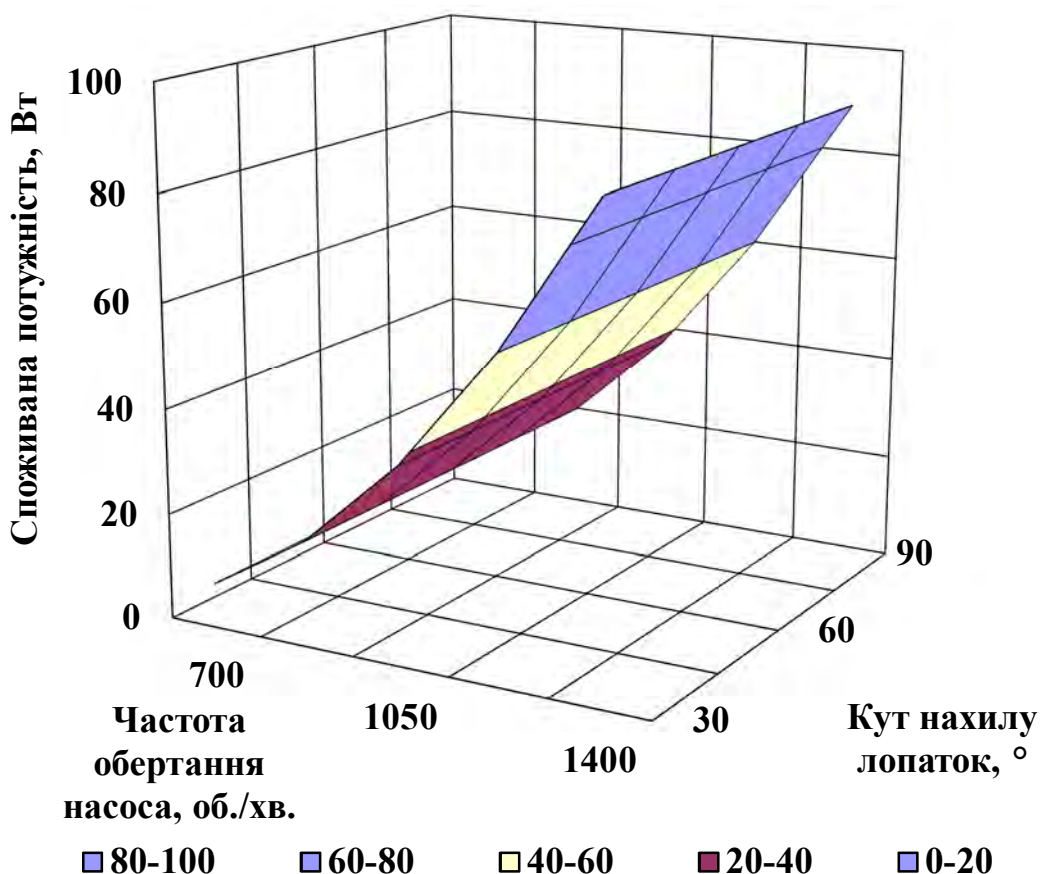


Рис. 4.37. Залежність споживаної потужності гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса при діаметрі форсунок 2 мм

Аналіз впливу частоти обертання двигуна та кута нахилу лопаток на частоту обертання гідромеханічної мішалки показав (рис. 4.38), що зі збільшенням частоти обертання двигуна та незалежно від кута нахилу лопаток споживана потужність гідромеханічної мішалки зростає, за рахунок збільшення витрат енергії двигуном для забезпечення високої частоти обертання. Мінімальна споживана потужність гідромеханічної мішалки становить 8,46 Вт при частоті обертання двигуна 700 об./хв.

Таким чином, мінімальна споживана потужність гідромеханічної мішалки може змінюватися від 1,5 Вт до 30,2 Вт при частоті обертання насоса 700 об./хв. та діаметрі форсунок 2,5 мм. Зміна кута нахилу є не суттєвим параметром і не має впливу на споживану потужність гідромеханічної мішалки.



**Рис. 4.38. Залежність частоти обертання гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса та кута нахилу лопаток**

Отже, для забезпечення мінімальної споживаної потужності гідромеханічної мішалки необхідно встановити мінімальну частоту обертання насоса та максимальний діаметр форсунок [226], при яких буде забезпечуватись рух мішалки, на швидкість якої, в свою чергу, впливає кут нахилу лопаток.

#### 4.9. Взаємозв'язок потужності насоса для перемішування рослинної олії та параметрів дискового змішувача

Дослідження впливу технологічних параметрів на споживану потужність насоса в обладнанні для виробництва дизельного біопалива з гідрореактивним перемішуванням та використанням дискового змішувача проводилося в лабораторних умовах з використанням шестерінчастого насосу для перекачування емульсії. Для встановлення взаємозв'язку впливу зазору між дисками форсунки ( $d$ ), частоти обертання насоса ( $n_D$ ) та глибини занурення ( $h$ ) на споживану потужність насоса ( $P$ ), було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів наведено в табл. 4.9.

**Таблиця 4.9. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів**

Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Глибина занурення, мм	0	100	200	100
Частота обертання двигуна, об./хв.	96	796	1496	700
Зазор між дисками форсунки, мм	1,8	3,6	5,4	1,8

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному другого порядку, яке у розкодованій формі має вигляд:

$$P = 347,8221 + 0,4456 n_D - 107,7907d + 0,0007n_D^2 + 18,1199 d^2 - 0,0958 n_D d \quad (4.8)$$

Результати вимірювань під час проведення досліджень наведені в табл. 4.10.

**Таблиця 4.10. Значення заданих та вимірюваних величин під час проведення досліджень**

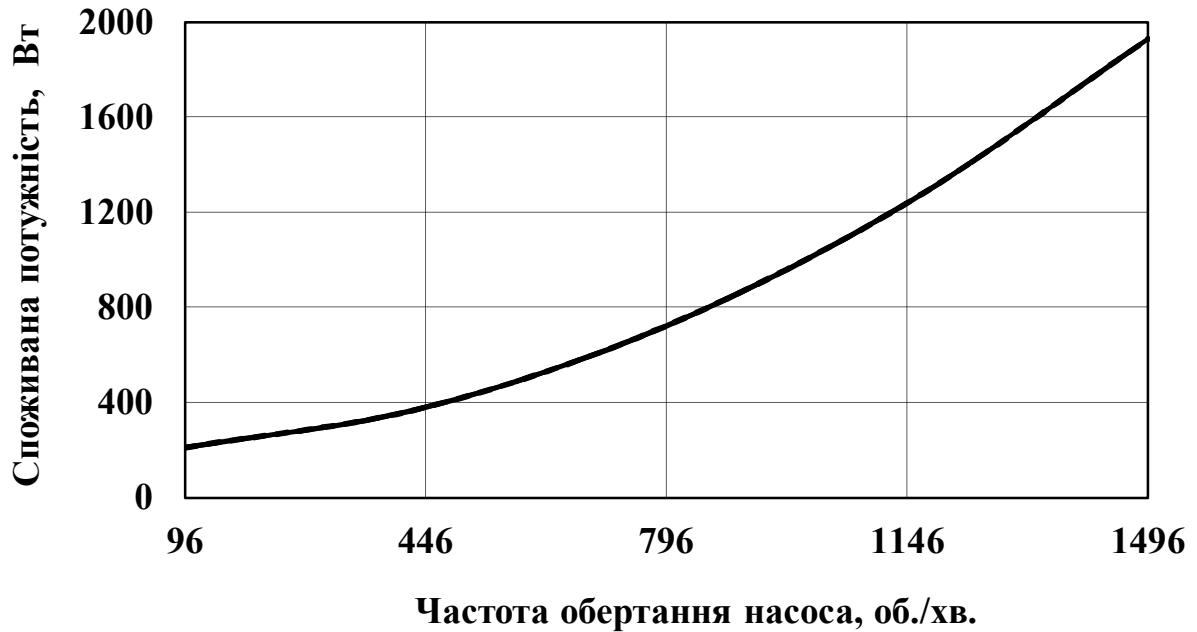
№ п/п дослідю	Глибина занурення, мм ( $h$ )	Частота обертання насоса, об./хв. ( $n_D$ )	Зазор між дисками форсунки, мм, ( $d$ )	$P, Вт$
1	200	1496	3,6	1890
2	0	96	3,6	241,5
3	200	96	3,6	236,5
4	0	1496	3,6	1900
5	200	796	5,4	700
6	0	796	1,8	850
7	200	796	1,8	865
8	0	796	5,4	700
9	100	1496	5,4	1785
10	100	96	1,8	231,5
11	100	1496	1,8	2255
12	100	96	5,4	244,5
13	100	796	3,6	725
14	100	796	3,6	720
15	100	796	3,6	725

Аналіз показав (рис. 4.39), що із збільшенням частоти обертання насоса споживана потужність збільшується, що пояснюється зростанням енерговитрат електродвигуна за рахунок збільшення продуктивності насоса.

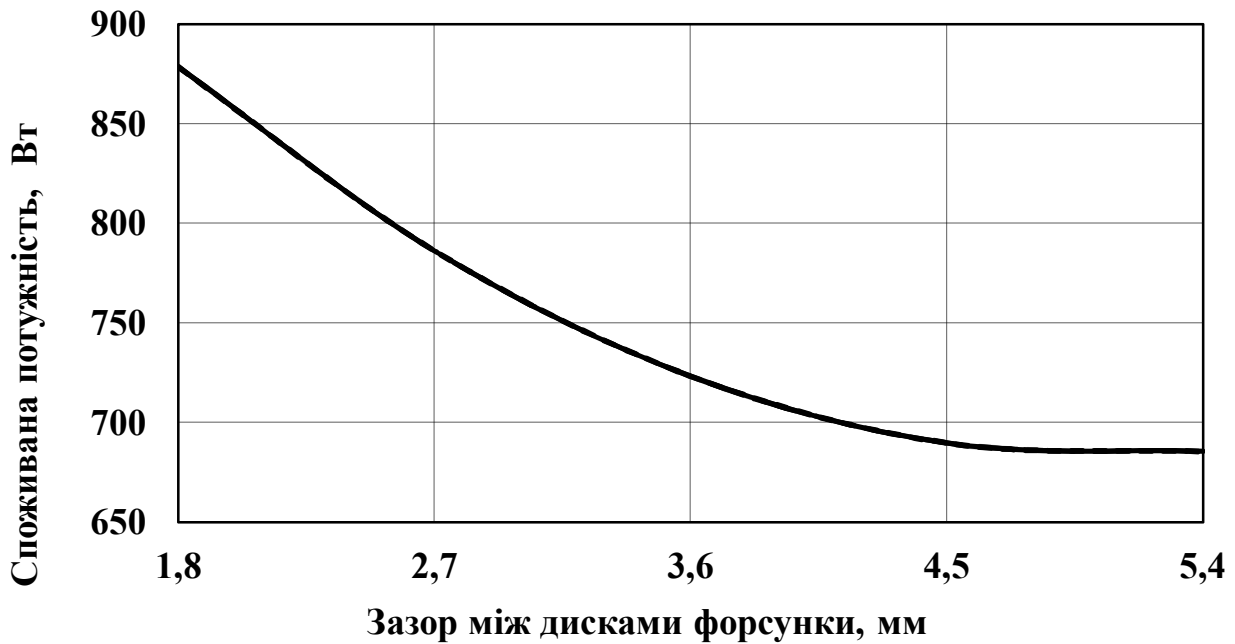
Зі збільшенням зазору між дисками форсунки споживана потужність насоса зменшується (рис. 4.40), що пояснюється зменшенням енерговитрат електродвигуна, що обертає насос, через зменшення напору насоса.

Аналіз взаємного впливу частоти обертання насоса та зазору між дисками форсунки на споживану потужність насоса при використанні дискового змішувача показав (рис. 4.41), що зі збільшенням зазору між дисками форсунки та зменшенням частоти обертання насоса споживана потужність дискового

змішувача зменшується за рахунок зменшення витрат енергії на перемішування та зменшення споживаної потужності електродвигуна через зменшення напору насоса.

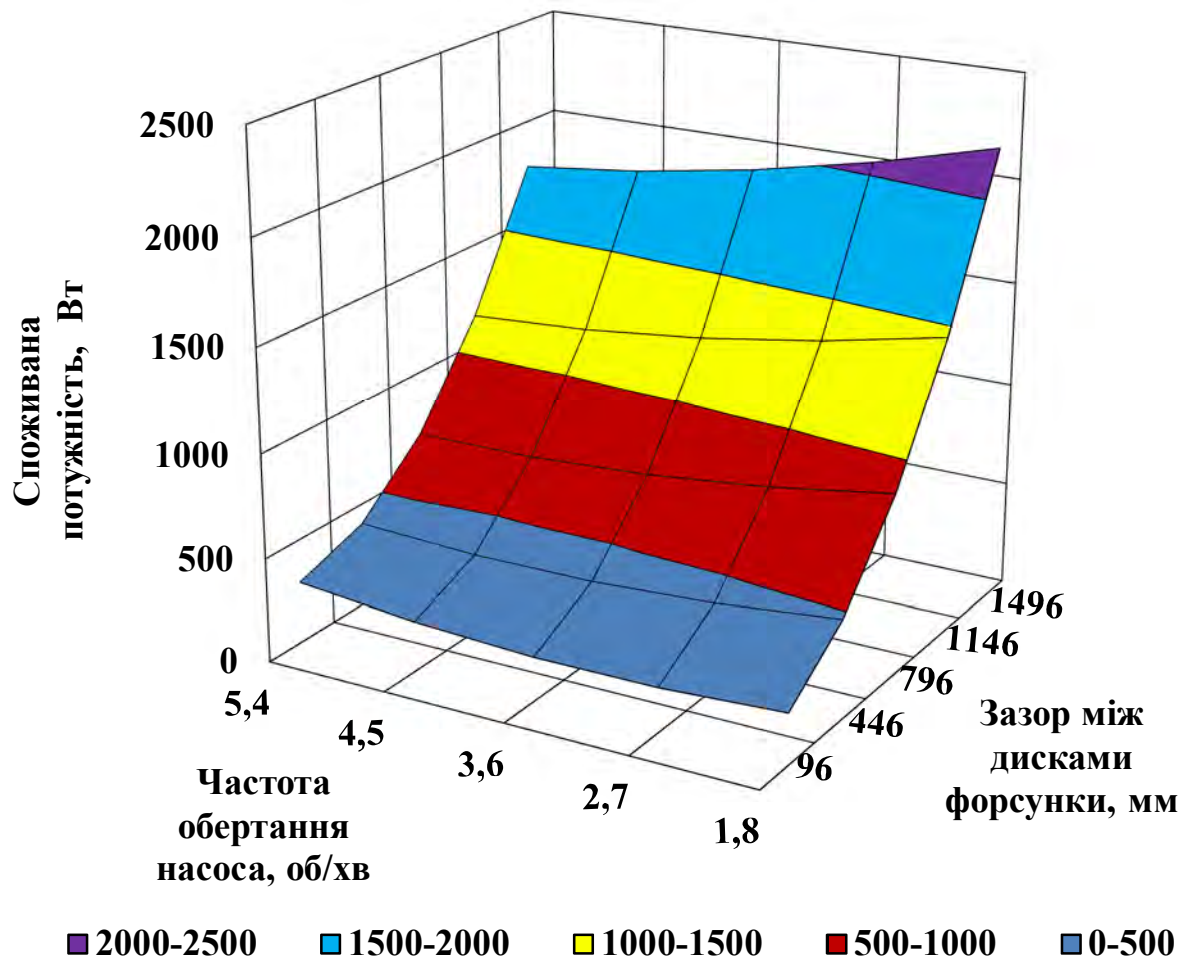


**Рис. 4.39. Залежність споживаної потужності дискового змішувача від частоти обертання насоса**



**Рис. 4.40. Залежність споживаної потужності дискового змішувача від зазору між дисками форсунки**

Мінімальна споживана потужність досягається при зазору між дисками форсунки 5,4 мм, частоті обертання насоса 96 об./хв. і становить 210 Вт. Глибина занурення немає значимого впливу на споживану потужність насоса при використанні дискового змішувача.



**Рис. 4.41. Залежність споживаної потужності дискового змішувача від зазору між дисками форсунки та частоти обертання насоса**

Таким чином, удосконалення обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням дискових змішувачів повинно рухатись у напрямку зменшення споживаної потужності за рахунок створення нових конструкцій, які дозволять якісно змішати компоненти та будуть мати мінімальний гідравлічний тиск.

#### 4.10. Вплив параметрів плаваючої форсунки-змішувача на потужність насоса при виробництві дизельного біопалива

Дослідження впливу конструкційних параметрів на споживану потужність насоса в обладнанні для виробництва дизельного біопалива із гідрореактивним перемішуванням із застосуванням плаваючої форсунки-змішувача проводилося в лабораторних умовах з використанням шестерінчастого насосу для перекачування емульсії. Для встановлення взаємозв'язку впливу зазору між дисками форсунки ( $d$ ), частоти обертання насоса ( $n_D$ ) та глибини занурення ( $h$ ) на споживану потужність насоса ( $P$ ), було проведено експеримент за планом Бокса-Бенкіна. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів наведено в табл. 4.11.

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному другого порядку, яке у розкодованій формі має вигляд:

$$P = 158,1794 + 0,8904h - 0,0123 n_D + 5,5220d + 0,0025n_D^2 - 0,0366 n_Dd \quad (4.9)$$

**Таблиця 4.11. Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів**

Найменування фактора	Рівні факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Глибина занурення, мм	0	50	100	50
Частота обертання двигуна, об./хв.	96	496	896	400
Зазор між дисками форсунки, мм	2,2	4,4	6,6	2,2

Результати вимірювань під час проведення досліджень наведені в табл. 4.12.

Аналіз показав (рис. 4.42), що із збільшенням зазору між дисками споживана потужність зменшується, що пояснюється зменшенням енерговитрат електродвигуна, що обертає насос, через зменшення втрат опору при проходженні емульсії через форсунку-змішувач.

**Таблиця 4.12. Значення заданих та вимірюваних величин під час проведення досліджень**

№ п/п дослідю	Глибина занурення, мм ( $h$ )	Частота обертання насоса, об./хв. ( $n_D$ )	Зазор між дисками форсунки, мм, ( $d$ )	$P$ , Вт
1	100	896	4,4	2241,7
2	0	96	4,4	249,8
3	100	96	4,4	249,1
4	0	896	4,4	1947,1
5	100	496	6,6	774
6	0	496	2,2	790,8
7	100	496	2,2	849,6
8	0	496	6,6	770,4
9	50	896	6,6	2075,4
10	50	96	2,2	250,8
11	50	896	2,2	2202,9
12	50	96	6,6	252,1
13	50	496	4,4	764,4
14	50	496	4,4	770
15	50	496	4,4	760

Зі збільшенням глибини занурення плаваючої форсунки-змішувача споживана потужність насоса збільшується (рис. 4.43), що пояснюється збільшенням енерговитрат електродвигуна, що обертає насос, через збільшення гідростатичного тиску.

Встановлено також (рис. 4.44), що із збільшенням частоти обертання насоса споживана потужність збільшується, що пояснюється зростанням енерговитрат електродвигуна за рахунок збільшення продуктивності насоса.

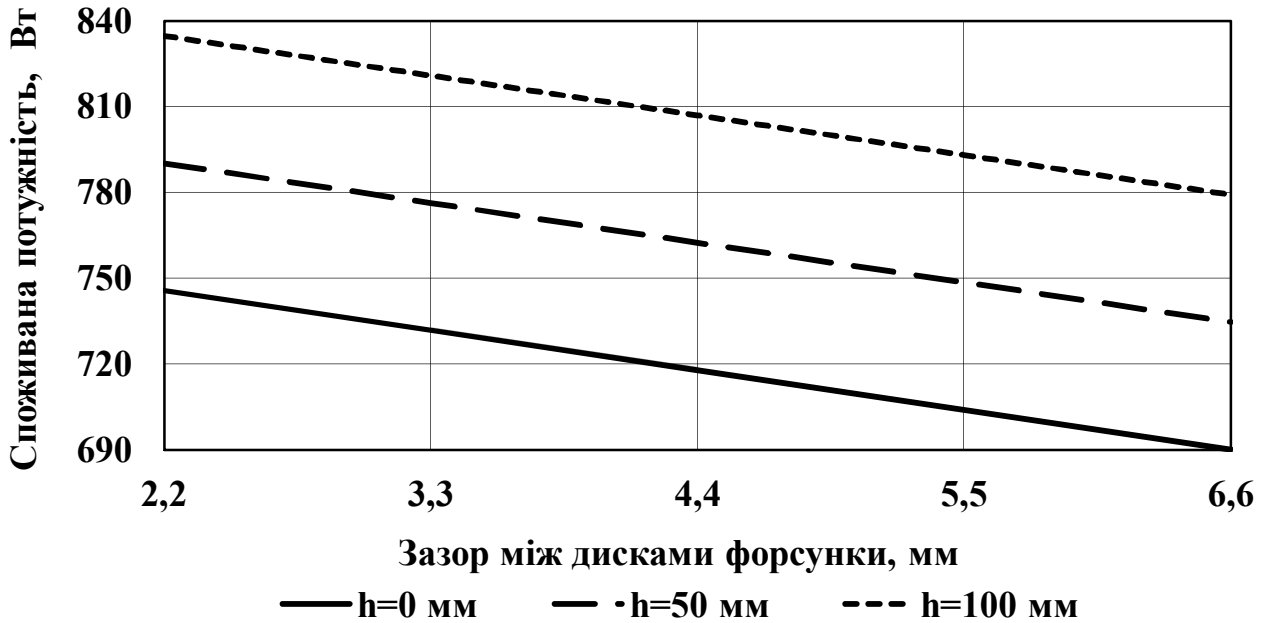


Рис. 4.42. Залежність споживаної потужності плаваючої форсунки-змішувача від зазору між дисками та глибини занурення

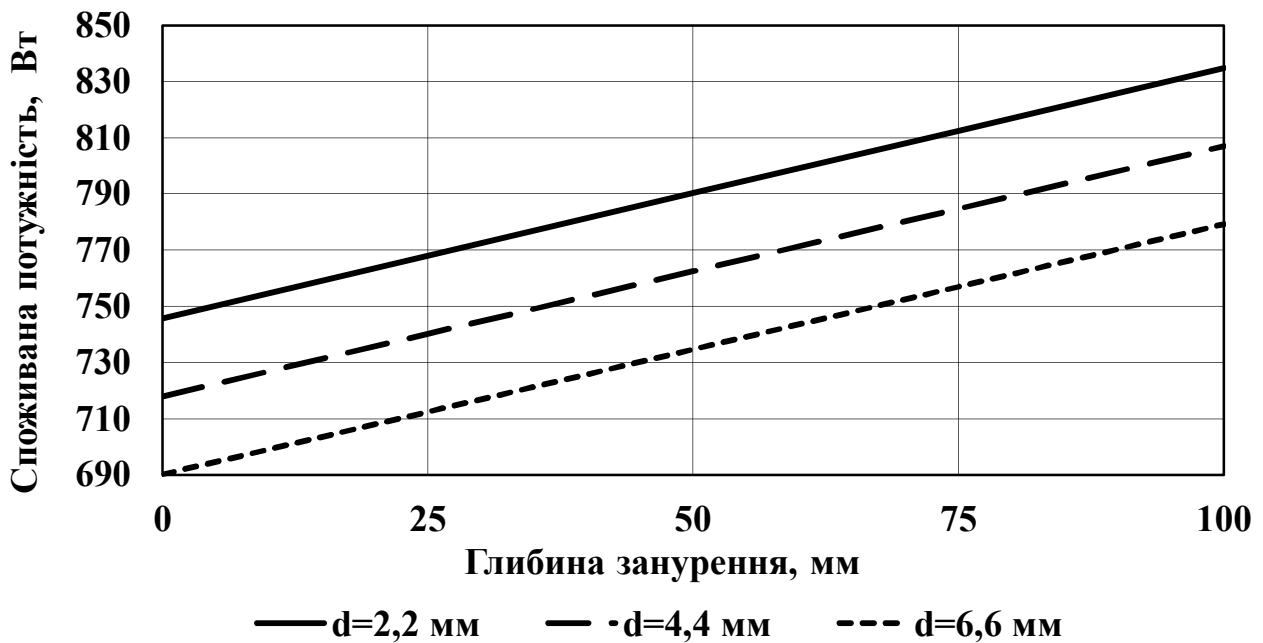
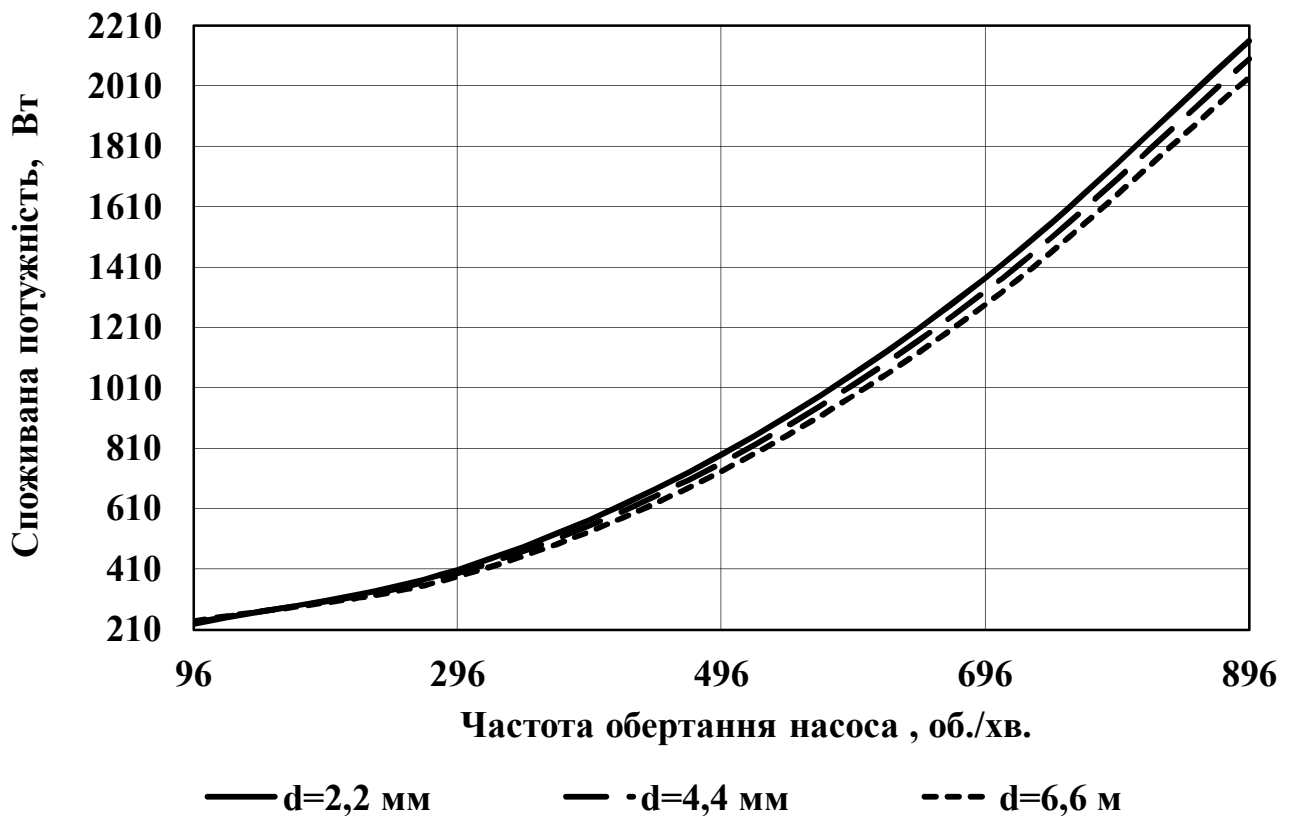


Рис. 4.43. Залежність споживаної потужності плаваючої форсунки-змішувача від глибини занурення та зазору між дисками



**Рис. 4.44. Залежність споживаної потужності плаваючої форсунки-змішувача від частота обертання насоса та зазору між дисками**

Отже, мінімальна споживана потужність досягається при значенні величини зазору між дисками форсунки 6,6 мм, частоті обертання насоса 96 об./хв. та нульовій глибині занурення і становить 230 Вт. При збільшенні частоти обертання насоса до 896 об./хв., зменшенні зазору між дисками до 2,2 мм та максимальній глибині занурення споживана потужність становить 2159 Вт.

#### **4.11. Енергомiсткiсть гiдромеханiчного перемiшування при виробництвi дизельного бiопалива**

Експериментально було досліджено вплив параметрів гiдромеханiчної мiшалки на її питому енергомiсткiсть при виробництвi дизельного бiопалива. Дослiдження проводилися в лабораторних умовах з використанням рослинної

олії, експериментальної установки з гідромеханічною мішалкою, а також гідростанції. Результати вимірювань наведено в таблиці 4.13.

**Таблиця. 4.13. Значення заданих та вимірюваних величин під час досліджень**

№ п/п досліджу	Діаметр форсунок, мм ( $d$ )	Частота обертання двигуна, об./хв. ( $n_H$ )	Час перемішування, хв. ( $\tau$ )	Питома енергомідкість, кВт год./м <sup>3</sup> , ( $E_{GM}$ )
1	2,5	1400	30	0,934
2	1,5	700	30	1,219
3	2,5	700	30	1,012
4	1,5	1400	30	2,422
5	2,5	1050	50	1,390
6	1,5	1050	50	1,616
7	2,5	1050	10	1,440
8	1,5	1050	50	2,561
9	2,0	1400	50	2,872
10	2,0	700	10	0,834
11	2,0	1400	10	1,125
12	2,0	700	50	1,080
13	2,0	1050	30	1,204
14	2,0	1050	30	1,226
15	2,0	1050	30	1,046

За результатами експерименту отримали математичну модель – рівняння регресії у вигляді поліному першого порядку, яке має вигляд:

$$E_{GM} = 0,9121 - 0,7601d + 0,0011n_H + 0,018\tau \quad (4.10)$$

Аналіз показав (рис. 4.45), що зі зменшенням діаметра форсунок питома енергомідкість гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок зростання споживаної потужності електродвигуна через збільшення напору насоса.

При збільшенні частоти обертання насоса (рис. 4.46) питома енергомідкість гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок збільшення продуктивності насоса.

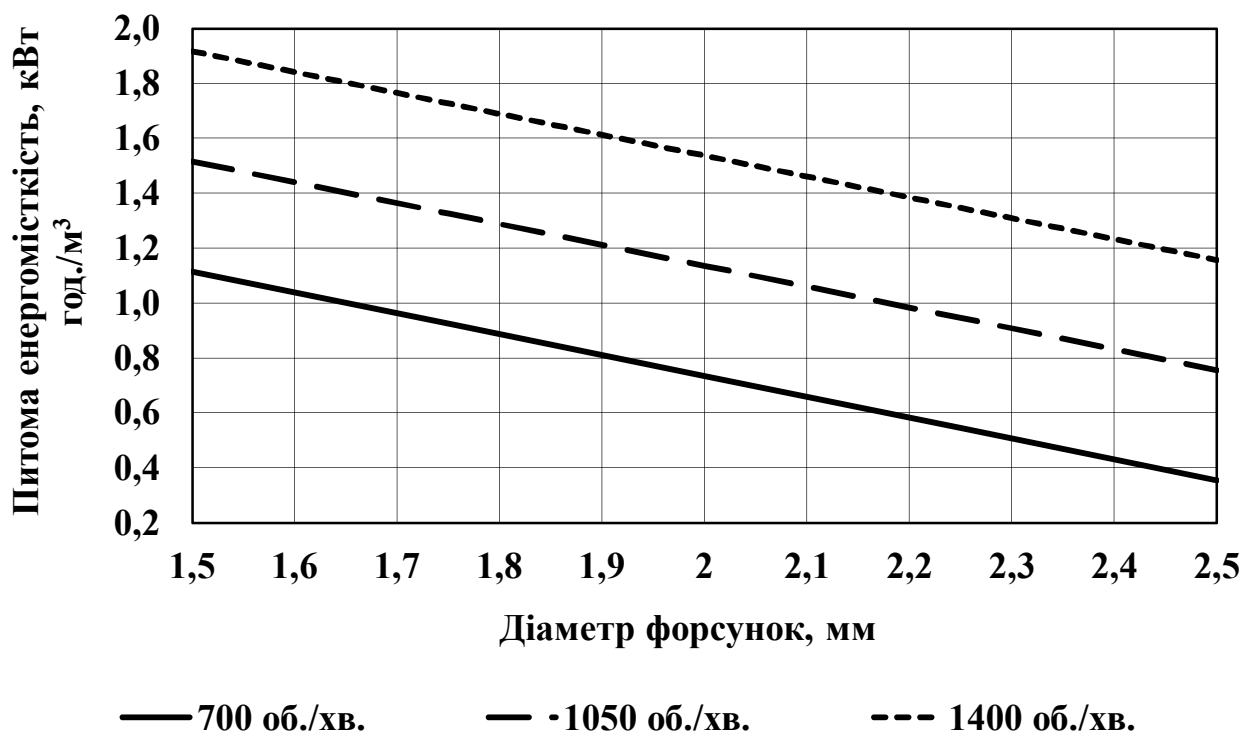


Рис. 4.45. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок при часі перемішування 30 хв.

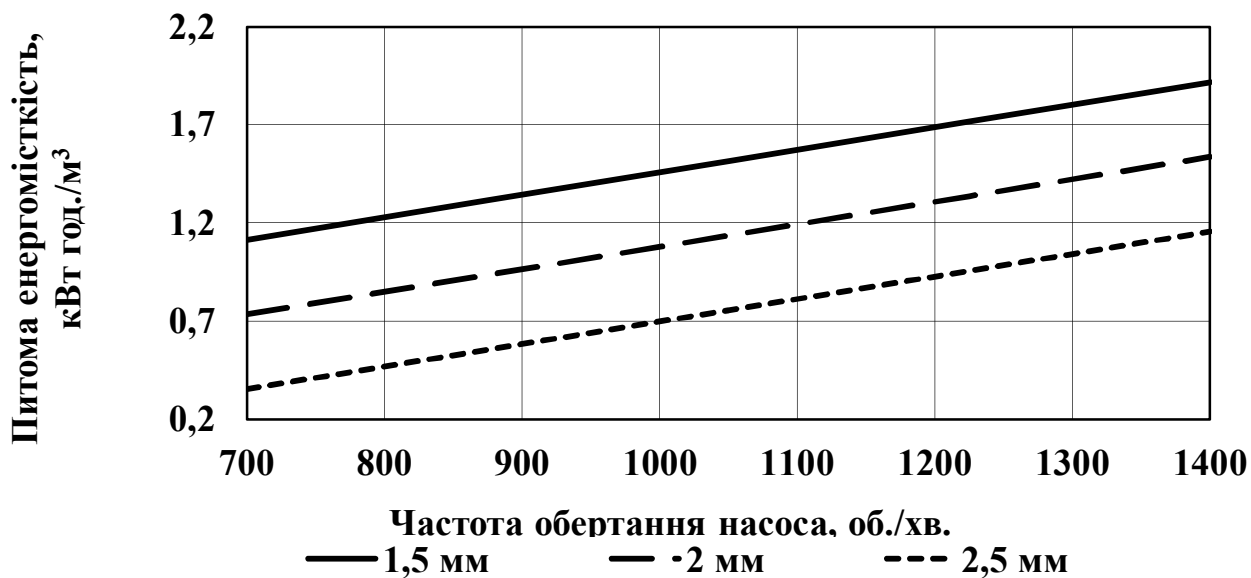
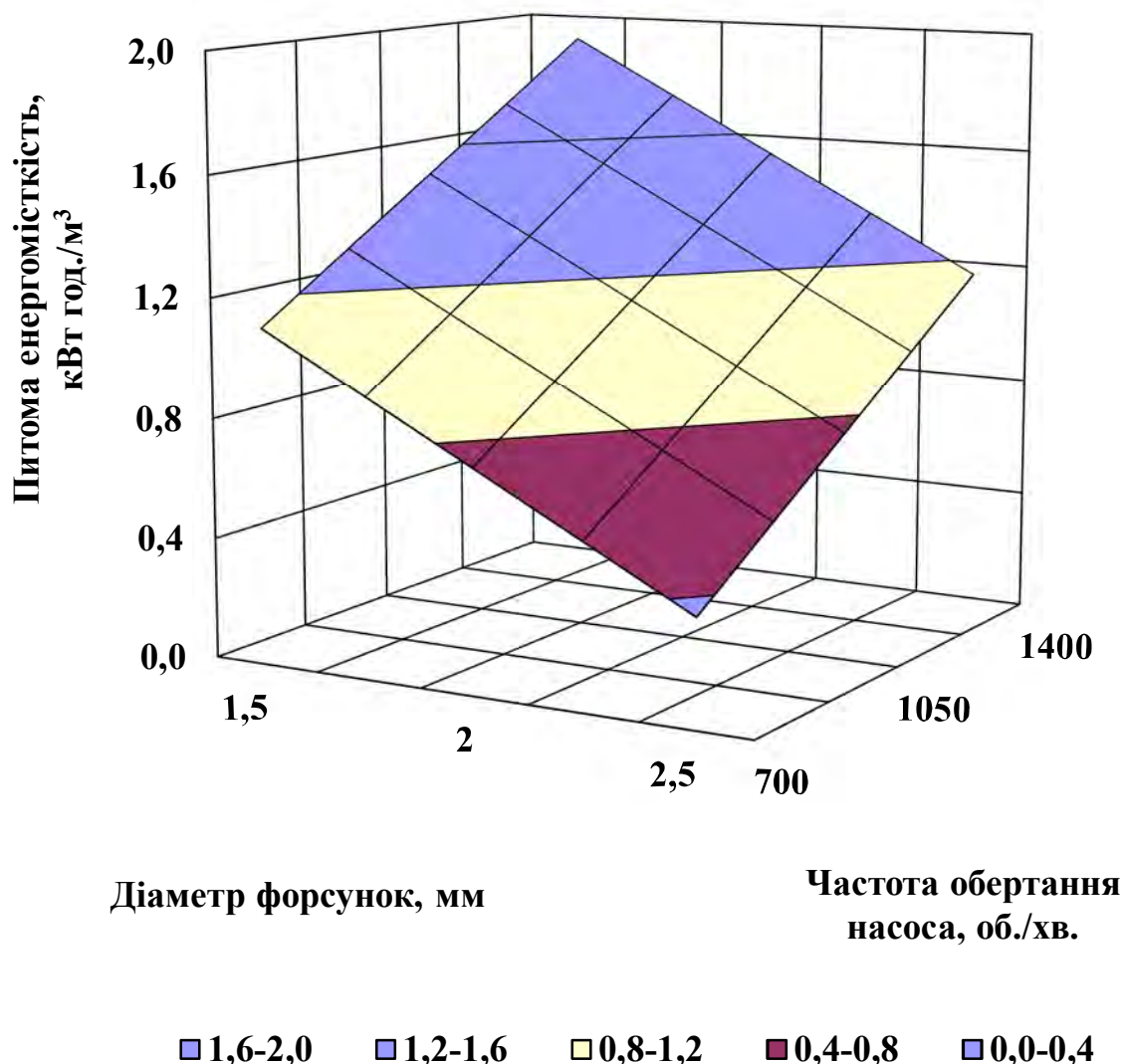


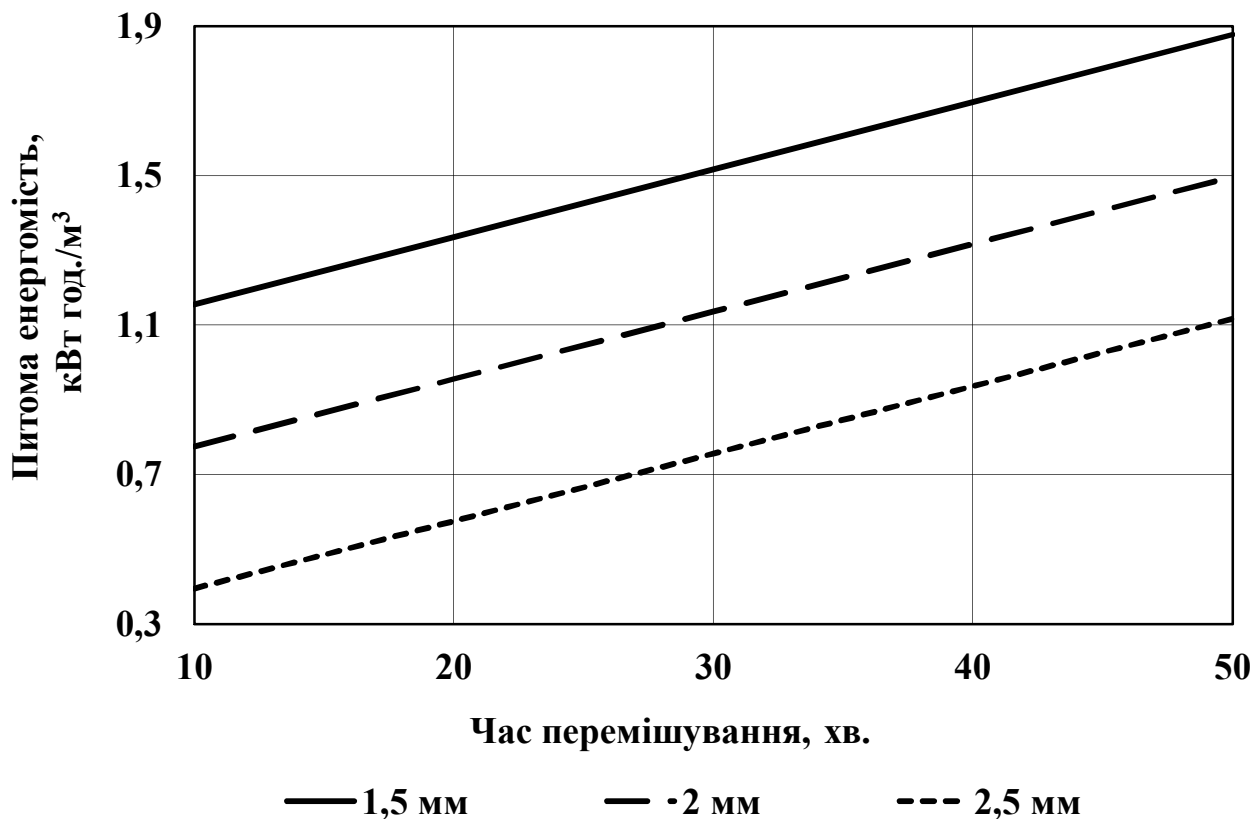
Рис. 4.46. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса при часі перемішування 30 хв.

Аналіз впливу діаметра форсунок та частоти обертання насоса на питому енергомiсткiсть гiдромеханiчної мiшалки показав (рис. 4.47), що зi зменшенням дiаметра форсунок та збiльшенням частоти обертання насоса питома енергомiсткiсть гiдромеханiчної мiшалки зростає, за рахунок зростання споживаної потужностi електродвигуна через збiльшення напору насоса та збiльшенням витрат енергiї двигуном для забезпечення високої частоти обертання насоса.



**Рис. 4.47. Залежнiсть питомої енергомiсткостi гiдромеханiчної мiшалки вiд дiаметра форсунок та частоти обертання насоса**

Зі збільшенням часу перемішування (рис. 4.48) питома енергомісткість гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок збільшення витрат енергії на перемішування.



**Рис. 4.48. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від часу перемішування при частоті обертання насоса 1050 об./хв.**

Крім того, при зменшенні діаметра форсунок (рис. 4.49) питома енергомісткість гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок зростання споживаної потужності електродвигуна через збільшення напору насоса.

Аналіз взаємного впливу часу перемішування та діаметра форсунок на питому енергомісткість гідромеханічної мішалки показав (рис. 4.50), що зі зменшенням діаметра форсунок та збільшенням часу перемішування питома енергомісткість гідромеханічної мішалки зростає за рахунок збільшення витрат енергії на перемішування та зростання споживаної потужності електродвигуна через збільшення напору насоса.

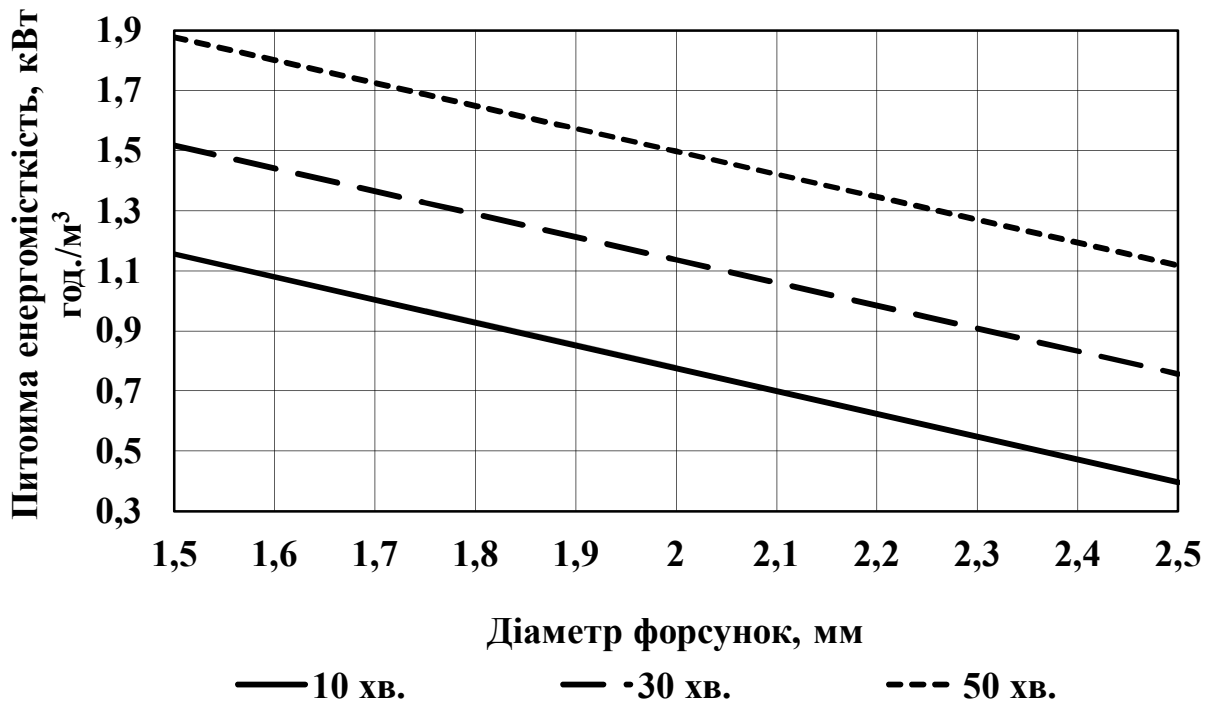


Рис. 4.49. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від діаметра форсунок при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

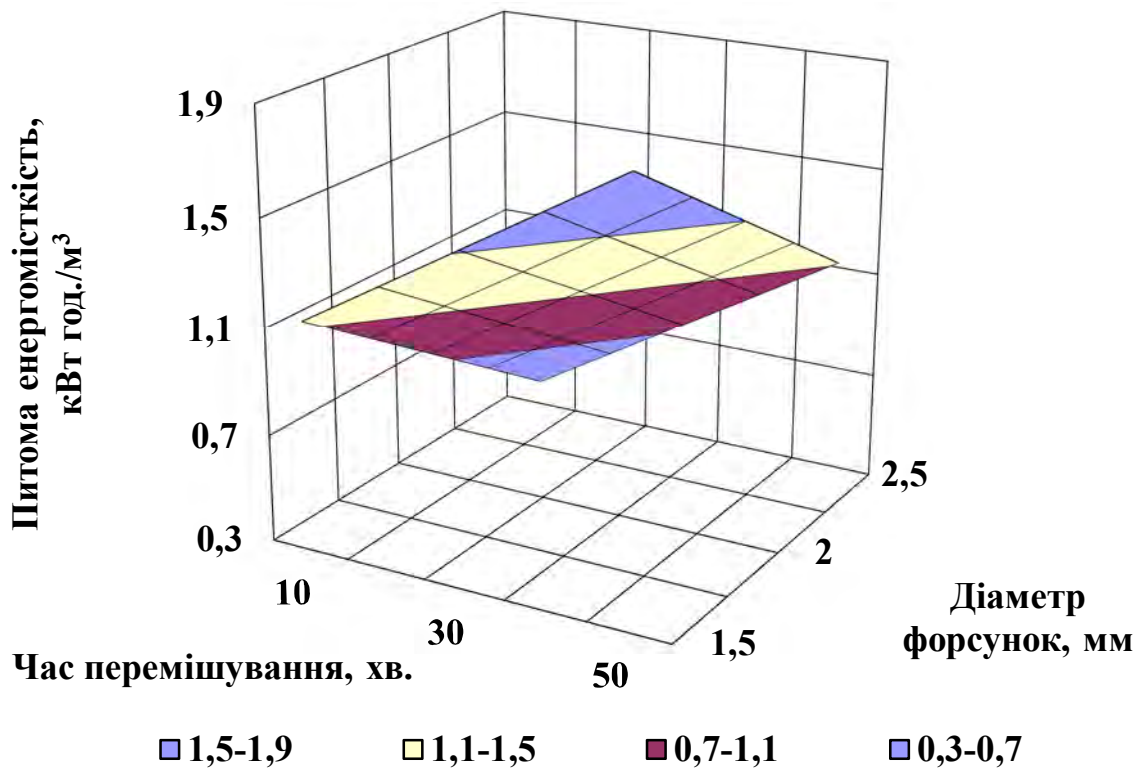
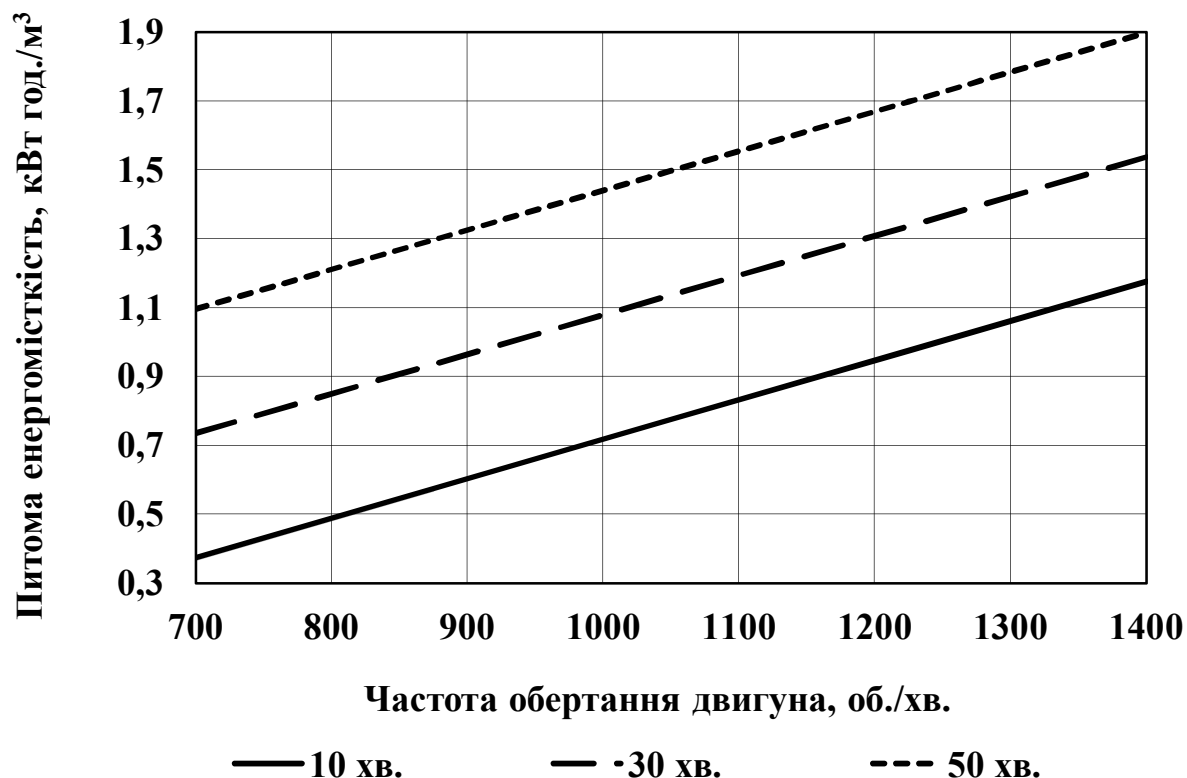


Рис. 4.50. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від часу перемішування та діаметра форсунок

Аналіз залежностей (рис. 4.51) показує, що зі збільшенням частоти обертання насоса питома енергомідкість гідромеханічної мішалки збільшується, за рахунок збільшення витрат енергії на перекачування емульсії.



**Рис. 4.51. Залежність питомої енергомідкості гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса при діаметрі форсунок 2 мм**

Встановлено також, що зі збільшенням часу перемішування (рис. 4.52) питома енергомідкість гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок збільшення витрат енергії на перемішування.

Зі збільшенням часу перемішування та частоти обертання насоса (рис. 4.53) питома енергомідкість гідромеханічної мішалки збільшується за рахунок збільшення витрат енергії на перемішування та за рахунок збільшення продуктивності насоса.

Мінімальна питома енергомідкість гідромеханічної мішалки становить 0,4 кВт год./м<sup>3</sup> при частоті обертання насоса 700 об./хв., часі перемішування 10 хв. та діаметрі форсунок 2,5 мм.

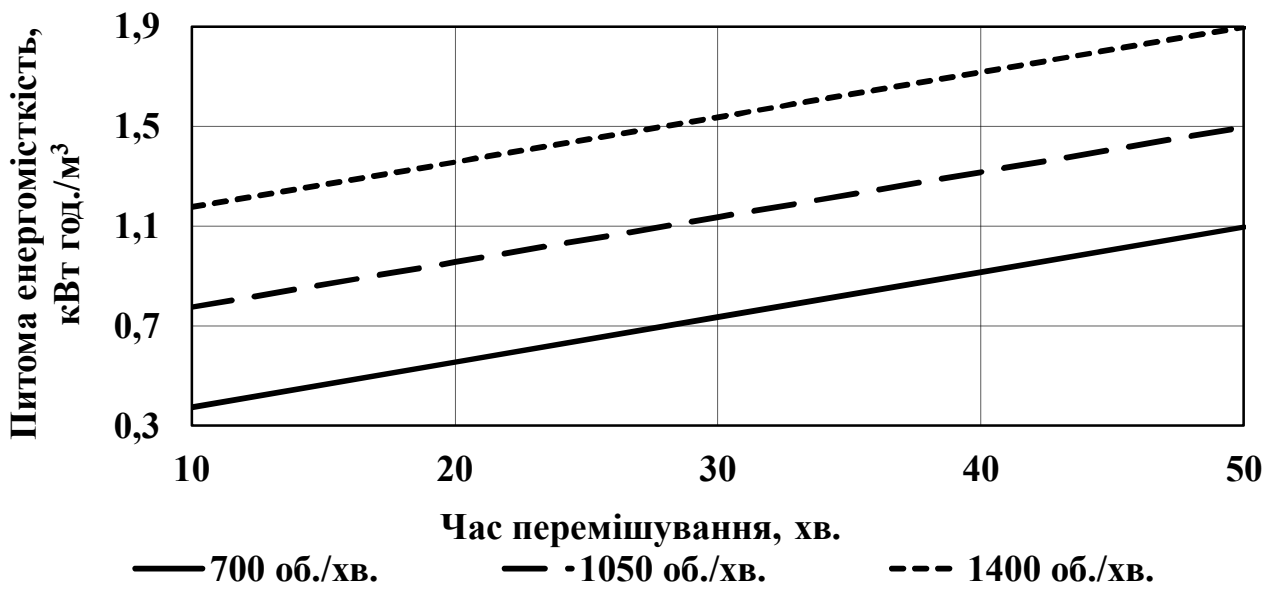


Рис. 4.52. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від часу перемішування при діаметрі форсунок 2 мм

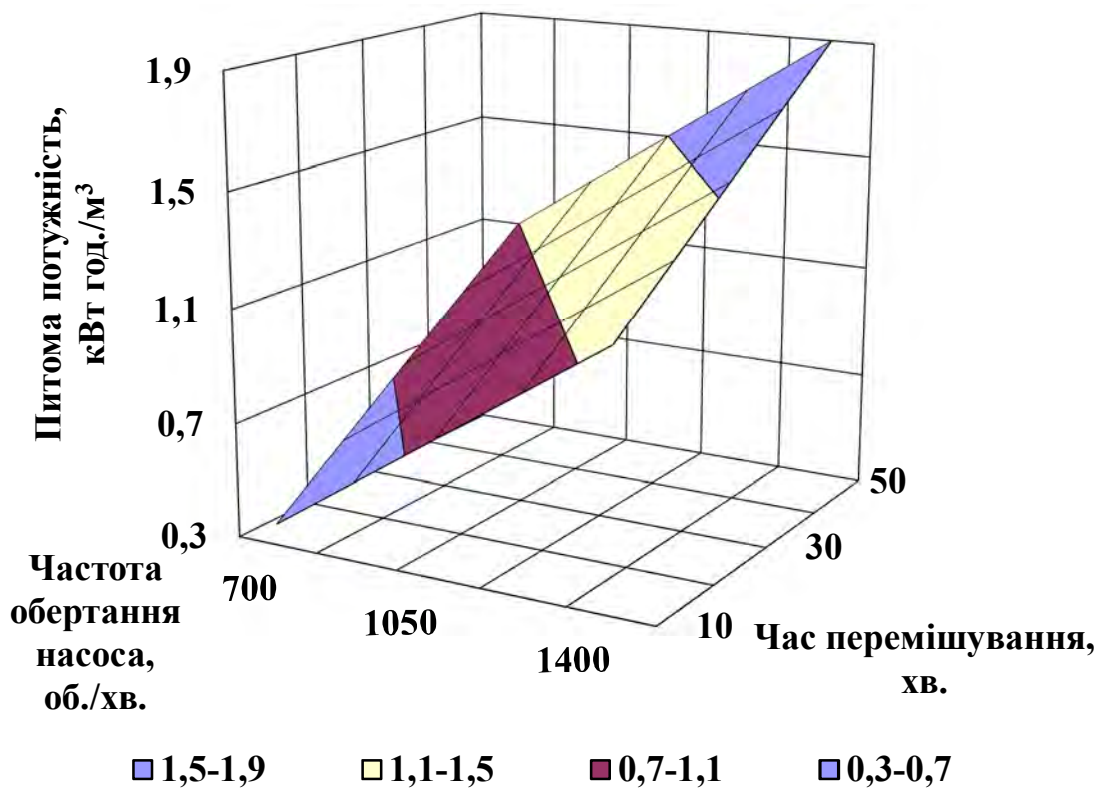


Рис. 4.53. Залежність питомої енергомісткості гідромеханічної мішалки від частоти обертання насоса та часу перемішування

Таким чином експериментально встановлено, що мінімальна питома енергомiсткiсть гiдромеханiчного перемiшування при виробництвi дизельного бiопалива становить  $0,4 \text{ кВт год./м}^3$  при частотi обертання насоса  $700 \text{ об./хв.}$ , часi перемiшування  $10 \text{ хв.}$  та дiаметрi форсунок  $2,5 \text{ мм}$ . Удосконалення процесу гiдромеханiчного перемiшування повинно здiйснюватися в напрямку створення конструкцiй мiшалок з мiнiмальним гiдравлiчним опором.

#### **4.12. Обгрунтування рацiональних параметрiв гiдромеханiчної мiшалки та перевiрка на адекватнiсть отриманих математичних моделей**

Частоту обертання насоса, дiаметр форсунок та температуру процесу приймали виходячи з забезпечення мiнiмальної питомої енергомiсткостi та споживаної потужностi обладнання для виробництва дизельного бiопалива з застосуванням гiдромеханiчного перемiшування. Кут нахилу лопаток приймали виходячи з необхідностi забезпечення максимальної частоти обертання гiдромеханiчної мiшалки, яка необхідна для виконання додаткового перемiшування за допомогою лопаток розмiщених на штангах гiдромеханiчної мiшалки. Час перемiшування приймали виходячи з забезпечення нормованих якiсних показникiв отриманого дизельного бiопалива, а саме кiнематичної в'язкостi та температури спалаху.

На основi компромiсу, який поєднує необхіднiсть забезпечення нормативних показникiв якостi та мiнiмальну споживану потужнiсть i питому енергомiсткiсть було прийнято наступнi рацiональнi значення параметрiв гiдромеханiчної мiшалки, а саме: частота обертання насоса –  $700 \text{ об./хв.}$  (рис. 4.34); дiаметр форсунок –  $2,5 \text{ мм}$  (рис. 4.36); кут нахилу лопаток –  $30^\circ$  (рис. 4.25); час перемiшування –  $50 \text{ хв.}$  (рис. 4.3, 4.4); температура процесу – не нижче  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 4.9). При цьому кiлькiсний вихiд дизельного бiопалива становив –  $98,8\%$ , середня кiнематична в'язкiсть дизельного бiопалива –  $4,99 \text{ мм}^2/\text{с}$ , середня температура спалаху дизельного бiопалива –  $135,2 \text{ }^\circ\text{C}$ , частота обертання гiдромеханiчної мiшалки –  $39 \text{ об./хв.}$ , споживана потужнiсть

– 77,9 Вт, питома енергомiсткiсть обладнання для виробництва дизельного бiопалива – 1,42 кВт год./м<sup>3</sup>.

Отриману теоретичну модель (2.32) в результатi експерименту перевiряли на вiдповiднiсть отриманим експериментальним даним усталеної частоти обертання гiдромеханiчної лопатевої мiшалки. Для перевiрки співставляли теоретичнi та експериментальнi значення, а саме усталеної частоти обертання гiдромеханiчної лопатевої мiшалки в залежностi вiд частоти обертання насоса при кутi установки лопаток 60°; усталеної частоти обертання гiдромеханiчної лопатевої мiшалки в залежностi вiд кута установки лопаток при частотi обертання насоса 1050 об./хв.

Теоретичнi розрахунки проводились при кутi нахилу лопаток вiд 30 до 90 °С з кроком в 15 °С та частотi обертання насоса вiд 700 до 1400 об./хв. з кроком 125 об./хв.

На основi експериментальних дослiджень отримано експериментальну залежнiсть коефiцiєнту лобового опору вiд частоти обертання насоса (рис. 4.54), яка показує, що коефiцiєнт лобового опору зменшується вiд 120 до 32 вiдн. од. при збiльшеннi частоти обертання насоса вiд 700 до 1400 об./хв.

В результатi експериментальних дослiджень було отримано рiвняння регресiї, яке пов'язує частоту обертання насоса та коефiцiєнт лобового опору i має наступний вигляд:

$$k_x = 0,000 n_H^4 - 0,000 n_H^3 + 0,012 n_H^2 - 9,622 n_H + 2867,244 \quad (4.11)$$

За результатами дослiджень теоретичнi значення усталеної частоти обертання гiдромеханiчної лопатевої мiшалки, при кутi установки лопаток 60 °, (рис. 4.55) співпали з експериментальними значеннями усталеної частоти обертання гiдромеханiчної лопатевої мiшалки за рахунок введення коефiцiєнту лобового опору, який був отриманий експериментально.

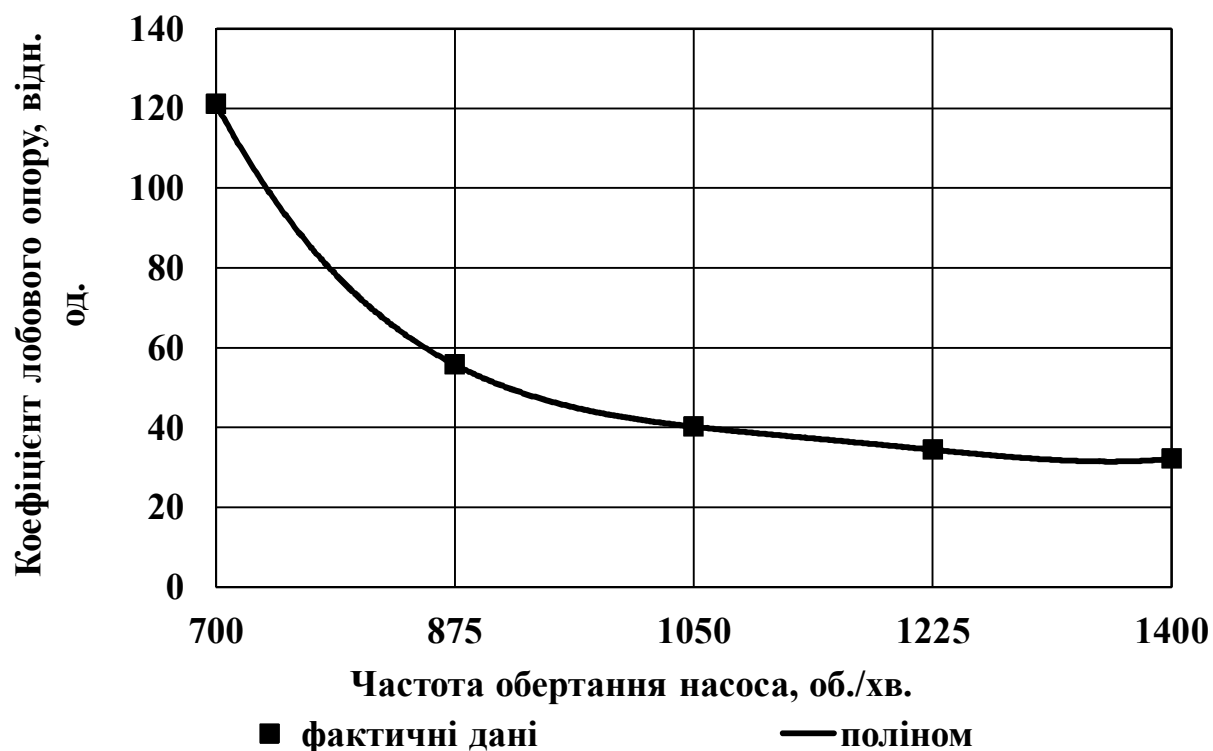


Рис. 4.54. Залежність коефіцієнта лобового опору від частоти обертання насоса

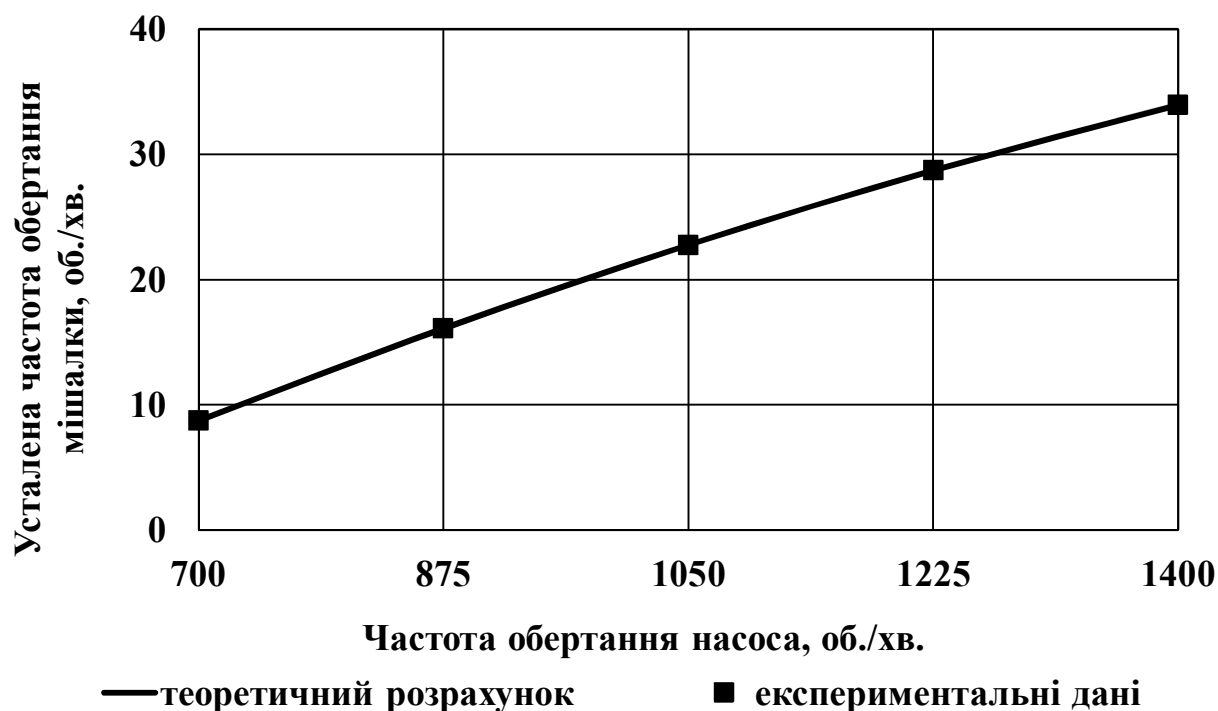


Рис. 4.55. Залежність усталеної частоти обертання гідромеханічної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток  $60^\circ$

Теоретичні та експериментальні значення усталеної частоти обертання гідромеханічної лопатевої мішалки, при частоті обертання насоса 1050 об./хв., в залежності від значень кута установки лопаток приведені на рис. 4.56. Рівень наближення теоретичних і експериментальних даних, оцінений індексом детермінації, становив 0,93 відн. од., що свідчить про достатній рівень адекватності теоретичних даних.

Теоретичні значення споживаної потужності гідромеханічної лопатевої мішалки залежно від значень кута установки лопаток представлені на рис. 4.57.

Рівень наближення теоретичних і експериментальних даних, оцінений індексом детермінації, становить 0,97 відн. од., що також свідчить про достатній рівень адекватності теоретичних даних.

Таким чином, порівняння теоретичних та експериментальних даних свідчить про достатню адекватність теоретичної моделі гідромеханічної лопатевої мішалки.

#### **4.13. Визначення фізико-механічних властивостей дизельного біопалива**

Вагомий вплив на властивості дизельного біопалива має вид рослинної олії, адже вміст жирних кислот в кожній рослині свій і змінюється в досить широких межах, і навіть у рослин одного виду може суттєво відрізнятися в залежності від сорту та умов вирощування. Склад жирних кислот рослинної олії обумовлює теплотворну здатність, в'язкість та густину дизельного біопалива, які в свою чергу визначають особливості застосування та експлуатаційні параметри роботи МТА.

З метою дослідження основних властивостей виготовлено дослідні партії дизельного біопалива з олійних культур, що широко культивуються в Україні (табл. 4.14).

Результати дослідження об'ємного виходу пального з рослинних олій показує, що він знаходиться в досить широкому діапазоні – від 73,6 до 89,3 %.

Найбільший вихід біопалива з лляної олії, а менший у суріпиці. Також слід зазначити, що показники в'язкості та густини в дизельного біопалива з лляної олії перевищують показники інших олій.

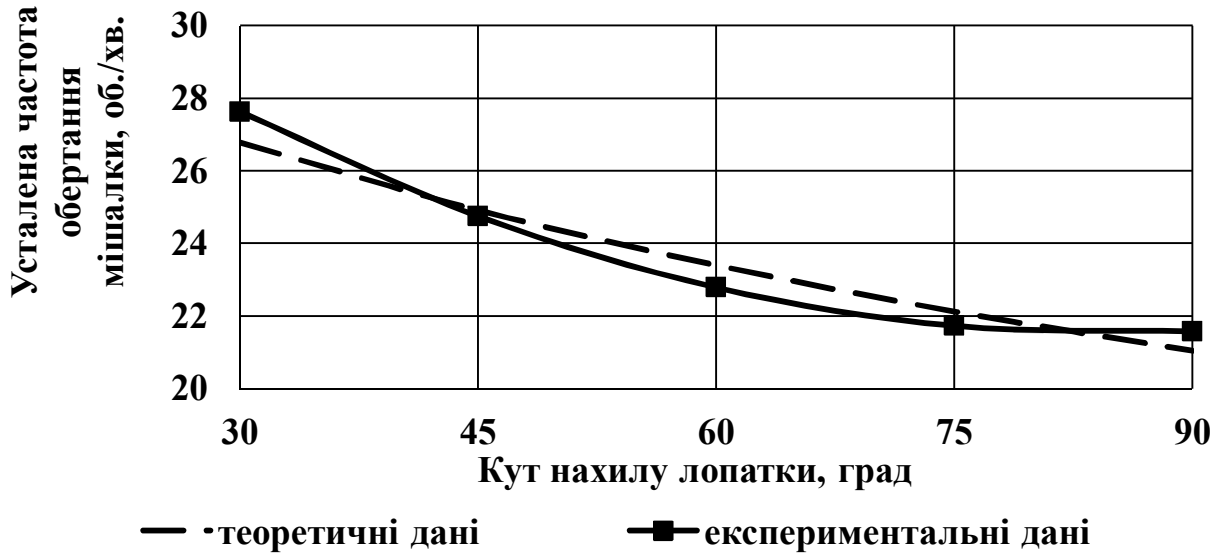


Рис. 4.56. Залежність усталеної частоти обертання гідромеханічної лопатевої мішалки в залежності від кута установки лопаток при частоті обертання насоса 1050 об./хв.



Рис. 4.57. Залежність споживаної потужності гідромеханічної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса

Однією із важливих характеристик дизельного палива, що забезпечує подачу та фільтрування палива, є його рухливість при низькій температурі. Низькотемпературні властивості палива оцінюються температурами помутніння, при якій змінюється фазовий склад палива (поряд з рідкою фазою з'являється тверда), та застигання, при якій паливо повністю втрачає рухливість.

**Таблиця 4.14 Властивості дизельного біопалива виробленого з основних олійних культур України**

Вид рослинної олії	Показники			
	Густина*, кг/м <sup>3</sup>	Кінематична в'язкість*, мм <sup>2</sup> /с	Температура спалаху у відкритому тиглі, °С	Об'ємний вихід біопалива, %
Ріпакова	878	7,7	135	86,5
Ляна	887	7,11	140	89,3
Соєва	880	7,88	137	83,2
Рижієва	885	8,0	136	85,4
Гірчична	878	7,83	121**	86,5
Соняшникова	885	7,94	123**	83,3
Суріпиця	875	9,11	132	73,6

\* – дані отримані при температурі 20 °С;

\*\* – температура спалаху у закритому тиглі.

У таблиці 4.15 приведені результати досліджень температури помутніння та застигання дизельного біопалива на основі метилових ефірів соняшникової, соєвої та ріпакової олій виробництва заводу НУБіП України.

При досягненні температури помутніння паливо не втрачає своєї рухливості, але проходячи через фільтрувальні елементи призводить до їх закупорення, порушуючи цим подачу палива. Для забезпечення нормальної експлуатації двигуна необхідно, щоб температура помутніння дизельного біопалива була нижчою температури навколишнього повітря.

**Таблиця 4.15 Температура помутніння та застигання дизельного біопалива з різних рослинних олій**

Показник	Дизельне біопаливо на основі		
	соєвої олії	соняшникової олії	ріпакової олії
Температура помутніння, °С	10,0	9,6	7,9
Температура застигання, °С	2,7	0,9	-0,8

Таким чином, низькотемпературні властивості досліджуваних зразків дизельного біопалива на основі метилових ефірів різних рослинних олій досить близькі, гранична температура навколишнього середовища, яка дозволяє експлуатацію дизельного двигуна без використання підігріву при використанні дизельного біопалива у чистому вигляді, становить близько 10 °С.

У таблиці 4.16 та на рис. 4.58 представлено результати досліджень визначення впливу температури на в'язкісні характеристики дизельного біопалива на основі ріпакової та соєвої олії в залежності від температури.

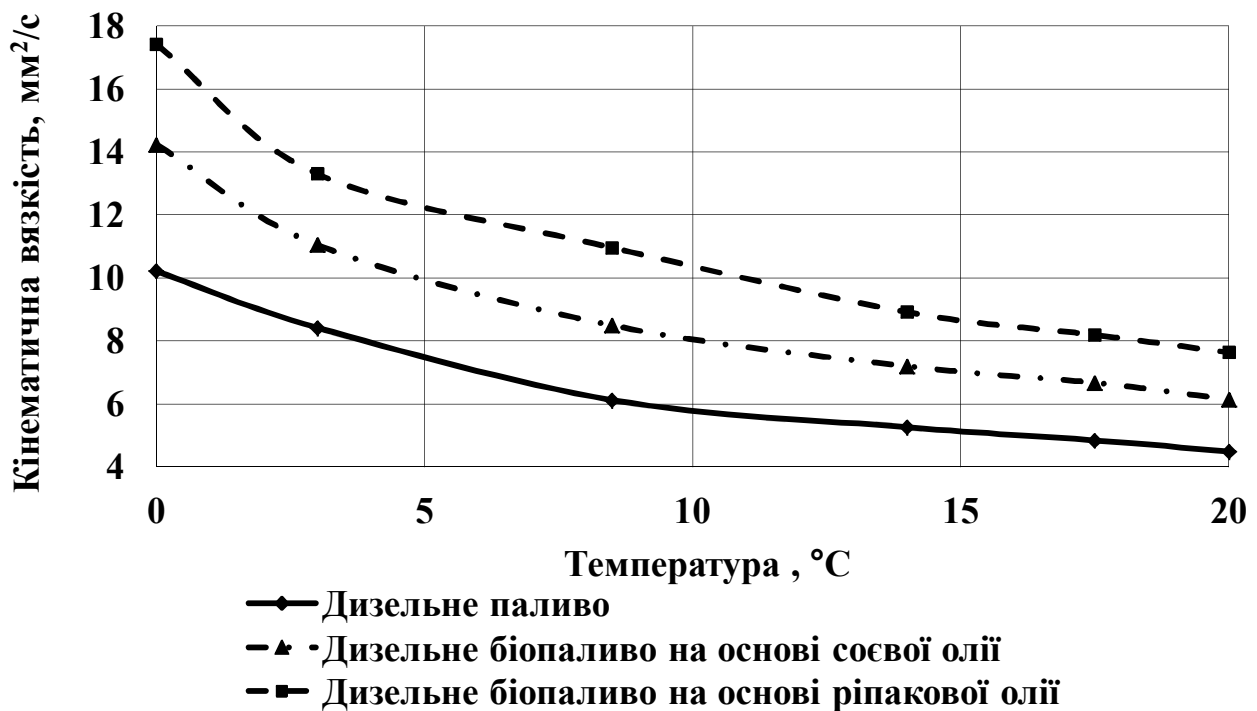
**Таблиця 4.16 Вплив температури на кінематичну в'язкість палива, мм<sup>2</sup>/с**

Тип палива	Температура, °С					
	0	3	8,5	14,0	17,5	20
Дизельне паливо (ДП)	10,22	8,43	6,13	5,27	4,85	4,5
Дизельне біопаливо із ріпакової олії (РМЕ)	17,42	13,31	10,97	8,92	8,2	7,64
Дизельне біопаливо із соєвої олії (СМЕ)	14,23	11,06	8,5*	7,21	6,68	6,15

\* – дані зафіксовано при температурі 8,2 °С.

Результати дослідження зміни кінематичної в'язкості від температури показали, що в досліджуваному температурному діапазоні від 14 до 20 °С в'язкість РМЕ та СМЕ в порівнянні з дизельним паливом вища на 70 % та 37 % відповідно. У порівнянні з СМЕ в'язкість РМЕ на 24 % вища.

Одним із важливих напрямків у використанні дизельного біопалива є застосування його сумішей з дизельним паливом. У таблиці 4.17 та на рис. 4.59 представлено результати досліджень визначення впливу температури на в'язкісні характеристики в залежності від температури сумішей дизельного біопалива на основі ріпакової та соєвої олії з літнім дизельним паливом в пропорціях: 70 % РМЕ+30 % ДП; 50 % РМЕ+50 % ДП; 70 % СМЕ+30 % ДП та 50 % СМЕ+30 % ДП.



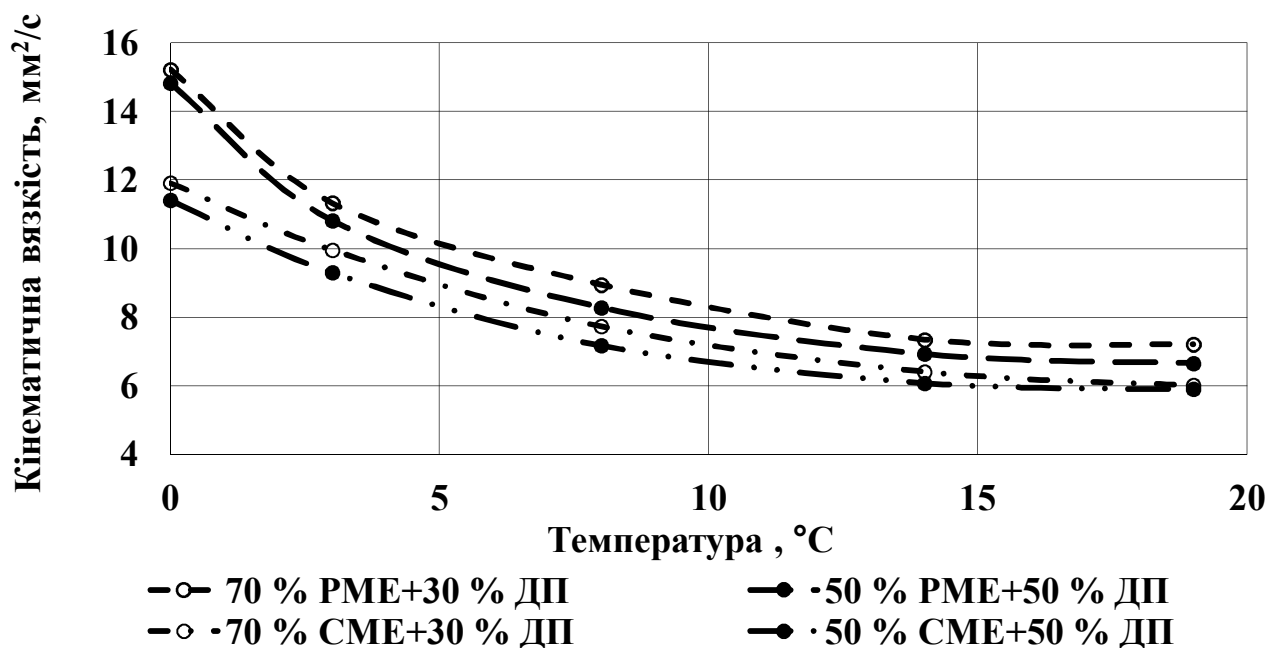
**Рис. 4.58. Залежність зміни кінематичної в'язкості дизельного біопалива від температури**

Результати дослідження зміни кінематичної в'язкості сумішей від температури показали, що в досліджуваному температурному діапазоні зміна кінематичної в'язкості паливних сумішей носить подібний характер, паливні суміші з 30 % вмістом дизельного палива мають вищу в залежності від температури на величину від 2 до 8 % в'язкість в порівнянні з сумішшю, що містить 50 % дизельного палива, дана пропорція характерна як для РМЕ так і СМЕ. Проведені дослідження показали, що при температурі 19 °C додавання до

РМЕ 30 % дизельного палива призводить до зниження в'язкості суміші на 5,5 %, додавання 50 % дизельного палива знижує в'язкість суміші на 13 %.

**Таблиця 4.17. Вплив температури палива на кінематичну в'язкість сумішей дизельного біопалива з дизельним паливом, мм<sup>2</sup>/с**

Паливо	Температура, °С				
	0	3	8	14	19
70 % РМЕ+30 % ДП	15,23	11,34	8,96	7,36	7,22
70 % СМЕ+30 % ДП	11,92	9,97	7,74	6,42	6,27
50 % РМЕ+50 % ДП	14,83	10,83	8,29	6,94	6,02
50 % СМЕ+50 % ДП	11,42	9,31	7,18	6,09	5,91



**Рис. 4.59. Залежність кінематичної в'язкості сумішей дизельного біопалива з дизельним паливом від температури**

При зниженні температури до 14 °С різниця кінематичної в'язкості збільшиться та складає 17 % та 27 % відповідно. Додавання дизельного палива до СМЕ приводить до зниження кінематичної в'язкості на 2 % та 4 % при

температурі 19 °С відповідно для сумішей з вмістом 30 % та 50 % дизельного палива та 11 % та 17 % при температурі 14 °С.

На основі проведених експериментальних досліджень встановлено, що ефективний діапазон використання дизельного біопалива, при якому кінематична в'язкість не буде суттєво впливати на роботу дизельного ДВЗ для сумішей з дизельним паливом та чистого СМЕ, знаходиться при температурі більшій за 5 °С, а для чистого РМЄ при температурі більшій за 10 °С. При температурах навколишнього середовища менших ніж 10 °С слід використовувати підігрів палива для забезпечення прохідної здатності в паливопроводах від баку до паливного насоса високого тиску. Додавання дизельного палива приводить до деякого зниження кінематичної в'язкості палива, але не вирішує проблеми високої в'язкості дизельного біопалива при низьких температурах.

#### **4.14. Визначення впливу температури на параметри дизельного біопалива**

Для визначення фізико-механічних властивостей дизельного біопалива при нагріві, проведені дослідження зміни показників густини та в'язкості палива в температурному діапазоні від 10 °С до 95 °С (рис. 4.60).

У результаті проведення досліджень кінематичної в'язкості встановлено, що з підвищенням температури зниження кінематичної в'язкості дизельного біопалива відбувається більш інтенсивно ніж дизельного палива. Так в температурному діапазоні від 20 °С до 95 °С відбулося зменшення кінематичної в'язкості дизельного біопалива у 4 рази, дизельного палива – в 3 рази. Зменшення густини палив із підвищенням температури має прямо пропорційний характер. У температурному діапазоні від 20 °С до 95 °С густина дизельного палива зменшується на 5,6 %, дизельного біопалива на 6,2 %. Згідно державних стандартів [227] кінематична в'язкість дизельного палива

визначається при температурі 20 °С, дизельного біопалива при температурі 40 °С.

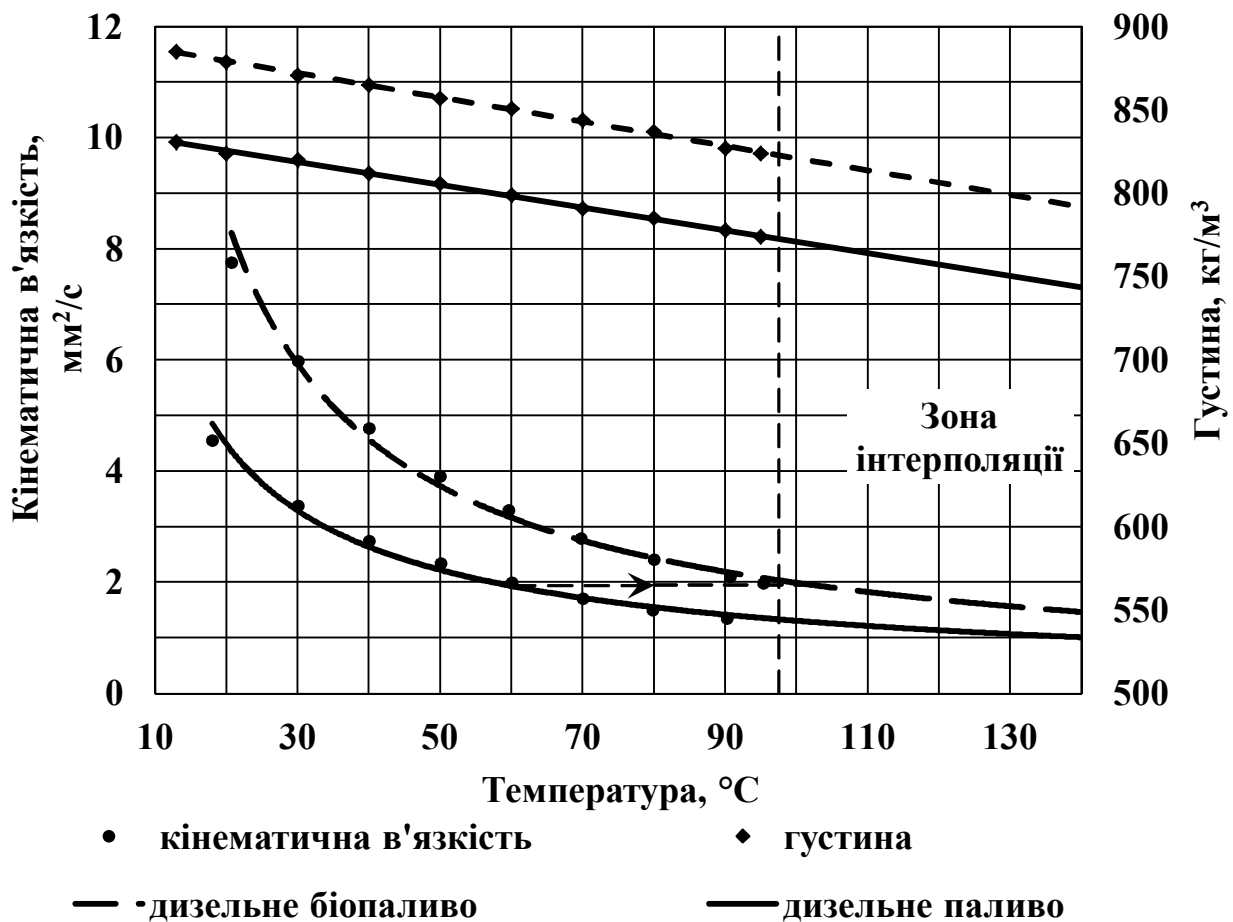


Рис. 4.60. Залежність кінематичної в'язкості та густини палива від температури

Проведені дослідження показали, що при даних температурах кінематична в'язкість досліджуваних зразків палив майже однакова. Проте слід зазначити, що температура дизельного палива в головці паливного насоса високого тиску дизельних автотракторних двигунів більше ніж на 30 °С вища за температуру навколишнього середовища. Враховуючи температури навколишнього середовища при виконанні основних агротехнологічних операцій, в середньому, дизельне паливо подається на впорск при температурі близькій 60 °С [228]. При цій температурі в'язкість дизельного палива становить близько 2 мм<sup>2</sup>/с. Таке значення кінематичної в'язкості для

дизельного біопалива може бути досягнуто при температурі близький до 100 °С. Для прогнозування зміни густини та кінематичної в'язкості при температурі більшій за 100 °С, виконано інтерполяцію отриманих експериментальних даних, яка показала, що кінематична в'язкість дизельного біопалива із ростом температури поступову знижується, проте інтенсивність падіння в'язкості суттєво зменшується. Досягнення однакових показників кінематичної в'язкості дизельного біопалива та дизельного палива можливе при температурі дизельного біопалива вищій на 30–40 °С.

У результаті проведених експериментальних досліджень отримано експериментальні криві зміни кута розпилення факела дизельного палива та дизельного біопалива форсункою ФШ 62005 (двигуна СМД-14) в повітря від температури палива (рис. 4.61).

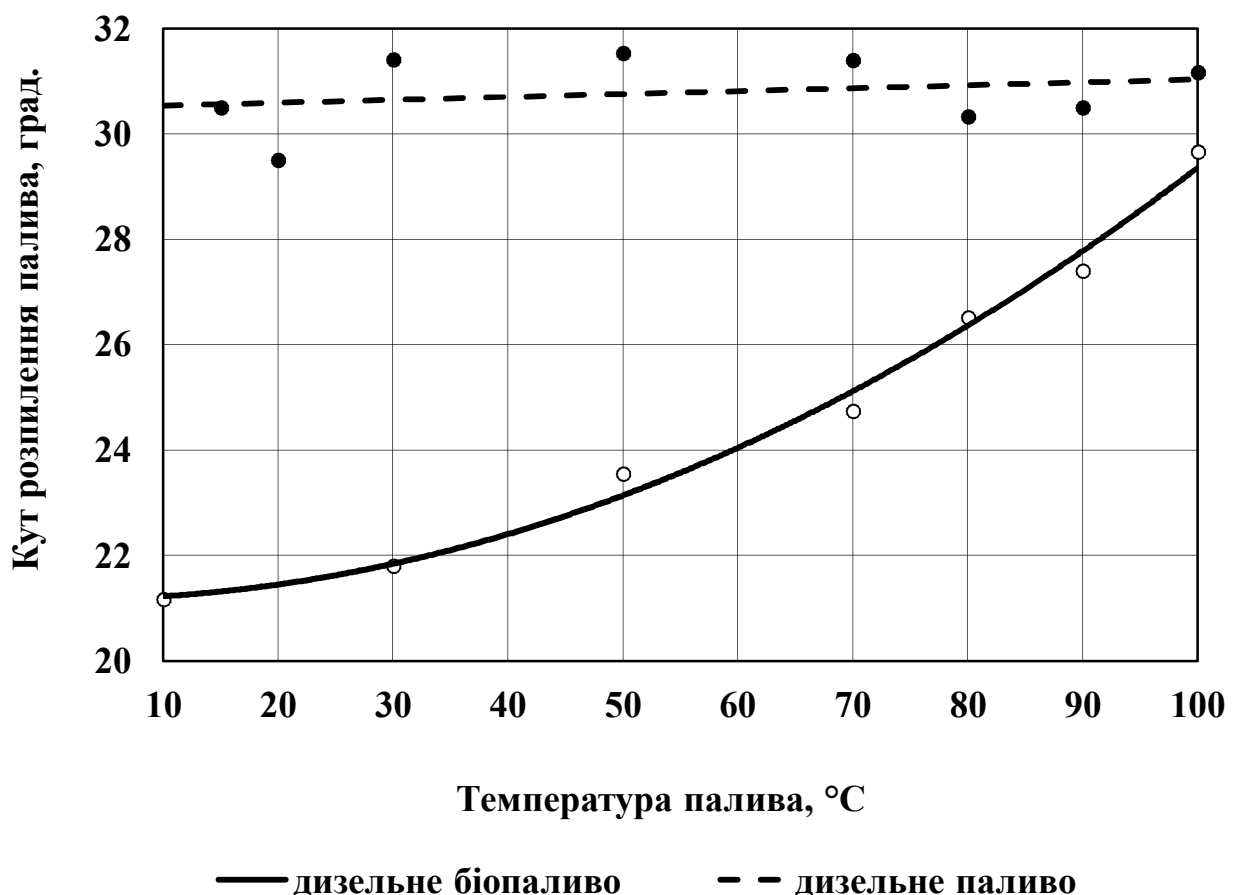


Рис. 4.61. Зміна кута розпилення факела від температури палива

Проведені експериментальні дослідження показали, що кут розпилення факела палива при підвищенні температури палива з 10 до 100 °С збільшився від 21° до майже 30°, тобто на 40 %, проте не досяг значення кута розпилення для дизельного палива при 15 °С.

Вплив температури нагріву дизельного палива на зміну кута розпилення неістотна.

Таким чином, підвищення температури дизельного біопалива перед впорскуванням покращує характеристики факела розпилення, що призводить до покращення процесу сумішоутворення та повноти згорання палива. Проте при температурі нагріву дизельного біопалива 100 °С не досягається значення кута розпилення дизельного палива, що свідчить про те, що ефективний діапазон нагріву дизельного біопалива знаходиться при дещо вищій температурі.

#### **4.15. Визначення показників роботи дизельного двигуна при застосуванні дизельного біопалива**

Для визначення експлуатаційних параметрів роботи дизельного двигуна при використанні дизельного біопалива [229, 230], проведені порівняльні стендові-гальмівні випробування роботи двигуна Д-65Н трактора ПМЗ-6 АКЛ на стенді КИ-5543-ГОСНИТИ при роботі на дизельному паливі (ДП), чистому дизельному біопаливі (ДБП) та суміші 75 % дизельного палива та 25 % дизельного біопалива (75 % ДП+25 % ДБП), суміші 50 % дизельного палива та 50 % дизельного біопалива (50 % ДП+50 % ДБП).

У результаті стендових випробувань було отримано значення зміни обертів колінчастого вала двигуна, крутного моменту, годинної та питомої витрати палива від завантаження двигуна та сформовано масив даних параметрів роботи двигуна (табл. 4.18), а також побудовано залежності зміни регуляторних характеристик роботи двигуна для ДП та ДБП (рис. 4.62).

**Таблиця 4.18. Експлуатаційні параметри роботи дизельного двигуна Д-65Н трактора ПМЗ-6АКЛ при роботі на дизельному біопаливі та його сумішах з дизельним паливом**

Тип палива	Оберти колінчастого вала, об./хв.	Потужність, кВт	Крутний момент, Н м	Питома витрата палива, г/(кВт год.)	Годинна витрата палива, кг/год.
1	2	3	4	5	6
ДП	1854 (х. х.)	–	–	–	3,35
	1833	9,99	3,90	0,481	4,80
	1826	21,49	8,43	0,314	6,75
	1808	29,55	11,71	0,271	8,00
	1793	40,05	16,00	0,253	10,14
	1789	43,85	17,56	0,243	10,65
	1789	44,82	17,95	0,249	11,18
	1766	46,19	18,73	0,244	11,25
	1771	46,31	18,73	0,248	11,50
	1710	46,57	19,51	0,240	11,18
	1580	44,77	20,29	0,237	10,59
	1503	44,21	21,07	0,241	10,65
	1423	43,42	21,85	0,236	10,23
75 % ДП + 25 % ДБП	1855 (х. х.)	–	–	–	3,66
	1847	10,06	3,90	0,491	4,95
	1835	20,00	7,80	0,333	6,67
	1814	29,65	11,71	0,282	8,37
	1800	39,23	15,61	0,256	10,06
	1792	42,95	17,17	0,262	11,25
	1748	46,66	19,12	0,254	11,84
	1664	45,32	19,51	0,242	10,98

Продовження таблиці 4.16

1	2	3	4	5	6
	1527	44,93	21,07	0,243	10,91
	1369	43,25	22,63	0,246	10,65
50 % ДП + 50 % ДБП	1856 (х. х.)	–	–	–	4,00
	1850	10,08	3,90	0,519	5,23
	1833	19,97	7,80	0,355	7,09
	1815	29,66	11,71	0,292	8,66
	1805	39,33	15,61	0,271	10,65
	1792	45,90	18,34	0,263	12,08
	1711	46,24	19,35	0,265	12,27
	1578	44,70	20,29	0,260	11,61
	1514	44,55	21,07	0,261	11,61
	1406	42,88	21,85	0,265	11,35
ДБП	1859 (х. х.)	–	–	–	4,24
	1851	10,08	3,90	0,548	5,53
	1838	20,03	7,80	0,370	7,41
	1826	29,85	11,71	0,302	9,00
	1805	39,34	15,61	0,292	11,50
	1793	44,94	17,95	0,286	12,86
	1718	46,80	19,51	0,276	12,92
	1594	45,16	20,29	0,248	11,18
	1499	44,10	21,07	0,268	11,80
	1497	44,03	21,07	0,273	12,00
	1396	42,60	21,85	0,277	11,80

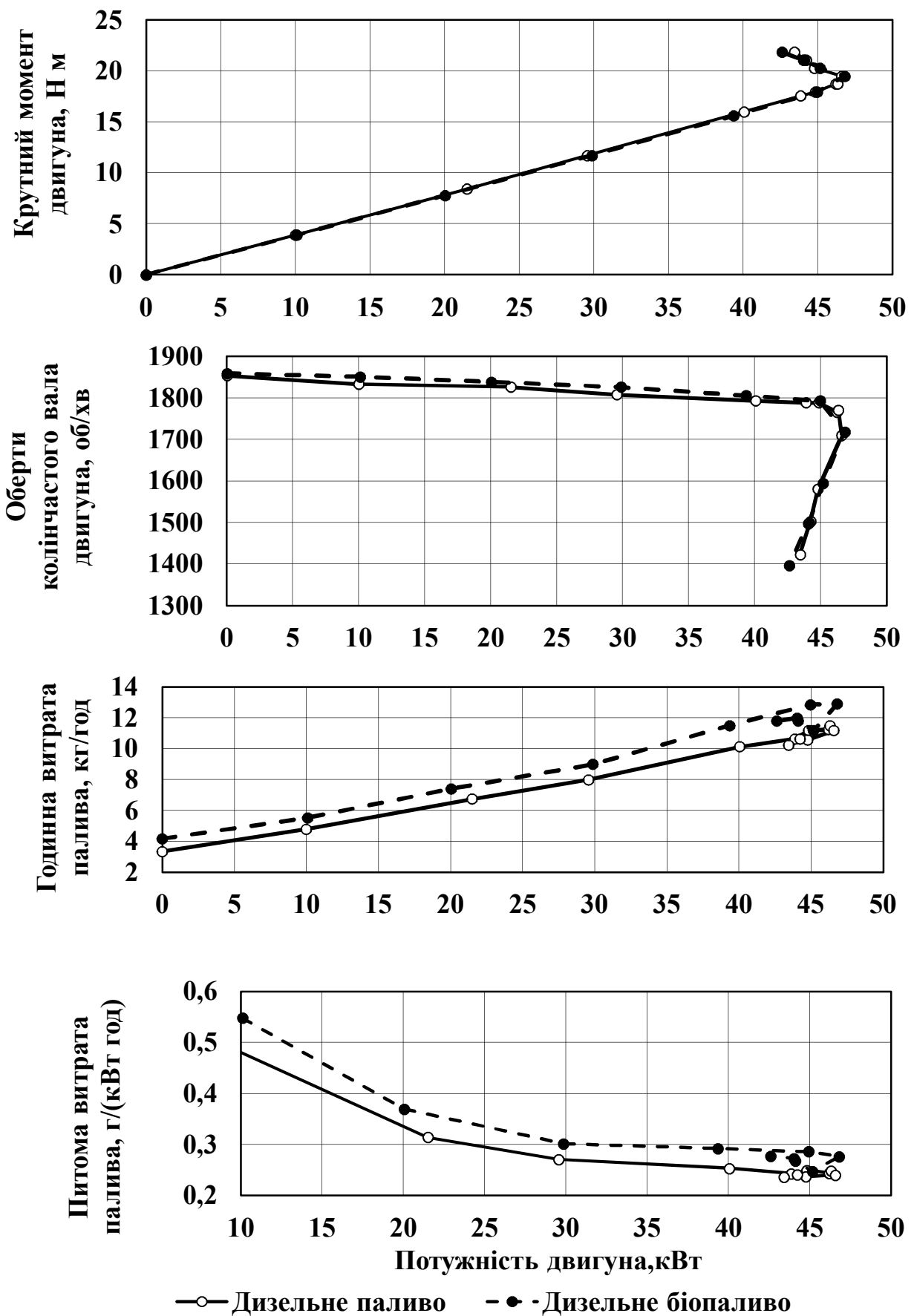


Рис. 4.62. Регуляторні характеристики роботи двигуна Д-65Н

На основі експериментальних досліджень встановлено, що при застосуванні дизельного біопалива та його сумішей потужність та крутний момент, який розвиває двигун, залишається на тому ж рівні як і при використанні дизельного палива, проте відбувається збільшення годинної та питомої витрати палива.

Годинна витрата палива двигуном на режимі максимальної потужності при використанні ДБП склала 12,92 кг/год., суміші 75 % ДП+25 % ДБП – 11,84 кг/год., суміші 50 % ДП+50 % ДБП – 12,27 кг/год., чистого ДП – 11,50 кг/год.

Питомі витрати палива для всіх зазначених видів палива склали відповідно 276 г/(кВт год.), 254 г/(кВт год.), 260 г/(кВт год.) та 248 г/(кВт год.). Зокрема при переході з ДП на використання суміші 75 % ДП+25 % ДБП витрата палива збільшується на величину від 2 до 8 %, при використанні 50 % ДП+50 % ДБП – на величину від 7 до 12 %, а при використанні чистого ДБП – на величину від 13 до 18 % в залежності від завантаження двигуна.

#### **4.16. Екологічні показники роботи дизельного двигуна при використанні дизельного біопалива**

Для оцінки впливу експлуатаційних та екологічних показників роботи дизельного двигуна виконано порівняльні гальмівні випробування дизельного двигуна Д-65Н при його живленні дизельним паливом нафтового походження, дизельним біопалива без та із застосування його нагріву перед впорскуванням в циліндри двигуна.

У результаті експериментальних випробувань отримано регуляторні характеристики роботи двигуна при використанні дизельного палива, дизельного біопалива без та із застосуванням нагріву палива перед впорском в циліндр двигуна та отримано значення показників викидів чадного газу (CO), вуглеводневих сполук ( $C_nH_m$ ) та оксидів азоту ( $NO_x$ ) на відповідних режимах регуляторних характеристик.

Отримані значення зміни годинної та питомої витрати палива, викидів чадного газу, вуглеводнів та оксидів азоту, дали змогу оцінити вплив температури нагріву на процес згорання дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом нафтового походження.

Аналіз отриманих експлуатаційних характеристик показує (рис. 4.63 та рис. 4.64), що двигун на дизельному біопаливі розвиває майже таку ж потужність, що й на звичайному паливі, проте має гірші показники годинної та питомої витрати палива. При роботі на дизельному паливі двигун розвинув потужність 46,31 кВт при частоті обертання колінчастого вала 1771 об./хв. та питомій витраті палива 248 г/(кВт год.), на дизельному біопаливі без підігріву 46,13 кВт при частоті обертання колінчастого вала 1764 об./хв. та питомій витраті палива 297 г/(кВт год.), на дизельному біопаливі з підігрівом 45,99 кВт при частоті обертання колінчастого вала 1759 об./хв. та питомій витраті палива 280 г/(кВт год.), що відповідно на 19,75 % та 12,9 % більше, ніж у дизельного палива.

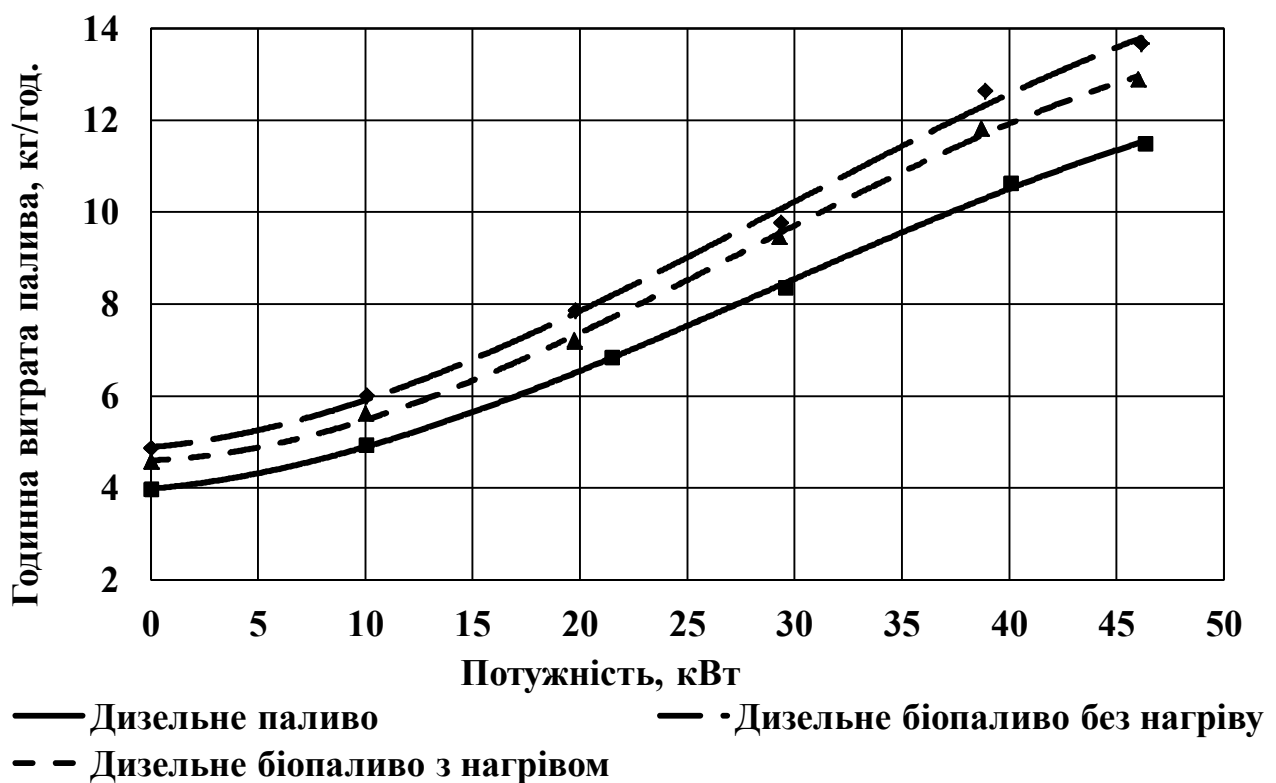
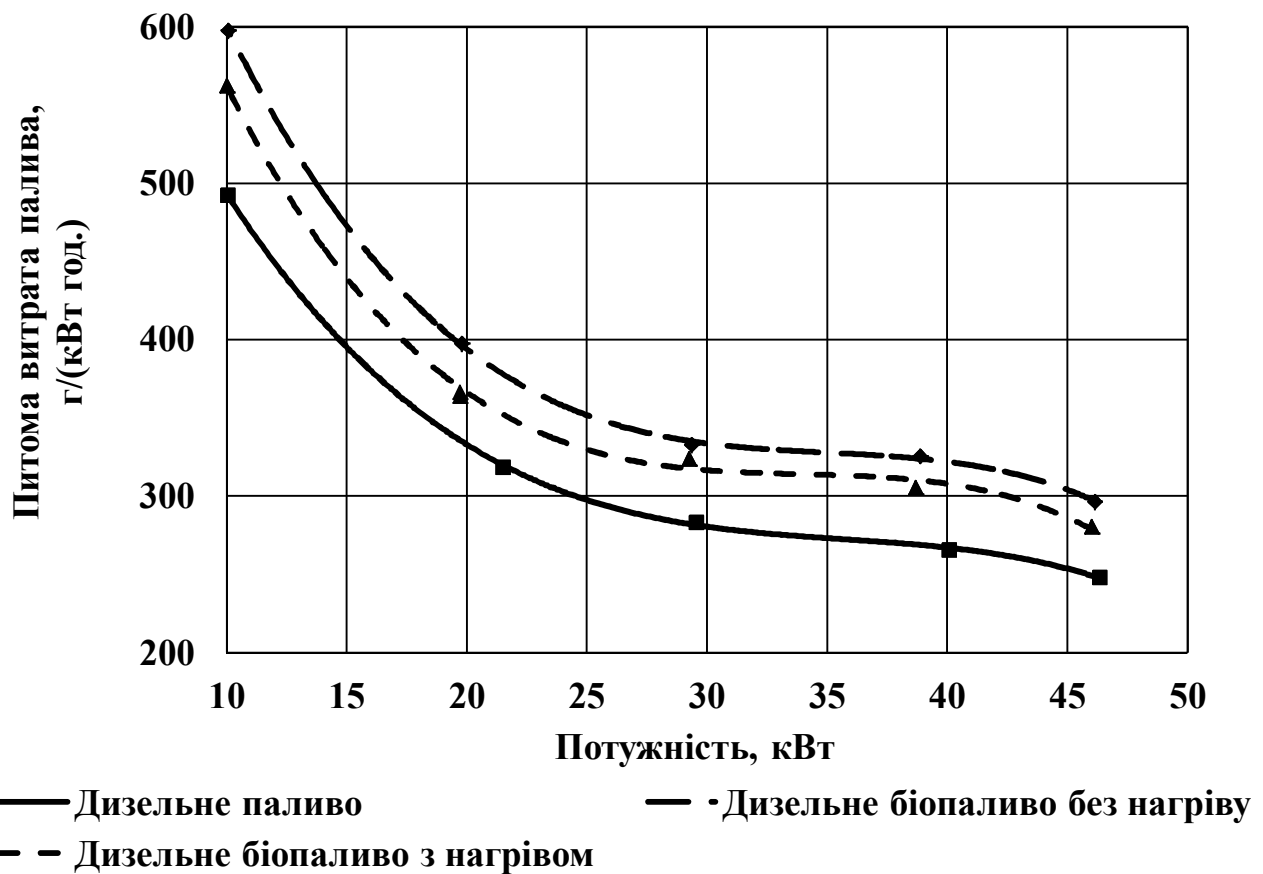


Рис. 4.63. Зміна годинної витрати палива від навантаження двигуна



**Рис. 4.64.** Зміна питомої витрати палива від навантаження двигуна

Збільшення витрати дизельного біопалива без підігріву в порівнянні з дизельним паливом пов'язано із меншою нижчою теплотою згорання та гіршою повнотою його згорання, дещо покращує ситуацію застосування нагріву дизельного біопалива перед впорском в циліндр, завдяки якій досягається зменшення перевитрати від 3 до 10 % в залежності від навантаження двигуна.

У дизельних двигунах СО утворюється в локальних зонах з багатою сумішшю і доокислюється у вуглекислий газ (СО<sub>2</sub>) в процесі розширення, оскільки в циліндрі завжди є в достатку кисень.

Аналіз показників викидів чадного газу (рис. 4.65) показує, що при завантаженні 10 кВт питомі викиди СО майже однакові і становлять на дизельному паливі 21,16 г/(кВт год.), на дизельному біопаливі без нагріву 21,72 г/(кВт год.), а з нагрівом 22,92 г/(кВт год.). При збільшенні навантаження до 20 кВт відбувається зменшення значень питомих викидів для дизельного палива майже в два рази та в три рази для дизельного біопалива. В інтервалі

навантажень від 20 до 30 кВт питомі викиди CO для дизельного палива залишаються майже незмінними і досягають свого мінімального значення близько до 10 г/(кВт год.). Із подальшим ростом навантаження відбувається поступове збільшення викидів до 13,33 г/(кВт год.) при максимальному навантаженні. Із збільшенням навантаження питомі викиди CO при роботі на дизельному біопаливі поступово знижуються і сягають свого мінімуму без підігріву 3,80 г/(кВт год.) та 4,72 г/(кВт год.) з підігрівом при навантаженні близькому до 39 кВт.

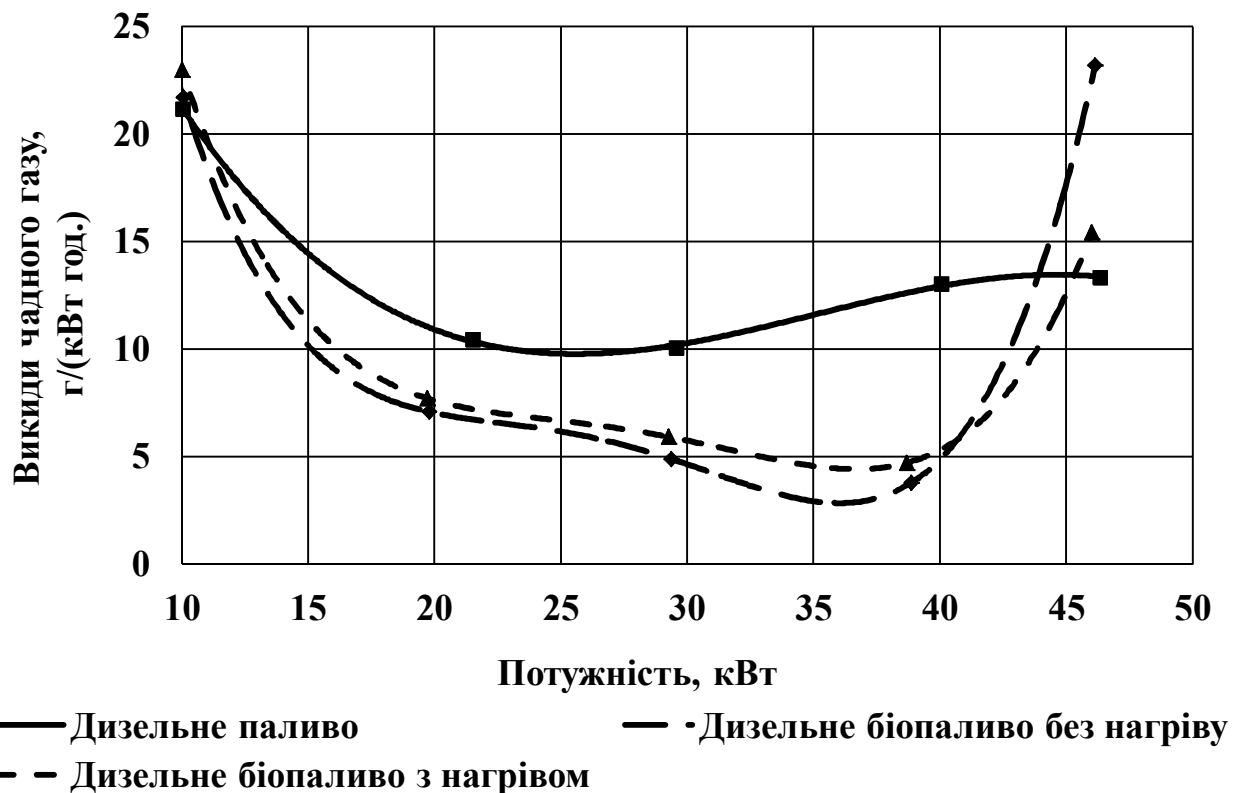


Рис. 4.65. Зміна питомих викидів чадного газу від навантаження двигуна

При максимальному навантаженні двигуна відбувається різке збільшення значень питомих викидів CO до 23,17 г/(кВт год.) та 15,42 г/(кВт год.) при роботі на дизельному біопаливі без та з нагрівом, що перевищує на 81,3 % та 15,6 % значення викидів для дизельного палива. Зниження питомих викидів CO при використанні дизельного біопалива в порівнянні з дизельним паливом майже на всьому діапазоні завантаження пояснюється наявністю в структурі

молекули біопалива вільного кисню, що сприяє більш повному його окисленню.

Аналіз характеристик зміни питомих викидів вуглеводневих сполук (рис 4.66) показує, що характер зміни значень викидів в діапазоні від 10 до 40 кВт, майже однаковий і суттєво не відрізняються один від одного. Із ростом навантаження відбувається зменшення питомих значень викидів вуглеводневих сполук. Значення питомих викидів  $C_nH_m$  для дизельного біопалива без підігріву дещо нижчі, ніж у дизельного палива. При максимальному навантаженні слід відмітити різке збільшення питомих викидів вуглеводнів для дизельного біопалива без підігріву, які у 2 рази перевищили значення викидів для дизельного палива.

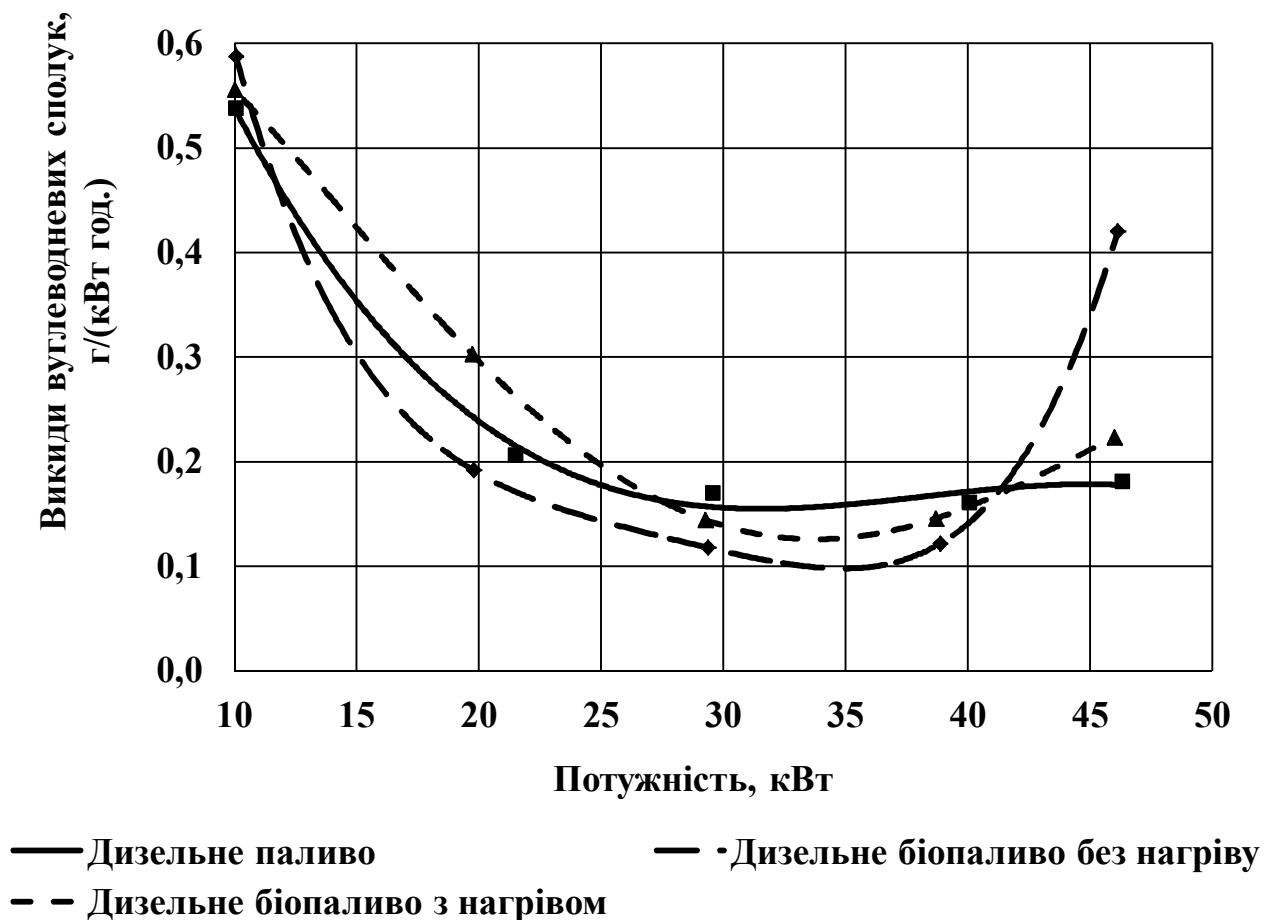


Рис. 4.66. Зміна питомих викидів вуглеводневих сполук від навантаження двигуна

Аналіз отриманих експериментальних залежностей (рис. 4.67) показав, що питомі значення оксидів азоту змінюється майже ідентично, і несуттєво відрізняються один від одного. При максимальній потужності показник питомих викидів  $\text{NO}_x$  для дизельного біопалива з підігрівом перевищив на 7,7 % та 17 % значення викидів для дизельного палива та дизельного біопалива без підігріву.

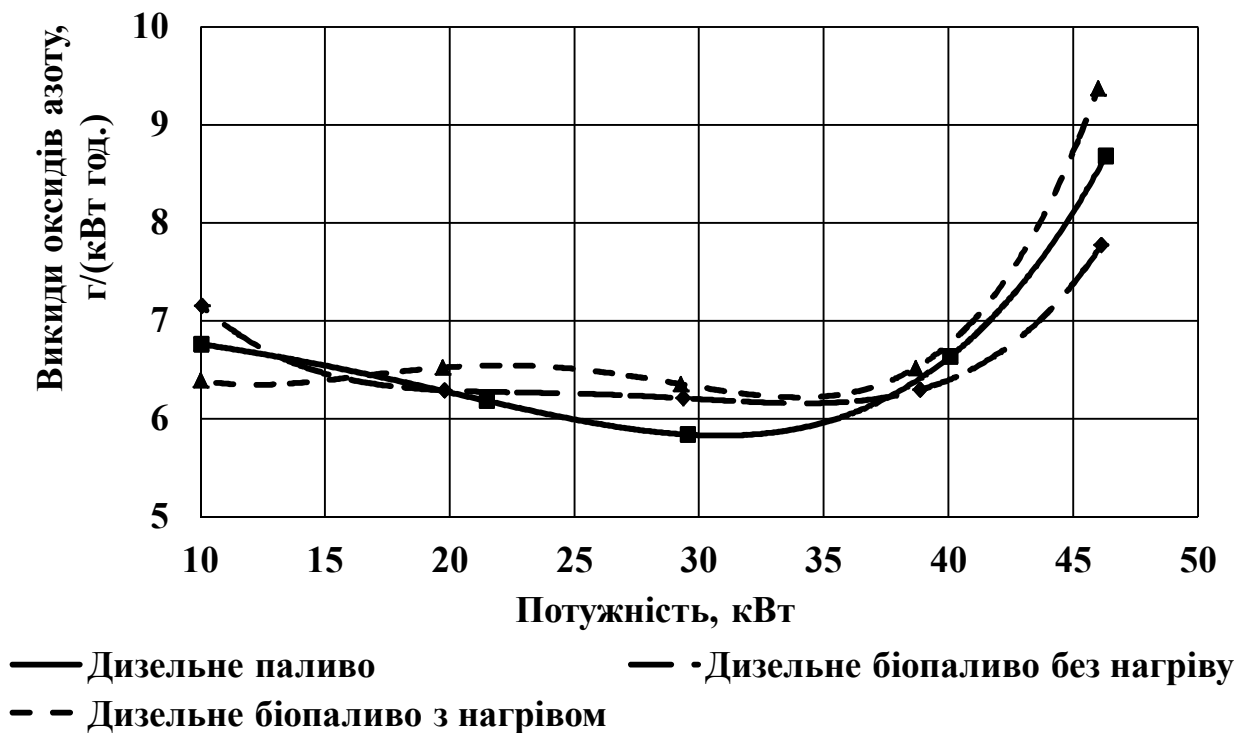


Рис. 4.67. Зміна питомих викидів оксидів азоту від навантаження двигуна

Різне зростання показників питомих викидів шкідливих сполук  $\text{CO}$  та  $\text{C}_n\text{H}_m$  дизельного двигуна на максимальній потужності при роботі на дизельному біопаливі без підігріву у порівнянні зі значеннями для дизельного палива пов'язане із недостатньою якістю розпилу та сумішоутворення (краплі палива при розпилі більші, ніж у дизельного палива, через вище значення кінематичної в'язкості), що на тлі максимальної циклової подачі палива призводить до збільшення кількості зон з недостатньою кількістю кисню навколо краплин палива, де молекули дизельного біопалива, маючи більший молекулярний ланцюг не встигають пройти повну деструкцію та окислення і, як

наслідок, відбувається погіршення повноти згорання палива та зростання шкідливих викидів чадного газу та вуглеводнів.

Значення питомих викидів для дизельного біопалива із застосуванням нагріву майже на всьому інтервалі навантаження дещо вищі, ніж у дизельного біопалива без підігріву. При нагріві дизельного біопалива до температури 120 °C відбувається покращення розпилення та сумішоутворення, у результаті чого збільшується повнота згорання хвостової частина палива, що складається з високомолекулярних вуглеводів.

Це призводить до збільшення кількості шкідливих викидів та зниження годинної та питомої витрати палива при застосуванні нагріву. Особливо це відчутно при максимальному навантаженні двигуна, коли в циліндрі складаються несприятливі умови для повного згорання палива. Питомі викиди CO та  $C_nH_m$  у цьому режимі для дизельного палива без підігріву на 50 % та 90 % відповідно перевищили показники для дизельного біопалива з нагрівом. Більше значення питомих викидів оксидів азоту для дизельного біопалива з підігрівом пов'язане зі збільшенням температури локальних зон згорання палива за рахунок збільшення повноти його згорання, що в свою чергу сприяє інтенсифікації утворення  $NO_x$ .

У результаті досліджень встановлено, що застосування нагріву дизельного біопалива до температури 120 °C покращує повноту згорання палива, як наслідок спостерігається зменшення витрати дизельного біопалива, при несуттєвому погіршенні показників викидів. Слід відмітити зменшення шкідливих викидів чадного газу при застосуванні дизельного біопалива. Так при завантаженні двигуна в інтервалі від 30 до 40 кВт вони у два рази менші ніж у дизельного палива. Викиди вуглеводневих сполук та оксидів азоту мають подібний характер змін та суттєво не відрізняються одне від одного. Суттєва відмінність від загального характеру зміни шкідливих викидів спостерігається при максимальному завантаженні двигуна, через виникнення несприятливих умов для сумішоутворення та згорання палива, але даний режим роботи не є

характерним для дизельних двигунів при виконанні технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві.

#### **4.17. Обґрунтування температури нагріву дизельного біопалива в паливній системі дизельного двигуна**

За результатами проведених експериментів отримано математичну модель залежності питомої витрати палива від температури палива перед впорском і величини завантаження двигуна:

$$g_{\Pi} = 973,8 - 5,217T_{\Pi} - 20,268N_{ДВ} + 0,021T_{\Pi}^2 + 0,281N_{ДВ}^2 + 0,0067T_{\Pi}N_{ДВ}, \quad (4.12)$$

де  $g_{\Pi}$  – питома витрата палива, г/(кВт год.);

$T_{\Pi}$  – температура палива перед впорском в циліндр двигуна, °С;

$N_{ДВ}$  – потужність двигуна, кВт.

Перевірка адекватності математичної моделі експериментальним даним за критерієм Фішера показала, що отриману модель можна вважати адекватною з 95 %-ною ймовірністю, так як  $F_P=4,3263$ , що менше  $F_T=4,4957$ .

Зі збільшенням температури палива та при зміні навантаження двигуна (рис. 4.68) питома витрата палива змінюється за параболічною функцією, яка має оптимум – мінімальне значення функції відгуку для досліджуваного діапазону температури і потужності знаходиться при температурі 117,4 °С і навантаженні 33,2 кВт.

Аналіз залежностей (рис. 4.69) показує, що зі збільшенням температури нагріву питома витрата палива поступово знижується і досягає свого мінімального значення відповідно: 318 г/(кВт год.) при завантаженні двигуна 37 кВт; 329 (г/кВт год.) при завантаженні двигуна 28 кВт та 386 г/(кВт год.) при завантаженні двигуна 19 кВт в температурному діапазоні від 115 до 120 °С. Слід зазначити, що характер зміни залежностей питомої витрати палива від температури нагріву палива, при відповідних завантаженнях двигуна подібний,

проте значення температури нагріву палива, при якій досягається мінімальна витрата палива, знаходиться в діапазоні від 115 °С до 120 °С.

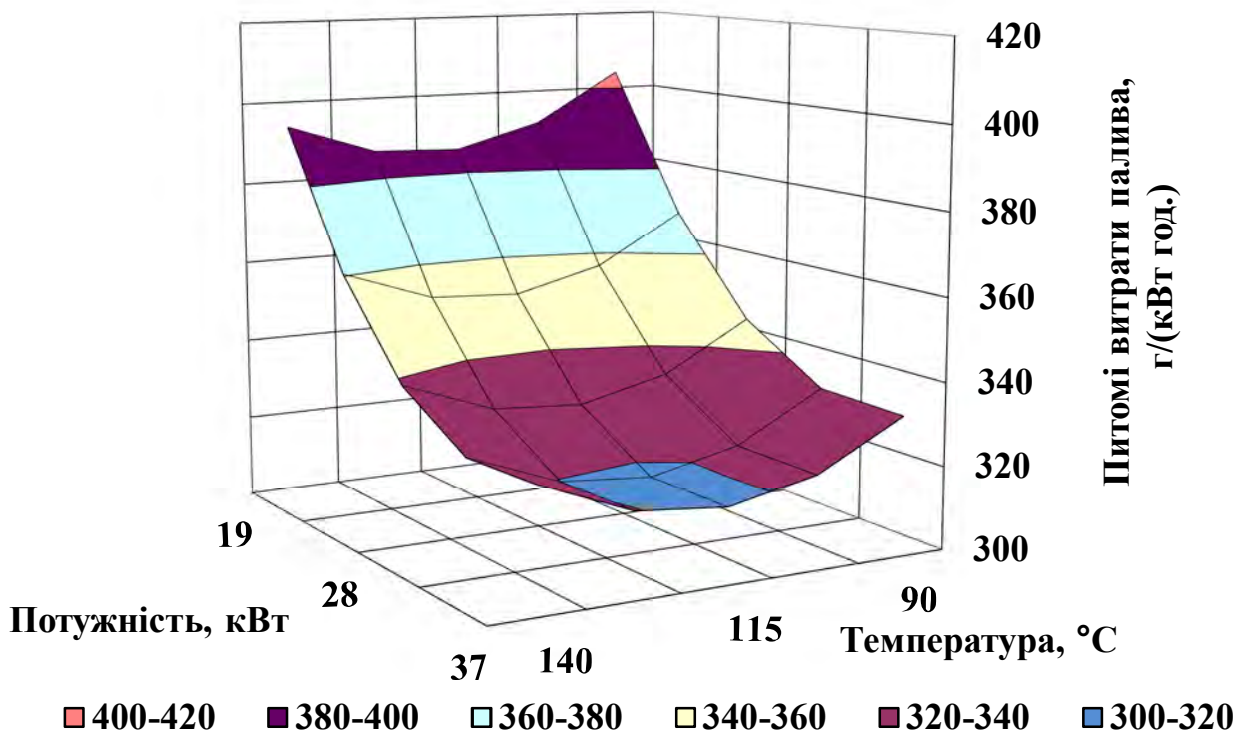


Рис. 4.68. Залежність питомої витрати дизельного біопалива від температури палива перед впорскуванням та завантаження двигуна

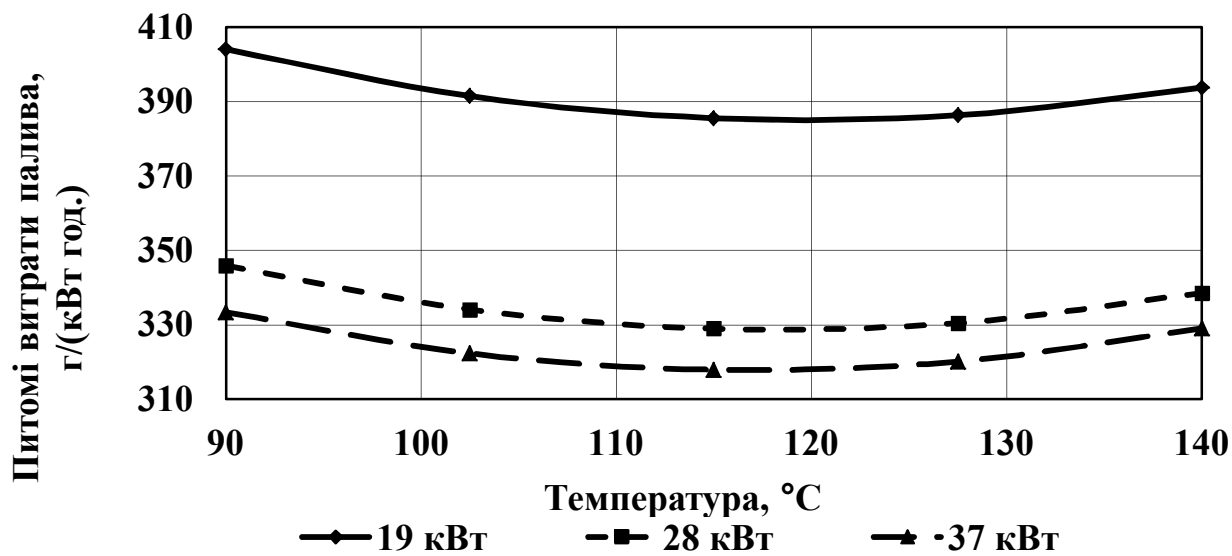


Рис. 4.69. Залежність питомої витрати палива від температури нагріву при відповідному навантаженні двигуна

При застосуванні нагріву дизельного палива в температурному інтервалі від 90 до 120 °С відбувається зниження в'язкості палива, що впорскується, як наслідок, відбувається покращення характеристик впорскування (збільшується кут розпилу палива, зменшується далекобійність факела, зменшується діаметр краплин розпилу [231]), що призводить до покращення повноти згорання палива та зменшення питомої витрати палива.

При нагріві палива понад 125 °С відбувається подальше зниженні в'язкості палива і, як наслідок, надмірне зменшення діаметра краплин при розпиленні палива, що призводить до зменшення далекобійності факела, зменшення турбулентних завихрювань паливо-повітряної суміші в циліндрі, утворення зон з надмірною концентрацією палива та недостатньою кількістю повітря. У цих зонах зменшується швидкість горіння палива та повнота його згорання, як наслідок – відбувається збільшення питомої витрати палива. Негативний вплив зменшення діаметру краплин під час розпилу на процес згорання палива відмічено також в роботах [232, 233].

Аналіз показує, що питомі витрати палива зменшуються при збільшенні завантаження двигуна, а найменші питомі витрати палива мають місце при завантаженні двигуна в межах від 32 до 34 кВт та температурі нагріву 115 °С (рис. 4.70).

У результаті проведених дослідження встановлено, що нагрів дизельного біопалива перед впорскуванням палива в двигун внутрішнього згорання доцільно здійснювати в температурному діапазоні від 115 °С до 120 °С.

#### **4.18. Результати польових випробувань МТА з використанням дизельного біопалива**

За результатами проведених польових випробувань отримано рівняння регресії залежності коефіцієнта буксування  $\delta_B$  від змінного тягового опору робочої машини  $F_T$ , яке має вигляд:

$$\delta = 15,354 - 0,095F_T + 0,0013F_T^2 \quad (4.13)$$

де  $F_T$  – тяговий опір агрегату, %.

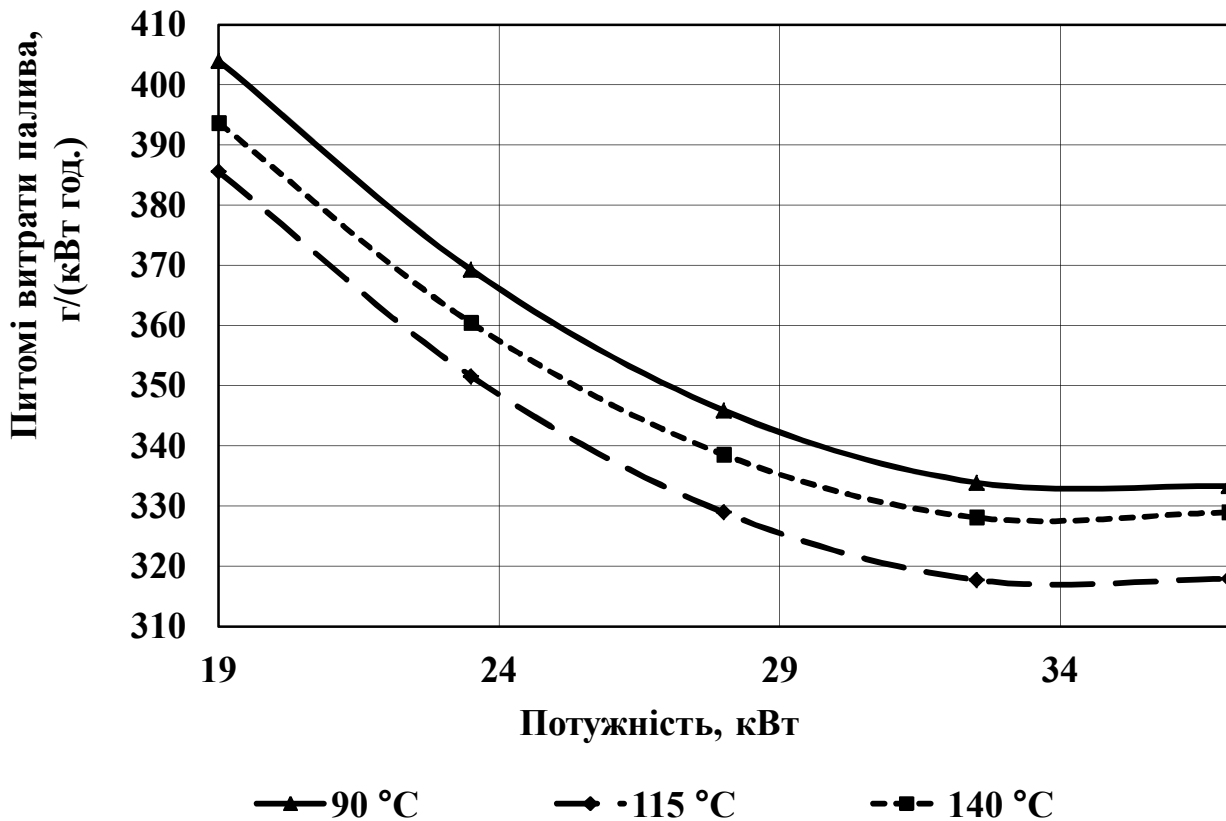


Рис. 4.70. Залежність питомої витрати палива від навантаження

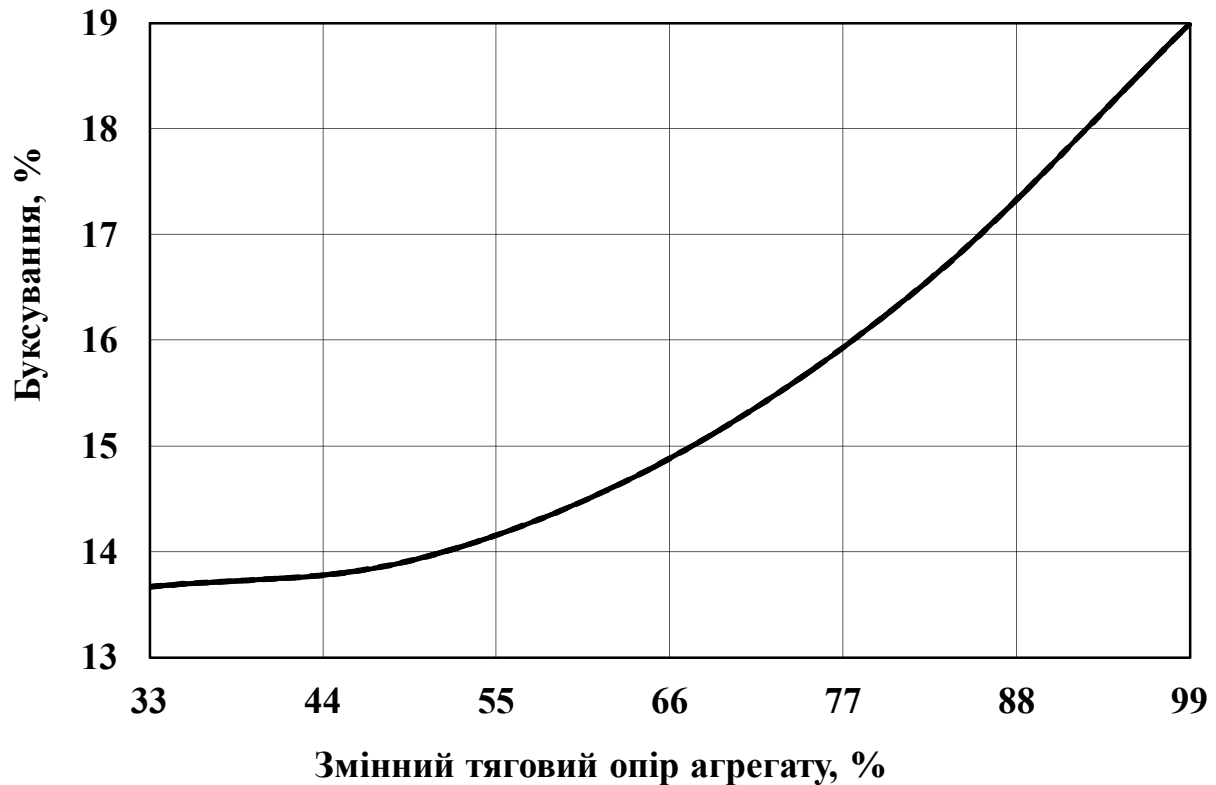
Перевірка адекватності математичної моделі експериментальним даним за критерієм Фішера показала, що отриману модель можна вважати адекватною з 95 %-ною ймовірністю, оскільки  $F_P=1,38399$ , що менше  $F_T=2,5336$ .

Встановлено (рис. 4.71), що збільшення змінного тягового опору агрегату вдвічі призводить до збільшення коефіцієнту буксування на 9 %, а збільшення змінного тягового опору агрегату втричі – на 39 %.

Рівняння регресії залежності нагріву палива перед впорском до циліндра двигуна  $T$  від змінного тягового опору робочої машини  $F_T$  та величини відкриття перепускного каналу потоку вихлопних газів системи підігріву палива на лінії високого тиску  $S$  за результатами проведеного експерименту має вигляд:

$$T = 11,0167 + 0,2004F_T + 4,4458S - 0,0521S^2 \quad (4.14)$$

де  $S$  – рівень відкриття перепускного каналу, %.

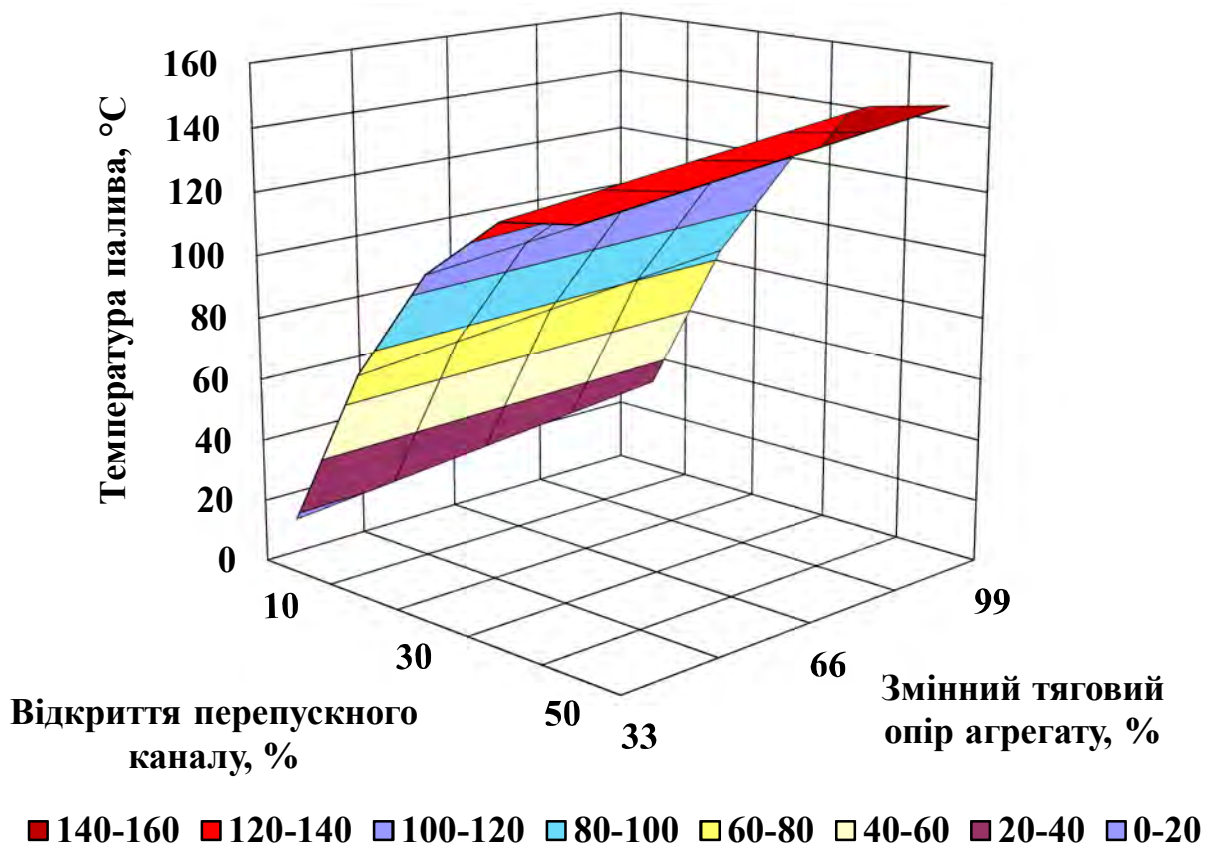


**Рис. 4.71. Залежність коефіцієнту буксування МТА від тягового опору**

Дослідження показали, що буксування змінюється в діапазоні від 13,6 до 19 % та має квадратичну залежність від змінного тягового опору агрегату.

Перевірка адекватності математичної моделі експериментальним даним за критерієм Фішера показала, що отриману модель можна вважати адекватною з 95 % ймовірністю, оскільки  $F_P=2,0431$ , що менше  $F_T=2,5336$ .

Аналіз поверхні відгуку (рис. 4.72) вказує на те, що зміна температури палива перед впорскуванням в циліндр двигуна має квадратичну залежність від рівня відкриття перепускного каналу та прямо пропорційну залежність від змінного тягового опору агрегату.

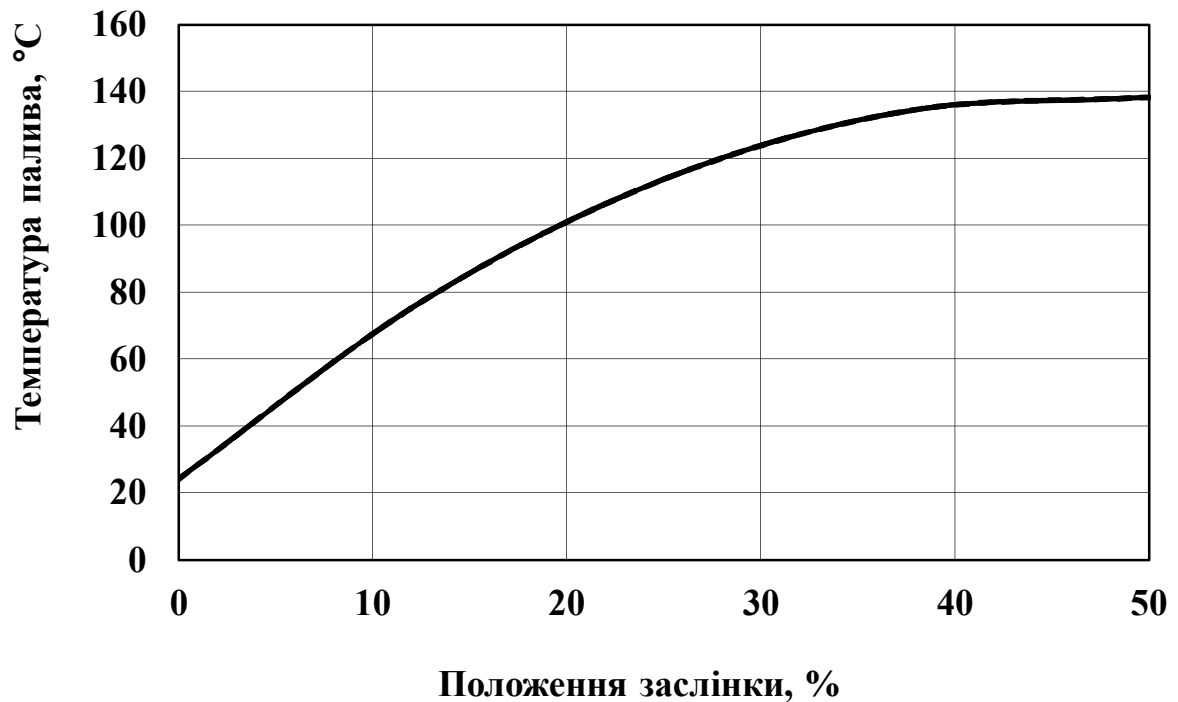


**Рис. 4.72. Залежність температури палива перед впорскуванням до циліндра двигуна від рівня відкриття перепускного каналу та змінного тягового опору агрегату**

Збільшення тягового опору агрегату, при умові забезпечення незмінності швидкості руху МТА, приводить до необхідності збільшення ефективної потужності двигуна за рахунок збільшення подачі палива, як наслідок відбувається підвищення температури вихлопних газів, що призводить до збільшення температури нагріву палива перед впорскуванням.

При збільшенні відсотка відкриття перепускного каналу вихлопних газів відбувається збільшення об'єму вихлопних газів, що проходять через трубчастий теплообмінник системи підігріву палива на лінії високого тиску, як результат відбувається збільшення інтенсивності нагріву палива всередині паливних трубок (рис. 4.73). Так відкриття на 12,5 % перепускного каналу, приводить до збільшення температури нагріву палива майже в 3 рази, подальше

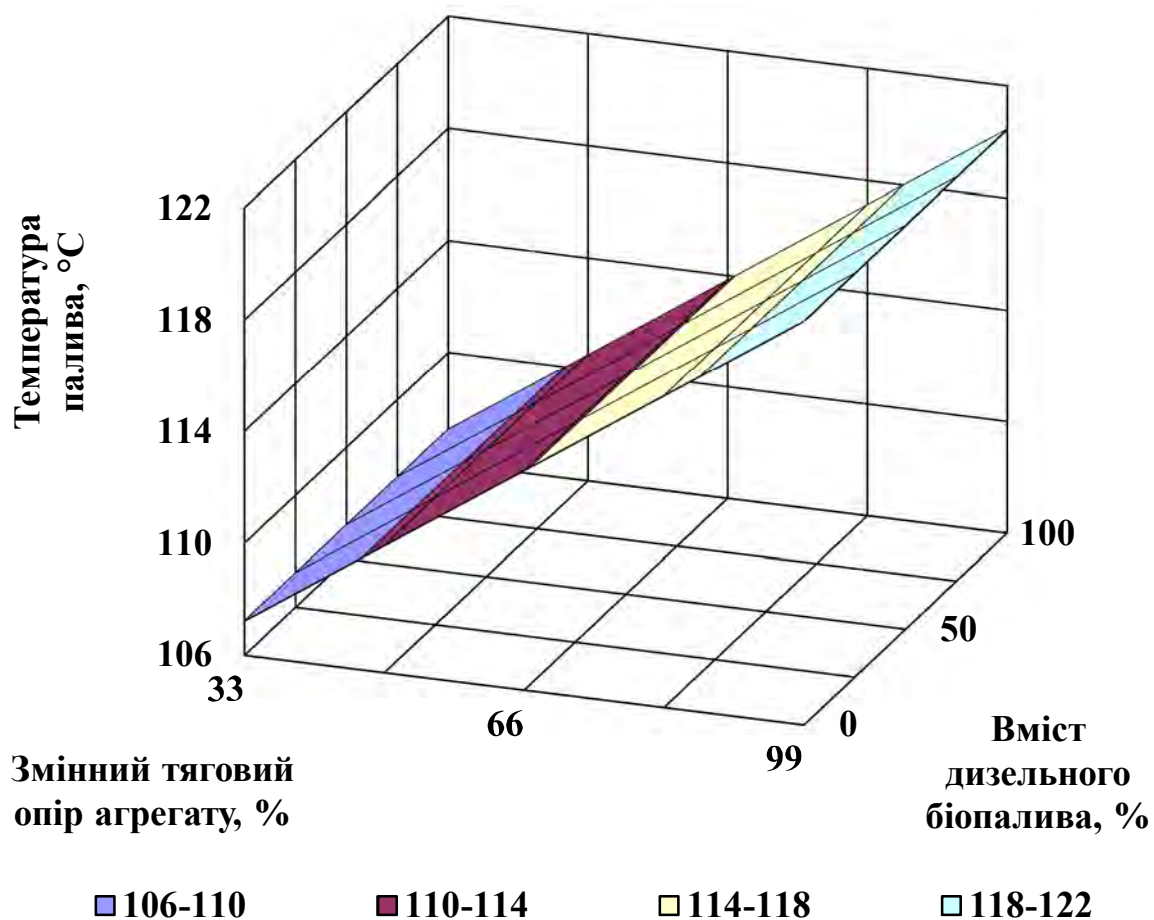
збільшення відкриття перепускного каналу до 25 % приводить до збільшення температури нагріву палива тільки на 51,9 %, при відкриванні каналу на 37,5 % температура збільшується на 19 %, а при 50 % лише на 3,21 %.



**Рис. 4.73. Залежність температури нагріву палива від рівня відкриття перепускного каналу вихлопних газів**

Для досягнення однакової потужності при роботі МТА на паливах з різною теплотворною здатністю, кількість енергії палива, яка подається на спалювання в двигун внутрішнього згорання повинна залишатися незмінною, тому зміна концентрації дизельного палива в паливній суміші не призводить до істотної зміни температури вихлопних газів, і як наслідок його концентрація не впливає на нагрів палива перед впорском (рис. 4.74).

На основі експериментальних досліджень було встановлено, що зміна температури палива перед впорском до циліндра двигуна в більшій мірі залежить від зміни положення дросельної заслінки каналу вихлопних газів системи підігріву палива, проте зміна тягового опору має також суттєвий вплив на зміну температури палива.



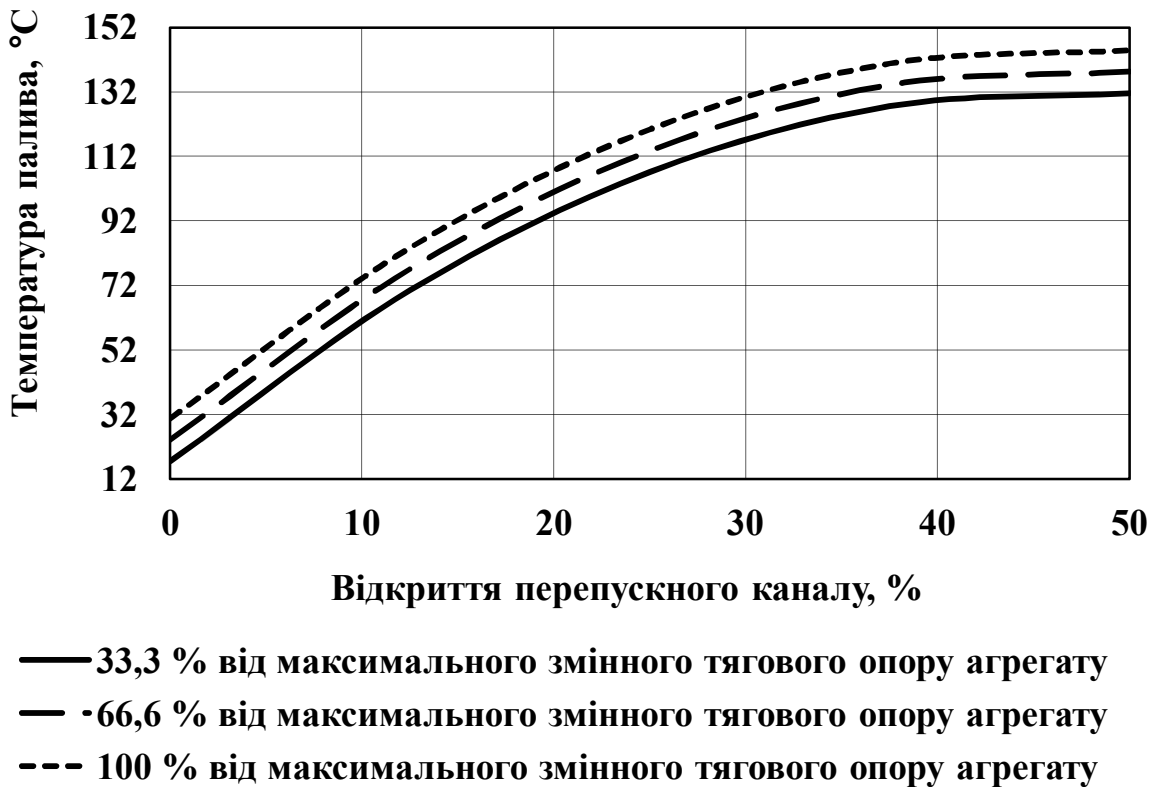
**Рис. 4.74.** Залежність температури палива перед впорскуванням від тягового опору агрегату та вмісту дизельного біопалива в паливній суміші

Аналіз отриманих залежностей (рис. 4.75) показав, що температурний діапазон, при якому витрати дизельного біопалива будуть мінімальні, а саме від 115 до 120 °С, при тяговому опорі агрегату 33 % від максимального, може бути досягнутий при відкритті перепускного каналу на величину 32 %, при збільшенні завантаження до 66 % – на рівні 28 %, а при повному завантаженні – на рівні 25 % від максимально можливого відкриття каналу. Це потребує корегування рівня відкриття перепускного каналу в залежності від виду виконуваних МТА польових робіт.

Рівняння регресії залежності витрати палива  $G$  від змінного тягового опору робочої машини  $F_T$  та вмісту дизельного біопалива в паливній суміші  $K_B$  за результатами проведеного експерименту має вигляд:

$$G = 8,6702 + 0,0745F_T + 0,0315K_B \quad (4.15)$$

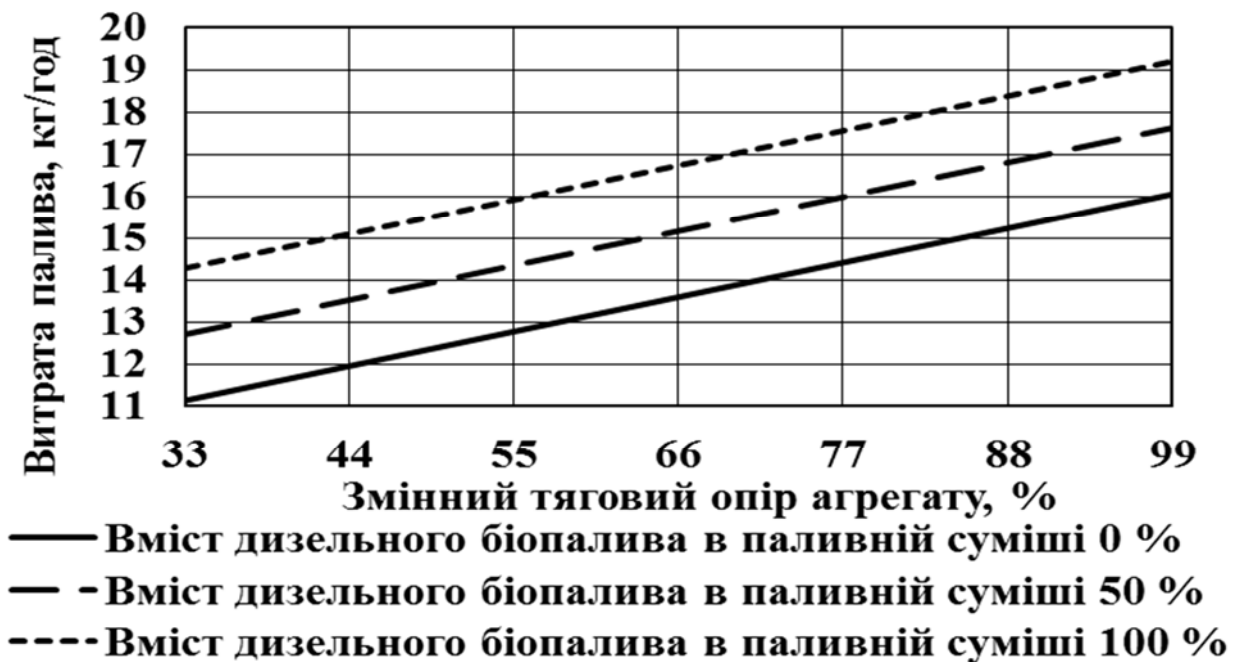
де  $K_B$  – вміст дизельного біопалива в паливній суміші, %.



**Рис. 4.75. Залежності зміни температури палива від тягового опору агрегату та рівня відкриття перепускного каналу вихлопних газів**

Перевірка адекватності математичної моделі експериментальним даним за критерієм Фішера показала, що отриману модель можна вважати адекватною з 95 %-ною ймовірністю, оскільки  $F_P=1,6636$ , що менше  $F_T=2,5336$ .

Встановлено, що зміна годинної витрати палива для паливних сумішей із різною концентрацією дизельного біопалива при зміні тягового опору агрегату відбувається за прямо пропорційним законом (рис. 4.76). Збільшення змінного тягового опору агрегату з 33 % до 99 % викликає збільшення годинної витрати дизельного палива на 42 %, суміші з 50 % вмістом дизельного біопалива на 38 %, а при 100 % вмісті дизельного біопалива на 35 %.



**Рис. 4.76. Залежності годинної витрати палива від тягового опору агрегату при різній концентрації дизельного біопалива в паливній суміші**

Аналіз витрати палива в залежності від вмісту дизельного біопалива в паливній суміші (рис. 4.77) показав, що зміна вмісту дизельного біопалива в паливній суміші від 0 до 100 % при завантаженні в 33 % від максимального змінного опору приводить до збільшення годинної витрати палива на 20 %, при завантаженні 66 % на 17 %, а при 99 % – 14,5 % відповідно. Дана розбіжність на нашу думку викликана тим, що із збільшення завантаження двигуна відбувається збільшення температури всередині циліндрів, враховуючи, що дизельне біопаливо складається з важких вуглеводнів, підвищення температури покращує повноту згорання, як наслідок годинна витрата палива зменшується.

Для проведення перевірки адекватності отриманої теоретичної залежності (2.89), виконано порівняння даних теоретичного розрахунку зміни годинної витрати палива від зміни тягового опору агрегату при виконанні технологічної операції оранки з використанням дизельного біопалива та дизельного палива з отриманими експериментальними даними (рис. 4.78).

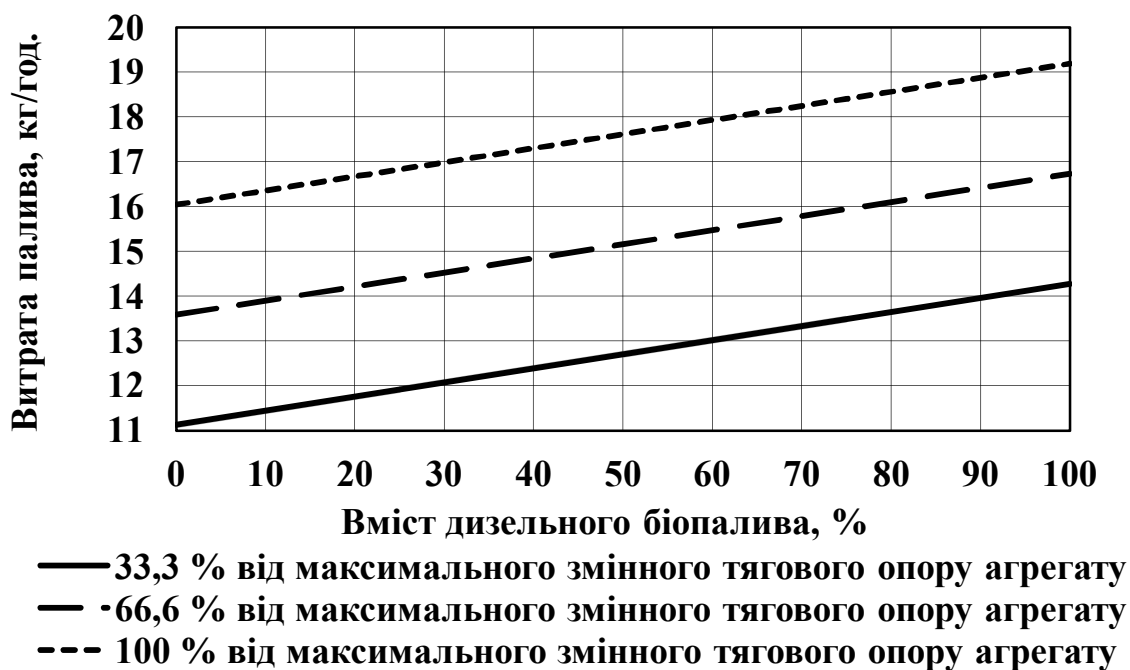


Рис. 4.77. Залежності зміни годинної витрати палива від концентрації дизельного біопалива в паливній суміші при різному змінному тяговому опорі агрегату

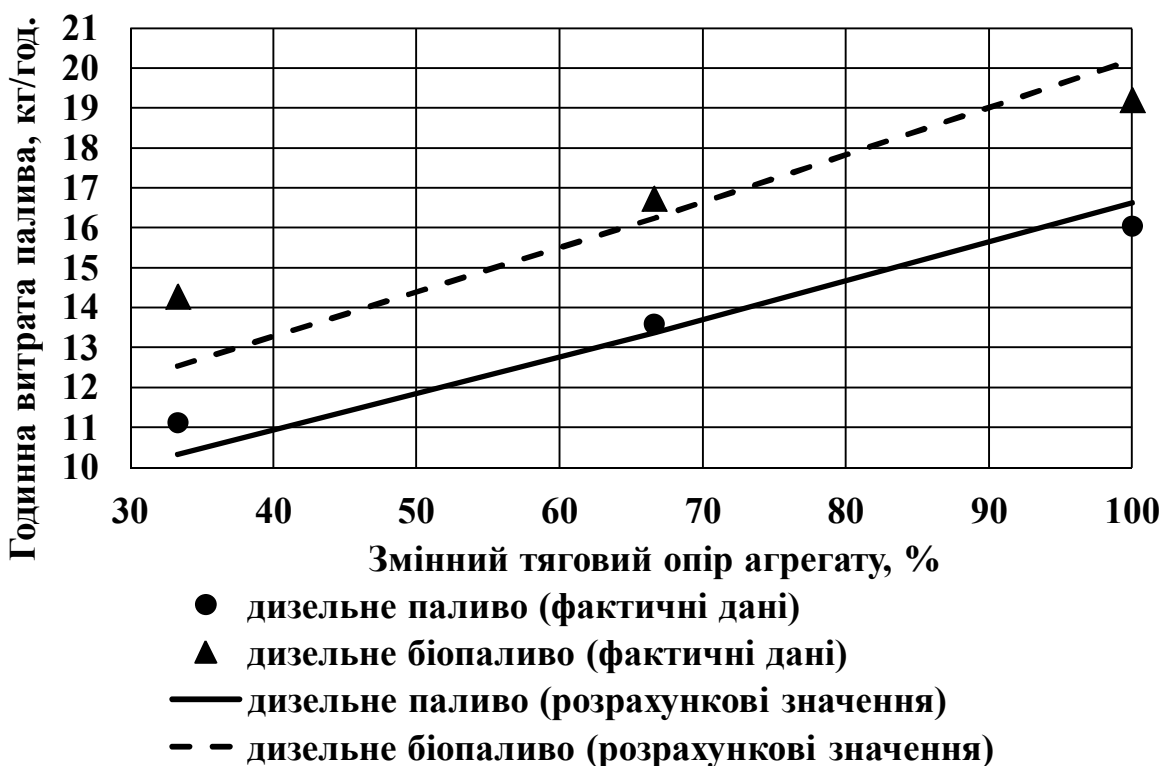


Рис. 4.78. Залежність годинної витрати палива від змінного тягового опору агрегату при роботі МТА на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Індекс детермінації, який характеризує рівень наближення теоретичних та експериментальних даних [233], при роботі МТА на дизельному паливі становить  $\eta^2 = 0,95$ , а на дизельному біопаливі –  $\eta^2 = 0,92$ . Отримані результати дозволяють стверджувати про можливість застосування залежності (2.50) для виконання теоретичного моделювання параметрів роботи МТА.

#### 4.19. Дослідження процесу нагріву дизельного біопалива палива в паливному баку

При застосуванні двоступеневої системи підігріву дизельного біопалива суттєвий вплив на експлуатаційні показники МТА має тривалість процесу нагріву дизельного біопалива в паливному баку, адже з цим пов'язані додаткові витрати дизельного палива та момент початку роботи МТА на дизельному біопаливі. Тому при визначенні доцільного режиму роботи дизельного двигуна при нагріві дизельного біопалива в паливному баку, нами отримано експериментальну залежність впливу обертів колінчастого вала двигуна Д-245 на зміну годинної витрати теплоносія, що проходить через теплообмінник (рис. 4.79) та зміну годинної витрати палива від режиму роботи двигуна на холостому ході (рис. 4.80).

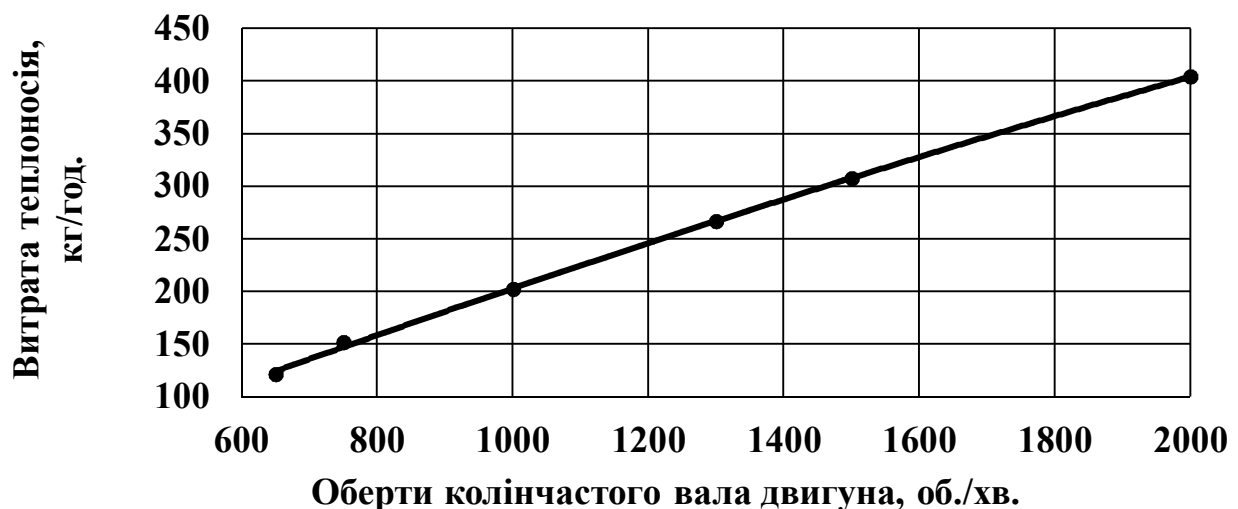
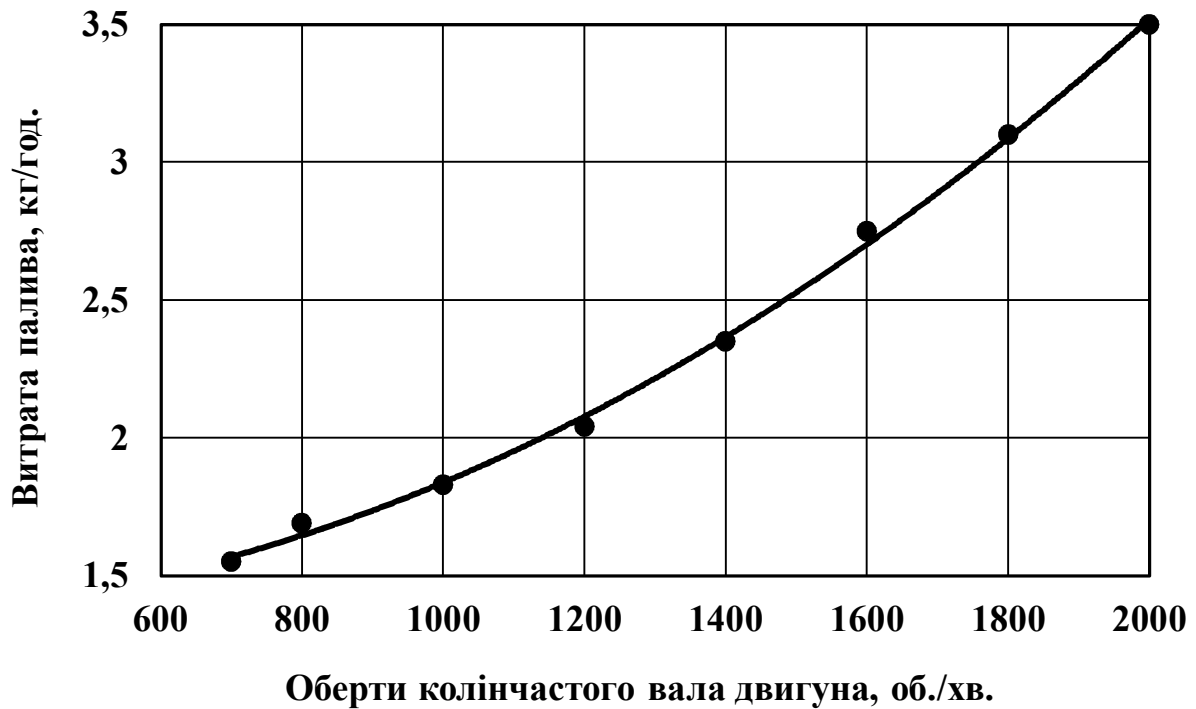


Рис. 4.79. Залежність витрати теплоносія через теплообмінник від режиму роботи двигуна на холостому ході



**Рис. 4.80. Залежність годинної витрати палива від режиму роботи двигуна на холостому ході**

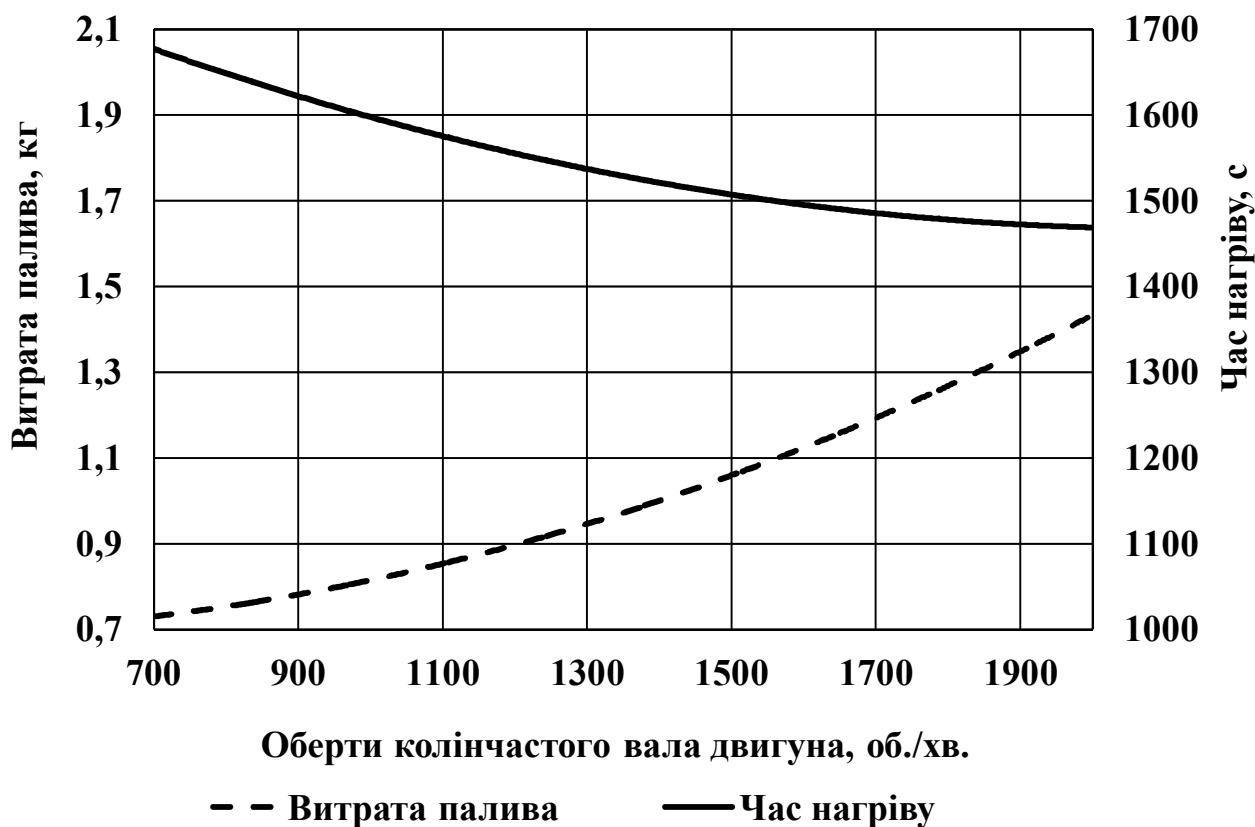
Під час виконання експериментальних досліджень процесу нагріву дизельного біопалива в паливному баку, обладнаного рідинним теплообмінником, визначено основні конструкційні та технологічні параметри теплообмінного процесу нагріву палива в паливному баку при режимі роботи двигуна на обертах холостого ходу (табл. 4.19). Коефіцієнти теплопередачі отримані розрахунковим шляхом згідно загальновідомих формул [234] та емпіричних залежностей [186].

На основі отриманих даних про годинні витрати теплоносія та палива, параметрів теплообмінного процесу (табл. 4.19), а також з використанням теоретичної залежності (2.67) виконано моделювання впливу режиму роботи двигуна на час та витрату палива при здійсненні нагріву палива в паливному баку від 13 до 30 °C (рис. 4.81).

Аналіз отриманих залежностей, вказує на несуттєвий вплив режиму роботи двигуна на швидкість нагріву палива в паливному баку.

**Таблиця 4.19      Конструкційні      та      технологічні      параметри  
теплообмінного процесу нагріву дизельного біопалива**

№ п/п	Назва параметру	Позначення та одиниця виміру	Значення параметра
1	Площа зовнішньої поверхні бака	$F_{ПН}$ , м <sup>2</sup>	0,388
2	Товщина стінки бака	$\delta_{БС}$ , м	0,004
3	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки баку	$\lambda_{БС}$ , Вт/м °С	51,5
4	Швидкість руху повітря	$V_{ПВ}$ , м/с	2
5	Коефіцієнт теплопередачі через зовнішні стінки бака до навколишнього середовища	$k_{ПН}$ , Вт/м <sup>2</sup> °С	13,275
6	Площа теплообміну між гріючим середовищем та паливом у баку	$F_T$ , м <sup>2</sup>	0,08
7	Швидкість гріючого теплоносія при обертах холостого ходу	$V_T$ , м/с	0,01683
8	Коефіцієнт теплопередачі від гріючого середовища до палива	$k_T$ , Вт/м <sup>2</sup> ·°С	220,196
9	Площа теплообміну між гріючим середовищем та паливом у баку	$F_{ТН}$ , м <sup>2</sup>	0,268
10	Коефіцієнт теплопередачі через зовнішні стінки теплообмінника до навколишнього середовища	$k_{ТН}$ , Вт/м <sup>2</sup> °С	13,295
11	Температура охолоджуючої рідини двигуна на вході в теплообмінник	$T_{ОП}$ , °С	81
12	Температура охолоджуючої рідини двигуна на виході з теплообмінника	$T_{ОК}$ , °С	77
13	Температура навколишнього середовища,	$T_{НС}$ , °С	13
14	Початкова температура палива в паливному баку	$T_{ПНБ}$ , °С	13
15	Маса палива в баку	$m_{ПБ}$ , кг	25
16	Питома теплоємність дизельного біопалива	$c_{П}$ , Дж/кг °С	2100
17	Маса баку	$m_{БК}$ , кг	30
18	Питома теплоємність матеріалу баку	$c_{БК}$ , Дж/кг °С	462

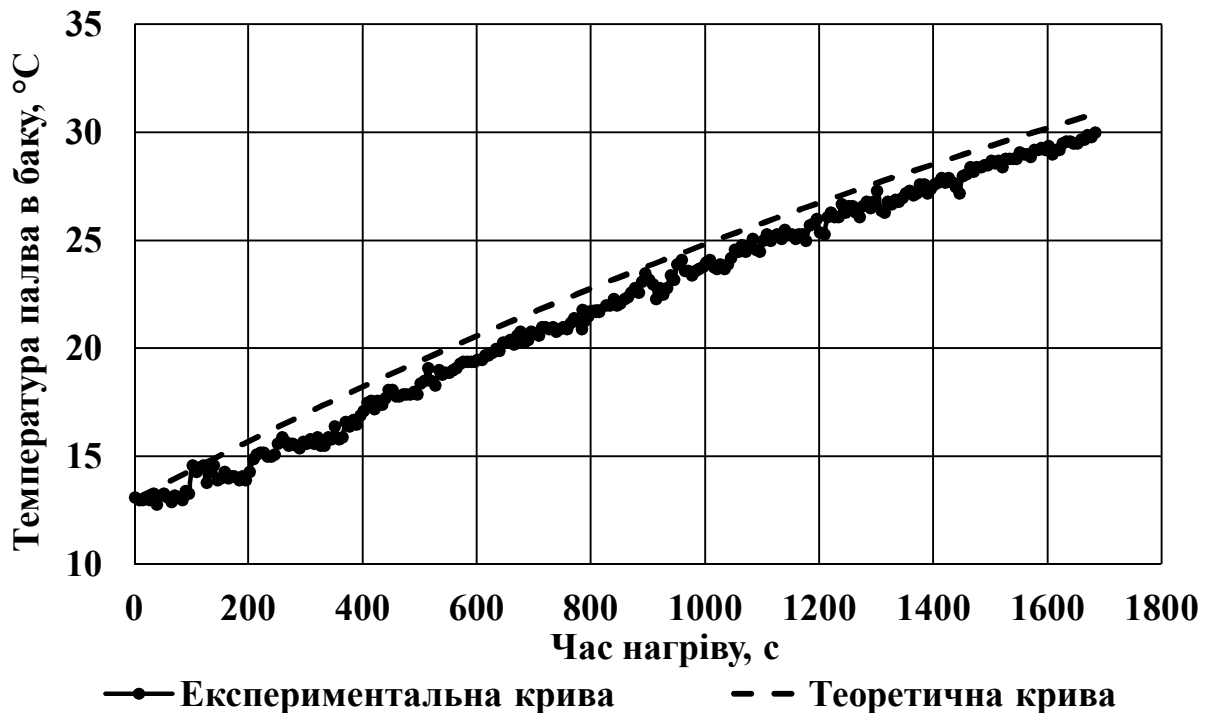


**Рис. 4.81. Вплив режиму роботи двигуна на час та витрату палива у процесі нагріву дизельного біопалива в паливному баку**

Так збільшення обертів на холостому ході з 700 до 2000 об./хв. зменшує час нагріву палива на 13 %, при цьому спостерігається збільшення витрати палива майже вдвічі, тому нагрів дизельного палива в паливному баку доцільно здійснювати на мінімальних обертах холостого ходу.

З метою перевірки адекватності уточненої математичної моделі теплообмінного процесу нагріву дизельного біопалива в паливному баку виконано теоретичне моделювання процесу нагріву палива в паливному баку та побудовано теоретичну залежність динаміки нагріву палива. На основі теоретичної залежності (2.101), при роботі двигуна на обертах холостого ходу, виконано її порівняння з одержаною експериментальною кривою нагріву дизельного палива в паливному баку (рис. 4.82).

На основі аналізу отриманих результатів встановлено, що температура, при якій забезпечується фільтрування дизельного біопалива, може бути досягнута за час роботи двигуна на холостому ході упродовж 25–30 хв.



**Рис. 4.82.** Динаміка процесу нагріву дизельного біопалива у паливному баку

Величину відхилення експериментальних та теоретичних даних динаміки нагріву оцінено індексом детермінації, який становить  $\eta^2 = 0,96$ , що дає можливість зробити висновок про правильність вибраної методики теоретичних розрахунків. Розбіжність експериментальних та теоретичних даних пояснюється тим, що під час проведення теоретичних досліджень, через складність визначення, не було враховано втрати тепла в результаті теплопередачі між баком та корпусними деталями трактора в точках кріплення.

#### Резюме по розділу 4

1. Отримана олійна маса повноцінно розшарувалася упродовж 4 діб, даючи змогу надалі використовувати відстояну олію для виробництва дизельного біопалива. Було виявлено, що температура не має значного впливу на відстоювання олії, а її кислотне число та вміст вологи і летючих речовин коливається в межах допустимих норм.

2. На основі експериментальних досліджень встановлено, що для процесу естерифікації ріпакової олії узагальнений показник відхилення показників якості дизельного біопалива приймає мінімальне значення при температурі процесу естерифікації 5°C та часі перемішування 50 хв. і становить від 2,4 до 3,7%.

3. У результаті експериментальних досліджень залежності седиментації та концентрації реагентів на якість дизельного біопалива було встановлено, що для отримання дизельного біопалива, яке відповідає вимогам ДСТУ 6081:2009, необхідно використовувати метилат калію з концентрацією не менше 143 грам на один літр ріпакової олії та відстоювати отриманий метиловий ефір не менше 148 годин з доступом повітря. Використання отриманих досліджень дозволяє підвищити економічну ефективність виробництва дизельного біопалива шляхом зменшення його собівартості.

4. Встановлено, що кількісний вихід дизельного біопалива виробленого із технічної олії становить 97,5%. Кінематична в'язкість такого дизельного біопалива становить 4,55 мм<sup>2</sup>/с, температура спалаху 121 °С, що відповідає вимогам ДСТУ 6081:2009. Таким чином, виробництво дизельного біопалива із технічної олії має потужний сировинний потенціал і частково може замінити потреби у дизельному паливі в аграрному виробництві.

5. Експериментально встановлено, що кратність перемішування не впливає на кількісний вихід дизельного біопалива та його температуру спалаху, яка залежить лише від часу відстоювання з доступом повітря. Кінематична в'язкість дизельного біопалива зменшується при збільшенні кратності перемішування та часу відстоювання з доступом повітря, однак в межах значень кратності перемішування від 1 до 4, значення кінематичної в'язкості дизельного біопалива не виходить за межі нормативних значень.

6. Дослідженнями встановлено, що мінімальна питома енергомісткість процесу естерифікації ріпакової олії з використанням механічного перемішування становить від 2,3 до 7,6 кВт год./т при частоті обертання мішалки 80 об./хв., часі перемішування 10 хв та температурі процесу

естерифікації 5 °С. Зважаючи на те, що отримання якісного дизельного біопалива можливе при цих же параметрах, але часі перемішування біля 50 хв, необхідно удосконалювати технологічний процес виробництва дизельного біопалива в напрямку використання обладнання з перемішуванням на початку процесу для проходження реакції естерифікації та в кінці для видалення надлишкового метилового спирту.

7. Експериментально встановлено, що частота обертання гідромеханічної мішалки може плавно змінюватися від нульового значення до 45 об./хв. в залежності від подачі насоса та діаметра форсунок. Зміна кута нахилу лопаток може забезпечити незначну підйомну силу для компенсації ваги гідромеханічної мішалки. Проведення естерифікації ріпакової олії з використанням гідромеханічної мішалки та поєднанням гідравлічного та механічного перемішування всього об'єму суспензії забезпечує нормативну якість отриманого дизельного біопалива.

8. Експериментально встановлено, що мінімальна споживана потужність гідромеханічної мішалки може змінюватися від 1,5 до 30,2 Вт при частоті обертання насоса 700 об./хв. та діаметрі форсунок 2,5 мм. Зміна кута нахилу є не суттєвим параметром і не має впливу на споживану потужність гідромеханічної мішалки. Таким чином, для забезпечення мінімальної споживаної потужності гідромеханічної мішалки необхідно встановити мінімальну частоту обертання двигуна та максимальний діаметр форсунок при яких буде забезпечуватись рух мішалки, на швидкість якої в свою чергу впливає кут нахилу лопаток.

9. Удосконалення обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням дискових змішувачів повинно рухатись у напрямку зменшення споживаної потужності за рахунок створення нових конструкцій, які дозволять якісно змішати компоненти та будуть мати мінімальний гідравлічний тиск.

10. Мінімальна споживана потужність досягається при значенні величини зазору між дисками форсунки 6,6 мм, частоті обертання насоса 96 об./хв. та нульовій глибині занурення і становить 230 Вт. При збільшенні частоти

обертання насоса до 896 об./хв., зменшенні зазору між дисками до 2,2 мм та максимальній глибині занурення споживана потужність становить 2159 Вт.

11. На основі експериментальних досліджень встановлено, що мінімальна питома енергомісткість гідромеханічного перемішування при виробництві дизельного біопалива становить 0,4 кВт год./м<sup>3</sup> при частоті обертання насоса 700 об./хв., часі перемішування 10 хв. та діаметрі форсунок 2,5 мм.

12. Уведення експериментально отриманого коефіцієнта лобового опору в теоретичні дані дало можливість отримати повне співпадіння теоретичних та експериментальних даних залежності усталеної частоти обертання мішалки від частоти обертання насоса.

13. Рівень наближення теоретичних і експериментальних даних, оцінений індексом детермінації, становить 0,93 відн. од. для залежності усталеної частоти обертання гідромеханічної мішалки від кута нахилу лопаток та 0,97 відн. од. для залежності споживаної потужності від частоти обертання насоса, що свідчить про достатній рівень адекватності теоретичної моделі гідромеханічної лопатевої мішалки.

14. Результати досліджень низькотемпературних властивостей дизельного біопалива свідчать, що ефективний діапазон використання дизельного біопалива, при якому кінематична в'язкість не буде суттєво впливати на роботу дизельного двигуна, знаходиться при температурі більшій за 10 °С для чистого дизельного біопалива та 5 °С для його сумішей з дизельним паливом.

15. Отримані регуляторні характеристики дозволяють стверджувати, що при використанні дизельного біопалива потужність та крутний момент, які розвиває двигун, майже не змінюються, проте відбувається збільшення витрати палива, так для чистого дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом витрата палива збільшується на величину від 13 до 18 % в залежності від завантаження двигуна.

16. Виконані експериментальні дослідження впливу температури палива на кут розпилення дизельного біопалива показали, що при підвищенні температури палива з 10°С до 100°С, відбувається збільшення кута з 21° до

майже 30°, тобто на 40 %, проте не досягається значення кута розпилу для дизельного палива при 15°.

17. При підвищенні температури від 20 до 95 °С відбувається зменшення кінематичної в'язкості дизельного біопалива майже в 4 рази, проте досягнення однакових показників кінематичної в'язкості із дизельним паливом можливе при температурі дизельного біопалива на 30–40 °С вищій.

18. Отримано рівняння регресії яке пов'язує витрати дизельного біопалива з температурою його нагріву та потужністю МТА, яке дало можливість встановити, що оптимальний температурний діапазон нагріву дизельного біопалива перед впорском в циліндр двигуна знаходиться в межах 115–120 °С, а дотримання даного температурного режиму забезпечує зменшення питомої витрати палива до 7 %.

19. При використанні дизельного біопалива в порівнянні з дизельним паливом відбувається збільшення витрати палива та зменшення питомих показників шкідливих викидів чадного газу. Так при завантаженні двигуна в інтервалі від 30 до 40 кВт питомі показники викидів чадного газу при роботі на дизельному біопаливі у два рази менші, ніж при роботі на дизельному паливі. Питомі викиди вуглеводневих сполук та оксидів азоту при роботі на різних типах палива суттєво не відрізняються. Застосування температурного діапазону нагріву 115–120 °С сприяє покращенню згоряння палива, як наслідок, спостерігається зменшення витрати дизельного біопалива на величину від 3 до 10 % в залежності від навантаження, при несуттєвому погіршенні питомих показників шкідливих викидів.

20. На основі експериментальних даних отримано рівняння регресії, яке пов'язує температуру нагріву дизельного біопалива перед впорскуванням в циліндр двигуна з тяговим опором агрегату та рівнем відкриття перепускного каналу вихлопних газів системи підігріву палива на лінії високого тиску. Встановлено, що температура підігріву палива має квадратичну залежність від рівня відкриття перепускного каналу та пропорційну залежність від тягового опору агрегату. Так температура, при якій витрати дизельного біопалива будуть

мінімальні, при змінному тяговому опорі робочого агрегату 33 % від максимального, потребує відкриття перепускного каналу на рівні 32 %, при збільшенні навантаження до 66 % – на рівні 28 %, а при повному навантаженні – на рівні 25 %, що потребує корегування рівня відкриття перепускного каналу в залежності від виду виконуваних МТА польових робіт.

21. На основі експериментальних досліджень отримано рівняння регресії зміни годинної витрати палива від змінного тягового опору робочого агрегату та вмісту дизельного біопалива в паливній суміші, збільшення тягового опору агрегату та збільшення вмісту дизельного біопалива в паливній суміші призводять до прямо пропорційного збільшення годинної витрати палива. Встановлено, що із збільшенням завантаження двигуна, підвищується ефективність згорання дизельного біопалива. Так при зміні вмісту дизельного біопалива в паливній суміші з 0 до 100 %, при завантаженні 66 % від максимального, відбувається збільшення годинної витрати палива на 17 %, при завантаженні 99 % – 14,5 %.

22. При проведенні перевірки адекватності отриманої теоретичної залежності, яка пов'язує витрату палива з параметрами МТА, властивостями агротехнологічного середовища та типом палива, з експериментальними даними встановлено, що індекс детермінації експериментальних та теоретичних даних при роботі на дизельному паливі становить  $\eta^2=0,95$ , на дизельному біопаливі –  $\eta^2=0,92$ .

23. Встановлено, що для зменшення витрат дизельного біопалива нагрів дизельного біопалива в паливному баку доцільно здійснювати на мінімальних обертах холостого ходу. Встановлено, що температура, при якій забезпечується фільтрування дизельного біопалива, може бути досягнута за час роботи двигуна на холостому ході упродовж 25–30 хв. Оцінка адекватності розробленої математичної моделі теплообмінного процесу нагріву дизельного біопалива в паливному баку показала, що рівень відхилення отриманих теоретичних та експериментальних даних за індексом детермінації становить  $\eta^2=0,96$ .

## РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ І ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

### 5.1. Методика інженерного розрахунку обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування

На основі проведених експериментальних досліджень було розроблено порядок розрахунку обладнання гідромеханічного змішувача для виробництва дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічного перемішування, який приведено в таблиці 5.1.

**Таблиця 5.1 Порядок розрахунку обладнання для виробництва  
дизельного біопалива**

Показники	Позначення, формула	Значення за розрахунком
<b>Технологічні параметри:</b>		
1	2	3
Маса олії, кг	$M_O$	32,1
Густина рослинної олії, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_O$	917
Об'єм рослинної олії, м <sup>3</sup>	$V_O = M_O / \rho_O$	0,04
Норма витрати метилату калію, кг/м <sup>3</sup>	$H_{МК}$	143
Необхідна маса метилату калію, кг	$M_{МК} = V_O / H_{МК}$	5,01
Густина метилату калію, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{МК}$	792
Необхідний об'єм метилату калію, м <sup>3</sup>	$V_{МК} = M_{МК} / \rho_{МК}$	0,01
Коефіцієнт запасу об'єму реактора, відн. од.	$K_3$	1,1
Об'єм реактора, м <sup>3</sup>	$V_P = K_3 (V_O + V_{МК})$	0,05
Коефіцієнт виходу дизельного біопалива, %	$K_{ДБП}$	98,8
Об'єм дизельного біопалива, м <sup>3</sup>	$V_{ДБП} = V_O K_{ДБП} / 100$	0,04
Об'єм гліцеринового осаду, м <sup>3</sup>	$V_{ГО} = (V_O + V_{МК}) - V_{ДБП}$	0,01
Температура процесу естерифікації, °С	$T$	5

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
<b>Конструкційні параметри:</b>		
Довжина реактора, м	$L_P$	0,8
Ширина реактора, м	$B_P$	0,8
Площа реактора, м <sup>2</sup>	$S_P = L_P B_P$	0,64
Висота реактора, м	$H_P = V_P / S_P$	0,07
Висота дизельного біопалива, м	$H_{ДБП} = V_O / S_P K_{ДБП} / 100$	0,05
Висота гліцеринового осаду, м	$H_{ГО} = H_P - H_{ДБП}$	0,02
Коефіцієнт запасу висоти гідромеханічної мішалки, відн. од.	$H_{ЗГМ}$	1,2
Висота гідромішалки, м	$H_{ГМ} = (H_{ГО} + H_{ДБП}) / H_{ЗГМ}$	0,06
Діаметр форсунок, мм	$\emptyset$	2,0
Кількість ярусів гідромеханічної мішалки, шт.	$N_{ЯР}$	3
Кількість форсунок на ярусі, шт.	$N_{ФЯР}$	4
Кількість форсунок, шт.	$N_{Ф} = N_{ЯР} N_{ФЯР}$	12
Кількість лопаток на ярусі, шт.	$N_{ЛЯР}$	4
Кількість лопаток, шт.	$N_{Л} = N_{ЯР} N_{ЛЯР}$	12
Укорочення лопаток, м: довшої	$K_{ЗДЛ}$	0,05
коротшої	$K_{ЗКЛ}$	0,09
Довжина ширшої лопатки, м	$L_{ДЛ} = L_P / 2 - K_{ЗДЛ}$	0,35
Довжина коротшої лопатки, м	$L_{КЛ} = L_P / 2 - K_{ЗКЛ}$	0,31
Кількість довгих лопаток, шт.	$N_{ДЛ}$	4
Кількість коротких лопаток, шт.	$N_{КЛ}$	8
Кут нахилу лопаток, град.	$\alpha$	60
Частота обертання гідромеханічної мішалки, об./хв.	$N_{ГР}$	45,6
Робочий об'єм насоса, см <sup>3</sup>	$V_H$	10
Робочий тиск, МПа	$p_H$	0,41
Продуктивність насоса, л/хв.	$Q_H$	7
<b>Енергетичні параметри:</b>		
ККД насоса	$ККД_H$	0,92
Споживана потужність насоса, Вт	$P_H = p_H 1000000 Q_H / (1000 60 ККД_H)$	51,36
Коефіцієнт запасу двигуна	$K_{ЗДВ}$	1,07
ККД двигуна	$ККД_Д$	0,84
Коефіцієнт потужності двигуна	$\cos \varphi$	0,84

**Продовження таблиці 5.1**

1	2	3
Споживана потужність двигуна, Вт	$P_{ДВ} = P_H K_{ЗДВ} / (K K_{Дд} \cos \varphi)$	77,88
Час роботи, год.	$\tau$	0,83
Питома енергомiсткiсть, кВт год./м <sup>3</sup>	$E = P_{ДВ} \tau / (V_P 1000)$	1,42

Таким чином, запропонований розрахунок обладнання для виробництва дизельного біопалива [235] дає можливість визначення конструктивних параметрів обладнання будь-якої потужності.

## **5.2. Організація виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування**

Процес виробництва дизельного біопалива починається із підготовки рослинної олії [236, 237], тобто очищення вижатої олії від мезги, фосфоліпідів, білків, восків та інших включень, які впливають на якість отриманого палива. Після цього олію направляють на зберігання у ємності, які обладнані засобами для підігріву (при потребі перед переробкою її в дизельне біопаливо). Для виробництва дизельного біопалива використовують як власноруч виготовлений так і готовий метилат калію. Рослинну олію та метилат калію подають до реактора з гідромеханічною мішалкою, де проходить її естерифікація при інтенсивному перемішуванні у потоці впродовж 30-50 хвилин. Утворена емульсія надходить у гравітаційний розділювач, де проходить відділення найважчої гліцеринової фракції, а потім – з доступом повітря відстоюється для вивільнення залишків непрореагуваного метилового спирту з дизельного біопалива.

Основні вимоги до технологічних операцій виробництва дизельного біопалива наведені в таблиці 5.2.

Сировинною основою для виробництва дизельного біопалива у сільськогосподарському підприємстві є наявність ресурсів зерна олійних

культур, насамперед зерна ріпаку, на основі якого шляхом холодного пресування отримують олію, з якої, у подальшому, естерифікацією отримують дизельне біопаливо [236, 238].

**Таблиця 5.2 Технологічні операції виробництва дизельного біопалива**

№	Назва операції	Термін проведення	Основні вимоги
1	Відстоювання рослинної олії	Перед естерифікацією	Відстоювання впродовж доби
2	Відділення рослинної олії від осаду	Після відстоювання	Рослинна олія не повинна бути мутною
3	Проведення естерифікації	Після добавки метилата калію до рослинної олії	Змішування 30-50 хв при інтенсивній вентиляції
4	Відстоювання змішаної емульсії	Після естерифікації	Відстоювати впродовж 2 годин
5	Зливання гліцеринового осаду та дизельного біопалива	Після відстоювання емульсії	Наявність чіткої лінії розділу
6	Відстоювання відокремленого дизельного біопалива з доступом повітря	Після зливання гліцеринового осаду	Впродовж 21 доби
7	Контроль якості дизельного біопалива	Впродовж робочої зміни	Вимоги до біодизельного палива згідно ДСТУ 6081:2009

Для дизельного біопалива використовується очищена олія [236], бо після пресування в олії присутні тверді і колоїдні домішки, а саме білкові і слизисті речовини, фосфатиди, і тому олія підлягає очищенню, а саме, потрібно щоб вона пройшла холодну очистку методом осадження. Також є інші способи очистки рослинних олій при підготовці до виробництва дизельного біопалива, але вони більш дорогі і складні.

Олія повинна мати темно- або світло-коричневий колір за рахунок наявності фарбуючих речовин, однорідну структуру і кінематичну в'язкість та густину при 20 °С відповідно від 80 до 95 мм/с<sup>2</sup> та від 910 до 930 кг/м<sup>3</sup>, кислотне число має бути в межах від 0,3 до 1,5 мг (КОН/г), в залежності від

якості та походження олії [239, 240, 241] масова доля води і летючих речовин має бути в межах від 0,1 до 0,2 % [241, 242].

Річний запас зерна ріпаку для виробництва дизельного біопалива становить

$$G_3 = \frac{G_{БП}}{k_{ОЛ} \cdot k_{БП}}, \quad (5.1)$$

де  $G_3$  – річний запас зерна ріпаку (або іншої олійної культури), т;

$G_{БП}$  – планова річна кількість виробництва дизельного біопалива, т;

$k_{ОЛ} = 0,33$  – коефіцієнт виходу олії із зерна ріпаку (або іншої олійної культури);

$k_{БП} = 0,95$  – коефіцієнт виходу дизельного біопалива із олії.

В залежності від кількості ріллі зайнятої під ріпак на паливні потреби і його урожайності в господарстві можна спланувати частку заміни стандартного дизельного палива на дизельне біопаливо в паливних сумішах (табл. 5.3).

**Таблиця 5.3 Вихід олії, дизельного біопалива та шроту в залежності від урожайності зерна ріпаку**

Урожайність зерна ріпаку, т/га	Вихід олії, т/га	Вихід дизельного біопалива, т/га	Вихід шроту, т/га
1,5	0,5	0,475	1,0
3,0	1,0	0,950	2,0
4,5	1,5	1,425	3,0

При виробництві дизельного біопалива використовуються також хімічні реактиви: метилат калію або метилат натрію (метиловий спирт змішаний з лужним каталізатором КОН або NaOH в пропорції 10:1).

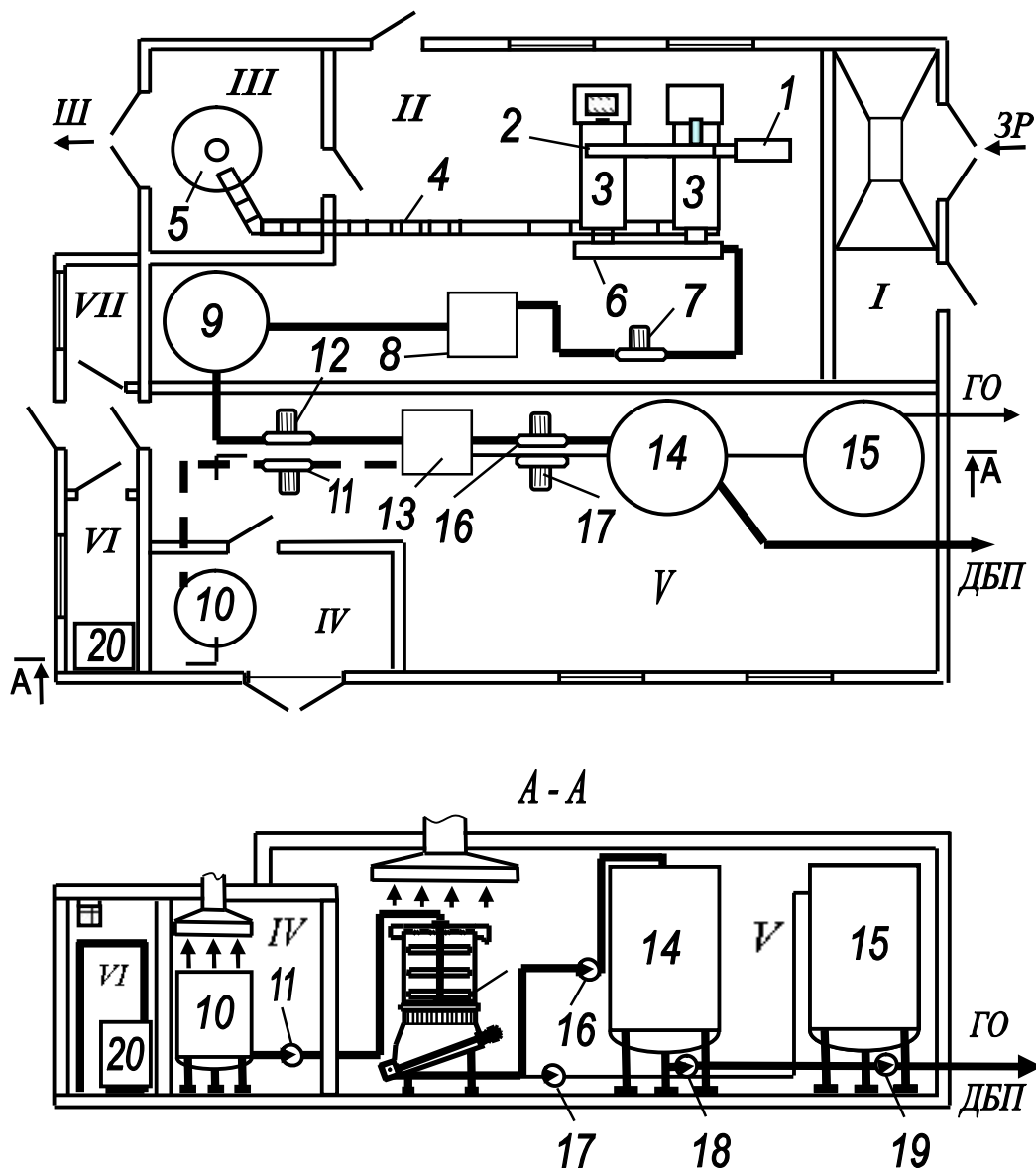
Метиловий спирт [243] – це безбарвна прозора рідина без нерозчинних домішок, яка змішується з водою без слідів помутніння і має: густину при 20 °С 791-792 кг/м<sup>3</sup>, межу кипіння 64,0-65,5 °С, особливо небезпечна легкозаймиста

рідина з температурою спалаху 6 °С і займання 13 °С, категорія та група вибухонебезпечності суміші парів метанолу з повітрям – ПА-Т2 згідно з ГОСТ 12.1.011.

За ступенем дії на організм людини належить до помірно-небезпечних речовин (3-й клас безпеки) згідно з ГОСТ 12.1.005, має політропну дію з переважним впливом на нервову систему, печінку та нирки, у разі його надходження до організму через шлунково-кишковий тракт може спричинити навіть смертельний наслідок, гранично-допустима концентрація метилового спирту у повітрі робочої зони – 5 мг/м<sup>3</sup>, середньодобова – 0,5 мг/м<sup>3</sup>, максимальна разова концентрація в атмосферному повітрі населених пунктів – 1 мг/м<sup>3</sup>, середньодобова – 0,5 мг/м<sup>3</sup>, гостре отруєння під час вдихання парів зустрічається рідко, але має слабовиявлену місцеву дію на шкіру. Симптоми отруєння – головний біль, запаморочення, нудота, біль у шлунку, загальна слабкість, подразнення слизових оболонок, миготіння в очах, а у тяжких випадках – втрата зору та смерть.

Гідроокис калію (КОН) [244, 245] – представляє собою білі пластівці, гранули або куски з кристалічною структурою на зламі: сильно гігроскопічний, добре розчиняється у воді та спирті, швидко поглинає із повітря вуглекислоту та воду і поступово переходить у вуглекислий калій. Гранично допустима концентрація аерозоля гідроокису калію в повітрі робочої зони виробничих приміщень – 0,5 мг/м<sup>3</sup>.

Основні правила переобладнання сільськогосподарських споруд під цехи для виробництва дизельного біопалива наступні: сумарна площа приміщення повинна бути не меншою ніж необхідна згідно технологічних вимог інструкцій по експлуатації обладнання; загальну площу для виробництва дизельного біопалива доцільно розділити на декілька приміщень, які відповідають вимогам виробництва рослинних олій, дизельного біопалива, зберігання метилового спирту та каталізатора і роботи з ними; повинен бути передбачений як найменше недільний запас сировини та зони розвантаження сировини і завантаження виробленої продукції – дизельного біопалива та побічної продукції – гліцеринового осаду та шроту (рис. 5.1).



I – приміщення для прийому зерна ріпаку; II – відділення виробництва олії;  
 III – приміщення зберігання шроту; IV – приміщення зберігання метилату калію;  
 V – відділення виробництва дизельного біопалива; VI – побутове приміщення;  
 VII – слюсарне приміщення

1 – норія подачі зерна; 2 – живильний транспортер; 3 – олійний прес;  
 4 – транспортер шроту; 5 – бункер зберігання та відвантаження шроту; 6 – ємність прийому віджатої олії; 7 – насос подачі олії у відстійник; 8 – відстійник;  
 9 – ємність для зберігання очищеної олії; 10 – ємність для зберігання метилату калію;  
 11 – насос для перекачування метилату калію; 12 – насос для перекачування рослинної олії;  
 13 – реактор-естерифікатор; 14 – ємність для накопичення дизельного біопалива;  
 15 – ємність для зберігання гліцеринового осаду; 16 – насос подачі дизельного біопалива в ємність для зберігання,  
 17 – насос подачі гліцеринового осаду в ємність для зберігання, 18 – насос подачі дизельного біопалива,  
 19 – насос подачі гліцеринового осаду, 20 – опалювальний котел

**Рис. 5.1. Схема типового цеху по виробництву дизельного біопалива**

Вибір необхідного обладнання в залежності від конструктивно-габаритних параметрів приміщення для виробництва дизельного біопалива має деякі відмінності порівняно з вибором аналогічного обладнання для виробництва олії. Це пов'язано перш за все з тим, що для виробництва дизельного біопалива використовується метиловий спирт, який легко випаровується [246], тому необхідно використовувати вентиляцію.

Виробництво дизельного біопалива проводять згідно з технологічним регламентом (табл. 5.4) і починають із виробництва рослинної олії та підготовки її до переробки. Управління температурно-повітряним режимом сировини і виробничого приміщення проводиться за допомогою вентиляційної установки.

**Таблиця 5.4 Технологічний регламент виробництва дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічної мішалки**

№	Назва операції	Обладнання	Термін проведення	Основні вимоги
1	2	3	4	5
1	Підготовка рослинної олії до переробки (холодна очистка)	Відстійник	Перед етерифікацією	Відстоювання впродовж доби
2	Завантаження олії у ємність для зберігання підготовленої олії	Насос	Упродовж зміни	Запас олії має бути не менший за потрібну продуктивність обладнання установки
3	Завантаження олії у ємність змінного запасу	Насос, НШ-10	Упродовж зміни або на початку зміни	Запас олії має бути не менший за змінну продуктивність по дизельному біопаливу
4	Завантаження метилату калію	Насос	На початку зміни	Кількість реагентів згідно розрахунку на 1 л олії – 0,15 л, (пропорція метилового спирту до каталізатора 10:1).

**Продовження таблиці 5.4**

1	2	3	4	5
5	Дозована подача рослинної олії та метилату калію в гідравлічний змішувач	Насоси	Після відкриття кранів для подачі компонентів	Подача рослинної олії та метилату калію повинна бути у відношенні: 1 л олії – від 0,143 до 0,150 л розчину метилового спирту з каталізатором
6	Відстоювання дизельного біопалива	Відстійник	Упродовж 2 годин	Вимоги до дизельного біопалива згідно ДСТУ 6081:2009
7	Очищення дизельного біопалива від залишків метилового спирту із доступом повітря	Відстійник з відкритим доступом повітря	Упродовж 21 доби	Перемішувати кожен добу по 0,5 хвилини
8	Контроль температури спалаху дизельного біопалива	ТВЗ-ЛАБ-01	Після 7-ї доби через кожних 2-3 доби	Контролювати температуру спалаху дизельного біопалива до отримання результату згідно вимог ДСТУ 6081:2009
Вироблене восени дизельне біопаливо використовується для проведення весняних польових робіт.				

Для виконання виробничих операцій виробництва рослинної олії, підготовки її до переробки та виробництва дизельного біопалива залучають не менше 2 працівників.

Враховуючи невеликі об'єми будівельно-монтажних робіт, доцільною формою організації робіт по переобладнанню сільськогосподарських споруд під виробничі приміщення для виробництва дизельного біопалива є використання комплексних бригад будівельних підрозділів сільськогосподарських підприємств.

### **5.3. Випробування гідромеханічного змішувача при виробництві дизельного біопалива**

Розроблене обладнання для виробництва дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічного перемішування (рис. 5.2) пройшло виробниче випробування у відокремленому підрозділі Національного університету біоресурсів і природокористування України Агрономічна дослідна станція (село Пшеничне Васильківського району Київської області).



**Рис. 5.2. Виробнича установка для виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування**

Для проведення випробувань використовувалась ріпакова олія, яка в кількості 50 л закачувалась за допомогою гідравлічного насосу НШ-10 до реактора для естерифікації. Під час перемішування гідравлічний насос забезпечував подачу олії в гідромеханічну мішалку та її випорскування через отвори в форсунках, які розміщені на штангах мішалки, в загальний об'єм олії.

Під час проведення випробувань були застосовані конструкційно-технологічні параметри: діаметр форсунок на штангах гідромеханічної мішалки

2,5 мм; кут нахилу лопаток 30 °; частота обертання двигуна 700 об./хв., температура процесу понад 5 °С та час перемішування 50 хв.

Вироблене дизельне біопаливо в кількості 500 л за якісними показниками відповідало ДСТУ 6081і в подальшому було використано для роботи трактора КИЙ 14102. Результати випробувань засвідчені актом впровадження у виробництво. Опубліковані матеріали використовуються у навчальному процесі при викладанні дисципліни «Інженерія біосистем». Розроблена конструкторська документація на обладнання для виробництва дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічного перемішування була передана в ПП «Дік-Техніка» для використання при виготовленні даного обладнання.

#### **5.4. Оцінка сировинної бази агропромислового виробництва дизельного біопалива при двохступінчатому віджимі рослинної олії**

Агропромислова технологія виробництва дизельного біопалива – це технологічно спрощена промислова технологія, яка адаптована під фермерські господарства з виробництвом дизельного біопалива для власного використання. У той же час, питання збільшення економічної ефективності виробництва дизельного біопалива з рослинних олій в таких умовах залишається відкритим [45].

Виробництво рослинної олії шляхом пресування повинно включати в себе перший (холодний) віджим та другий (гарячий) віджим, згідно схеми приведеної на рис. 5.3.

Технологічна схема агропромислового виробництва дизельного біопалива виглядає наступним чином: отримане зерно очищають від різних домішок, сушать до заданої норми вмісту вологи, потім подають на прес, на якому під тиском без нагріву отримують неочищену олію першого (холодного) віджиму та макуху з високим вмістом олії, яку піддають другому (гарячому) віджиму.

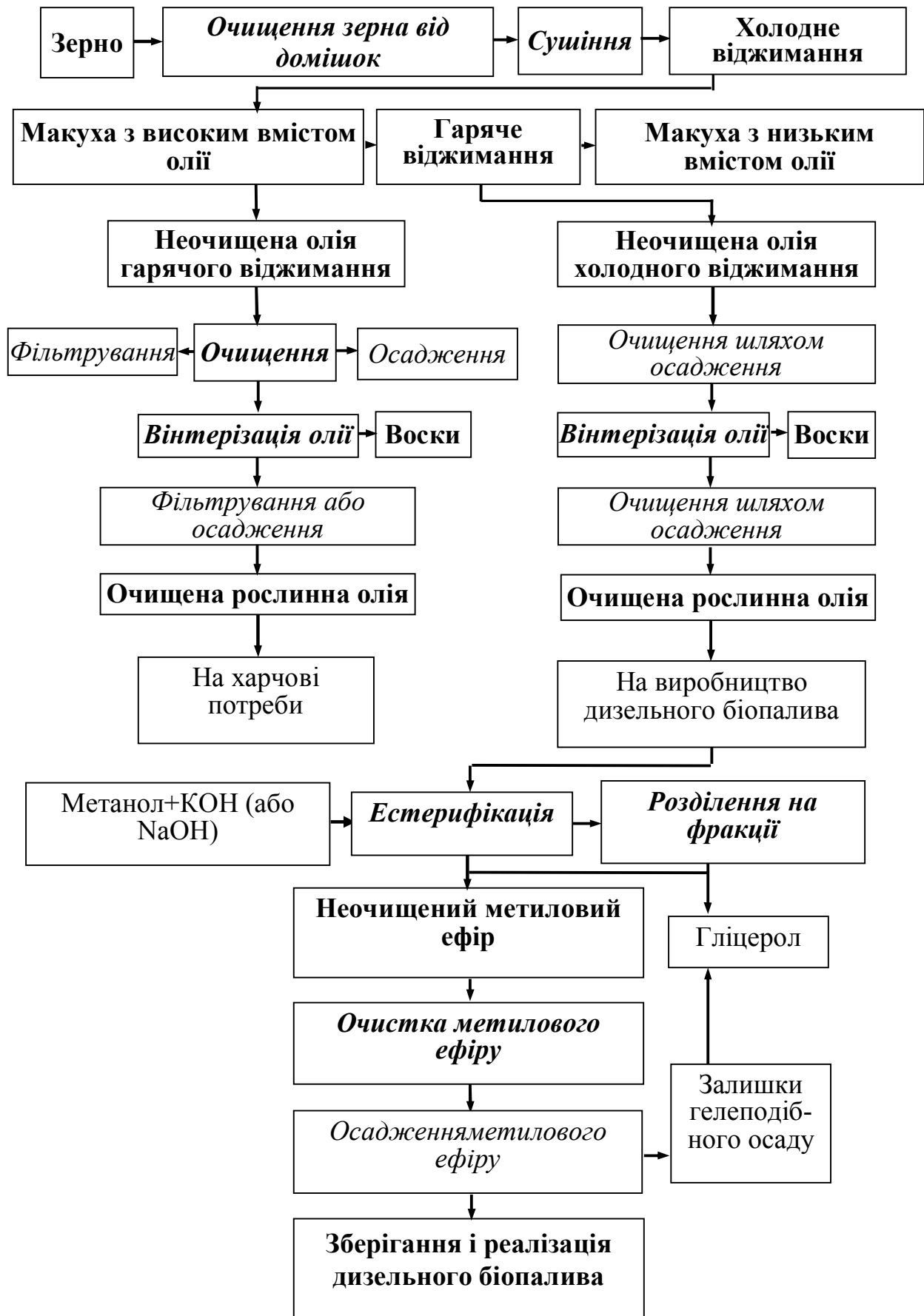


Рис. 5.3. Схема агропромислового виробництва олії холодного віджиму та дизельного біопалива із олії гарячого віджиму [247]

Олію холодного віджиму очищають шляхом фільтрації або осадження, піддають вінтеризації, повторно фільтрують або осаджують та використовують для харчових потреб.

Олію гарячого віджиму очищають шляхом осадження, піддають вінтеризації для видалення восків, повторно очищають шляхом осадження та використовують як сировину для виробництва дизельного біопалива, а саме: при додаванні метилату калію проводять процес естерифікації, розділяють на фракції, отриманий метиловий ефір очищають шляхом осадження та відкачують у резервуар для зберігання дизельного біопалива.

При пресуванні маємо рівняння балансу маси олії:

$$M_o = M_{ox} + M_{og} \quad (5.2)$$

де  $M_o$  – загальна маса олії, яку можна одержати при пресуванні зерна олійної культури, кг;

$M_{ox}$  – маса олії першого (холодного) віджиму, кг;

$M_{og}$  – маса олії другого (гарячого) віджиму, кг.

Помноживши рівняння балансу маси олії на ціну кожного компоненту одержимо:

$$M_o C_o = M_{ox} C_{ox} + M_{og} C_{og} \quad (5.3)$$

де  $C_o$  – ціна олії, грн./л;

$C_{ox}$  – ціна олії першого (холодного) віджиму, грн./л;

$C_{og}$  – ціна олії другого (гарячого) віджиму, грн./л.

Розділивши на масу зерна олійної культури одержимо:

$$\frac{M_o}{M} C_o = \frac{M_{ox}}{M} C_{ox} + \frac{M_{og}}{M} C_{og} \quad \text{або} \quad k_o C_o = k_{ox} C_{ox} + k_{og} C_{og} \quad (5.4)$$

де  $k_o$  – загальний коефіцієнт виходу олії, %;

$k_{ox}$  – коефіцієнт виходу олії першого (холодного) віджиму, %;

$k_{ог}$  – коефіцієнт виходу олії другого (гарячого) віджиму, %.

Врахувавши, що  $k_{ог} = k_o - k_{ox}$ , із рівняння (5.3) можна записати:

$$k_o C_o - k_{ox} C_{ox} = (k_o - k_{ox}) C_{ог} \quad (5.5)$$

Звідки ціна олії другого (гарячого) віджиму становитиме:

$$C_{ог} = \frac{k_o C_o - k_{ox} C_{ox}}{k_o - k_{ox}} \quad (5.6)$$

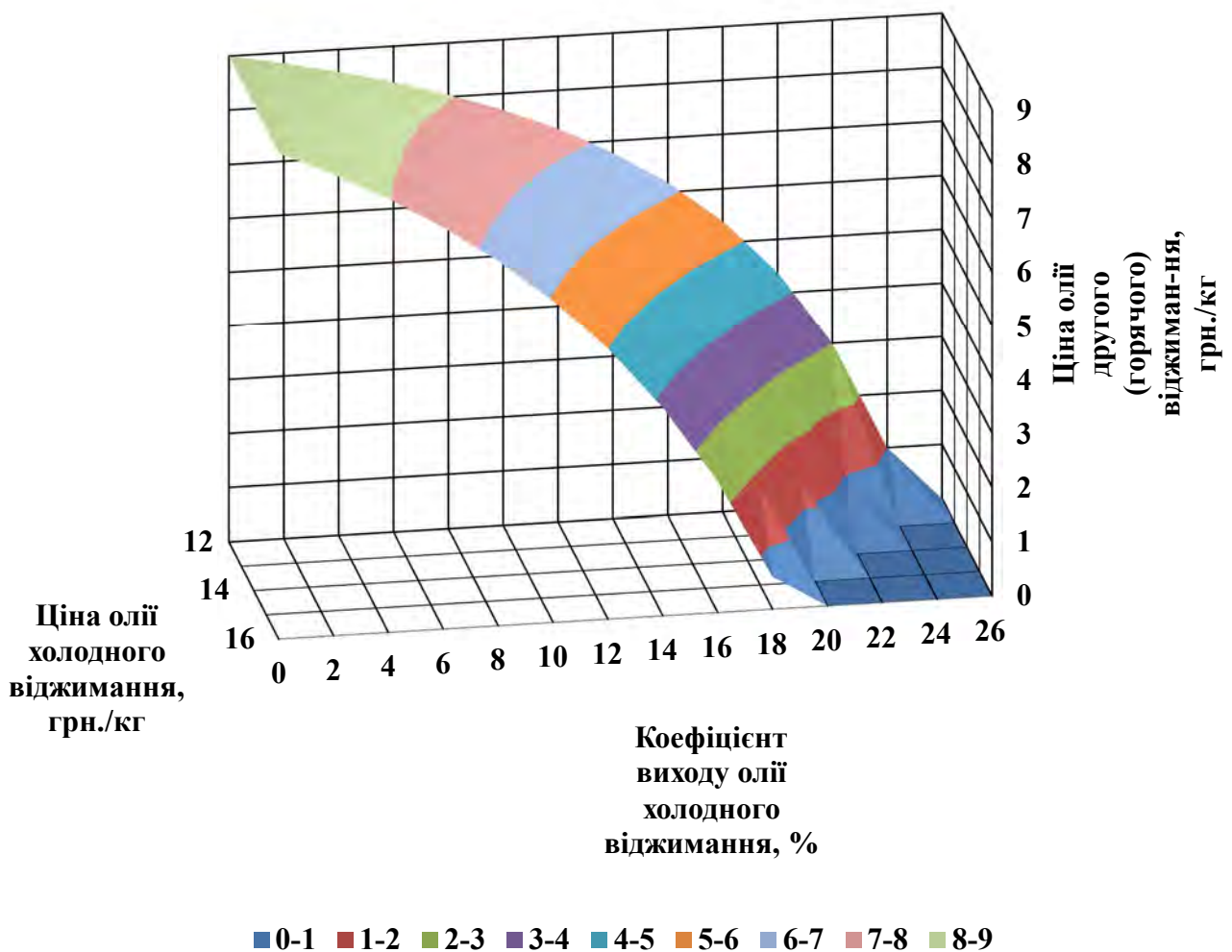
Залежність (5.6) для визначення ціни олії другого (гарячого) віджиму у графічному вигляді приведена на рис. 5.4.

Аналіз показує, що ціна олії другого (гарячого) віджиму зменшується при збільшенні ціни першого (холодного) віджиму та при збільшенні коефіцієнта виходу олії холодного віджиму. На графіку наявна також зона нульових значень ціни олії другого (гарячого) віджиму при ціні олії холодного віджиму від 12 грн./л до 16 грн./л та при коефіцієнті виходу олії першого (холодного) віджиму в межах від 20 до 26%.

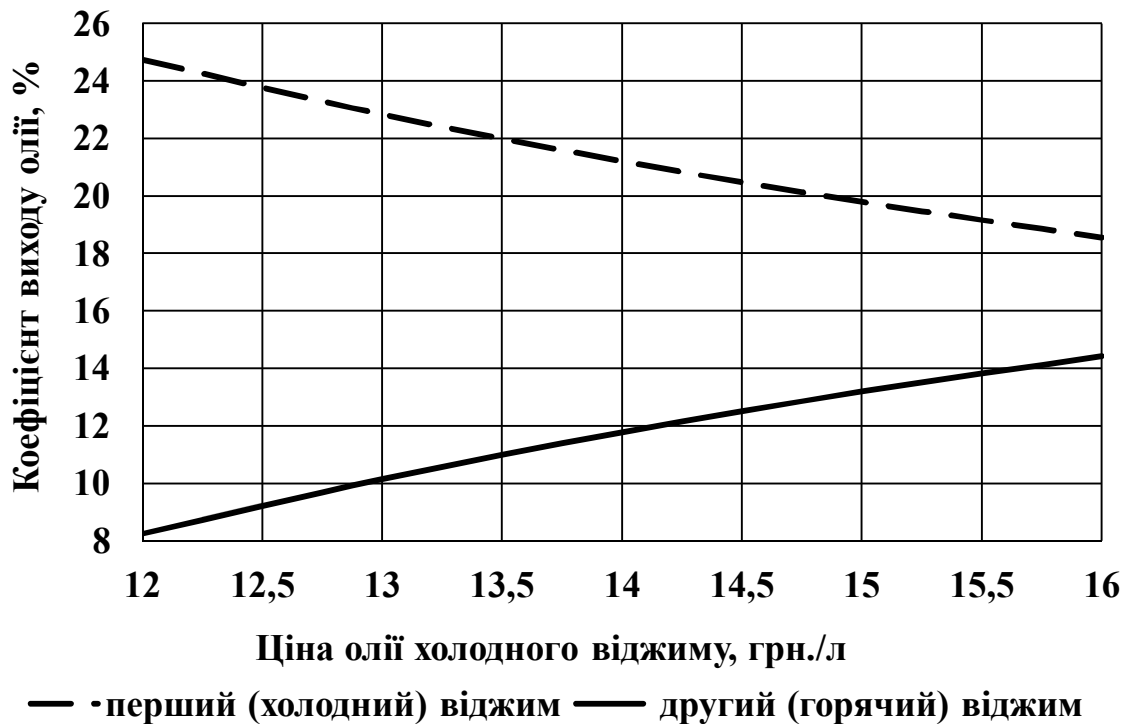
Залежності на рис. 5.5 отримані виходячи із нульової ціни олії другого (гарячого) віджиму.

Встановлено, що із збільшенням ціни олії першого (холодного) віджиму нульова ціна олії другого (гарячого) віджиму може бути досягнута при менших значеннях коефіцієнта виходу олії першого (холодного) віджиму та при більших значеннях коефіцієнта виходу олії другого (гарячого) віджиму. Таким чином, при збільшенні ціни олії першого (холодного) віджиму, нульову ціну олії другого (гарячого) віджиму можливо буде отримати при менших зменшеннях коефіцієнта виходу олії першого (холодного) віджиму та більших

зменшення коефіцієнта виходу олії другого (гарячого) віджиму. Так, наприклад, при ціні олії першого (холодного) віджиму 12 грн./л, ціна олії другого (гарячого) віджиму матиме нульове значення при коефіцієнті виходу олії першого (холодного) віджиму 25 % та коефіцієнті виходу олії другого (гарячого) віджиму 8 %. При ціні олії першого (холодного) віджиму 16 грн./л аналогічна ситуація буде мати місце при коефіцієнті виходу олії першого (холодного) віджиму 19 % та коефіцієнті виходу олії другого (гарячого) віджиму 14,5 %.



**Рис. 5.4. Залежність ціни олії другого (гарячого) віджиму від ціни олії першого (холодного) віджиму та коефіцієнта виходу олії холодного віджиму**



**Рис. 5.5. Залежність значень коефіцієнтів виходу олії першого (холодного) та другого (гарячого) віджиму від ціни олії першого (холодного) віджиму при нульовому значенні ціни олії другого (гарячого) віджиму**

У випадку, коли коефіцієнти виходу олії першого (холодного) та другого (гарячого) віджиму однакові і становлять  $k_{ox} = k_{or} = \frac{k_o}{2}$ , ціна олії другого (гарячого) віджиму в залежності від ціни олії першого (холодного) віджиму становитиме:

$$C_{or} = 2C_o - C_{ox} \quad (5.7)$$

Таким чином, для отримання рослинної олії необхідно застосовувати двохступінчатий віджим [248], причому високоякісну олію першого (холодного) віджиму доцільно використовувати для харчових потреб, а недорогу, порівняно з олію першого (холодного) віджиму, олію другого (гарячого) віджиму – для потреб виробництва дизельного біопалива.

## **5.5. Виробництво дизельного біопалива із зернового вороху олійних культур**

Як правило, ринкова ціна харчової рослинної олії є більшою за ціну дизельного палива, а тому виробництво дизельного біопалива із такої олії не буде мати серйозних перспектив з огляду на економічну доцільність.

Двоступінчасте відтискання рослинної олії дає можливість підвищити вартість олії холодного відтискання і за рахунок цього понизити вартість олії гарячого відтискання із подальшим отриманням із неї дизельного біопалива. Однак цей варіант зниження вартості сировини потребує придбання двох пресів, що збільшує капіталовкладення у виробництво.

Переробка зернового вороху олійних культур це ще один спосіб отримання дешевої сировини для виробництва дизельного біопалива, який підвищує ефективність двоступінчастого відтискання рослинної олії. Однак у цьому випадку постає потреба в оцінці ресурсів отримання олії із зернового вороху олійних культур, можливостей такого виробництва та якості отриманого дизельного біопалива.

Отже, доцільно розробити технологічну схему виробництва дизельного біопалива з використанням олії другого (гарячого) віджимання та олії із зернового вороху, а також оцінити якість отриманого дизельного біопалива із олії отриманої із зернового вороху.

При виробництві рослинної олії на олійно-жирових заводах накопичується зерновий ворох у обсягах до 7 % в зерні соняшнику від маси зерна олійних культур згідно ДСТУ 4694:2006, до 3% в насінні ріпаку згідно ДСТУ 4966:2008 та до 3% в зерні сої згідно ДСТУ 4964:2008. Відтискання рослинної олії із зернового вороху не передбачається технологічним процесом отримання олійної продукції, адже кінцевий продукт не відповідає нормативним вимогам і не може бути реалізований як харчова олія. У той же час така олія може бути сировиною для виробництва дизельного біопалива. Вихід олійної маси із зернового вороху становить від 15 до 20 %, а вихід олій

після відстоювання становить від 50 до 60 %. Результати розрахунку потенціалу виробництва дизельного біопалива із олії отриманої із зернового вороху наведені в (табл. 5.5).

Як показали розрахунки, виробництво дизельного біопалива (ДБП) із зернового вороху може замістити потреби у дизельному паливі, яке використовується в аграрному виробництві на 6-7%.

Технологічна схема отримання дизельного біопалива із зернового вороху (рис. 5.6) може бути реалізована наступним чином: зерно потрапляє в бункер для зерна олійних культур 1, звідки по пружинному конвеєру 2 вивантажується у приймальний бункер 3. Із нього зерно потрапляє на зерноочисний комплекс 4, а далі очищене зерно подається транспортером 5 на прес шнековий (екструдер холодного відтискання) 6.

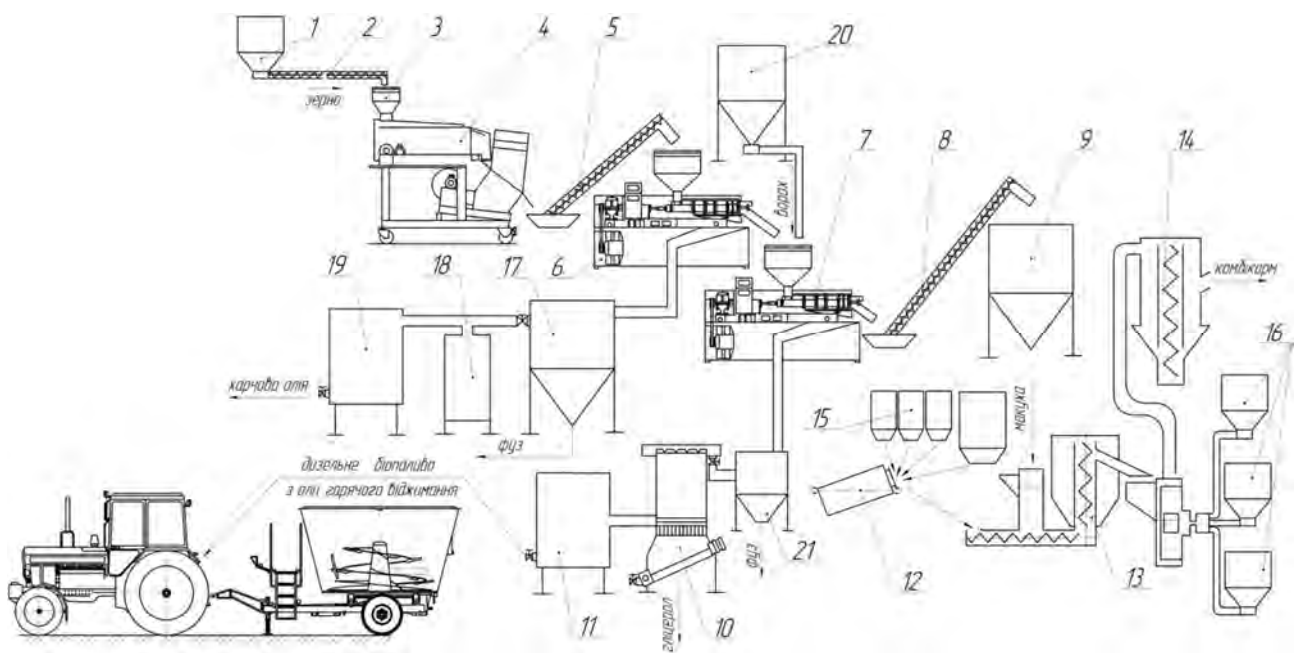
**Таблиця 5.5. Потенціал виробництва дизельного біопалива із олії отриманої із зернового вороху**

Олійна культура	Валове виробництво, тис. т	Вихід						Обсяги виробництва ДБП
		зернового вороху		олійної маси		олії		
		%	тис. т	%	тис. т	%	тис. т	тис. т
Соняшник	11181,1	7	782,7	20	156,5	60	93,9	79,8
Соя	3930,6	3	117,9	20	23,6	60	14,2	12,0
Ріпак	1737,6	3	52,1	20	10,4	60	6,3	5,3
Всього	16849,3		952,7		190,5		114,3	97,2

Таким чином, отримуємо неочищену олію холодного відтискання, яка перекачується до відстійника 17, потім до кристалізатора 18 і після очистки від механічних домішок та восків надходить до ємності зберігання рослинної олії 19. Побічним продуктом холодного відтискання є макуха з високим вмістом олійної маси, яку подають на прес шнековий (екструдер гарячого відтискання) 7.

Ще одним резервом отримання олійної маси низької якості є зерновий ворох, який також доцільно переробляти на пресі шнековому (екструдері

гарячого відтискання) 7. по закінченню переробки очищеного зерна в кінці сезону. У результаті цього отримуємо неочищену олійну масу, яка перекачується до відстійника рослинної олії 21, а звідти надходить на переробку за допомогою обладнання для виробництва дизельного біопалива 10. Технологічний процес отримання дизельного біопалива при цьому доцільно виконувати за агропромисловою технологією. Отримане дизельне біопаливо перекачується в ємність для зберігання 11, звідки використовується для заправки машино-тракторних агрегатів при виконанні механізованих робіт.



1, 3, 9, 16 – бункера для зерна олійних культур, макухи та зернових компонентів; 2 – конвеєр пружинний; 4 – комплекс зерноочисний; 5, 8 – шнекові транспортери; 6, 7 – преси шнекові – екструдери холодного та гарячого відтискання; 10 – обладнання для виробництва дизельного біопалива; 11, 15, 19, 20 – ємності для зберігання дизельного біопалива, кормових добавок, харчової олії та зернового вороху; 12 – змішувач мікродобавок; 13, 14 – вертикально-шнековий змішувач БМВД та комбикормів; 17, 21 – відстійники олії; 18 – кристалізатор

**Рис. 5.6. Технологічна схема виробництва дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху олійних культур**

Після другого гарячого віджимання макуха з низьким вмістом олійної маси вивантажується транспортером 8 у бункер макухи 9, а далі вона надходить для виробництва повноцінних комбікормів за допомогою вертикального змішувача БМВД 13, збагачуючи комбікорм білковими речовинами і жирами. БМВД і готовий комбікорм змішуються в вертикально-шнекових змішувачах безперервної дії.

За допомогою експериментальних досліджень було встановлено кількісний вихід та якісні показники дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху (табл. 5.6).

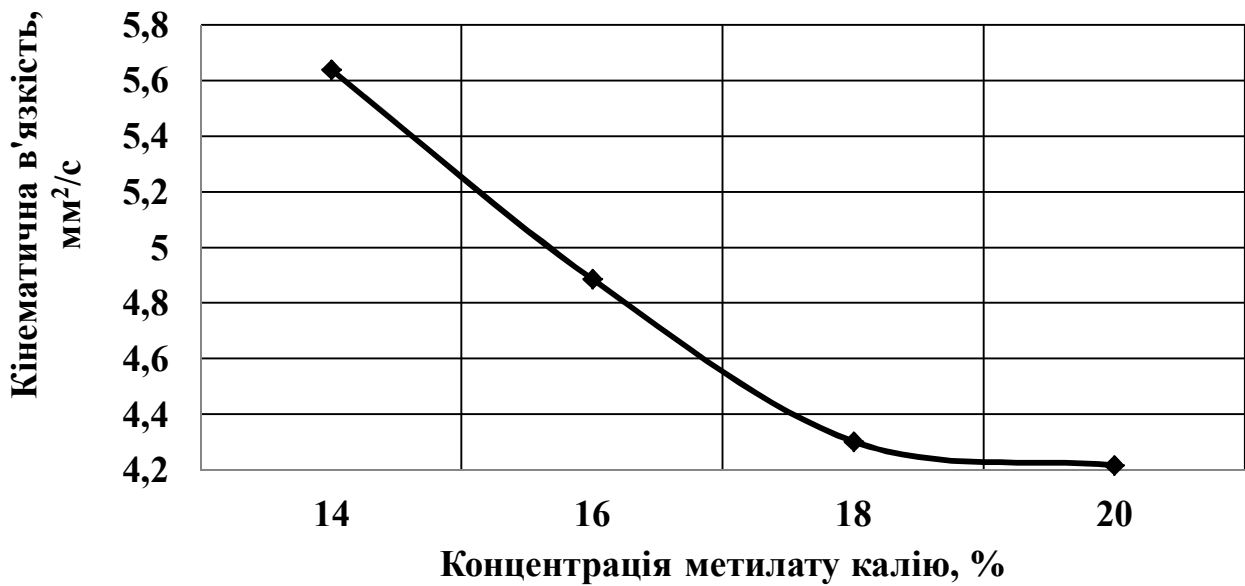
**Таблиця 5.6. Кількісний та якісний вихід дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху**

Кількість рослинної олії, мл	1600
Вихід дизельного біопаливо, %	85,6
Кінематична в'язкість дизельного біопалива, мм <sup>2</sup> /с	4,25
Температура спалаху дизельного біопалива, °С	125
Нижча теплота згорання дизельного біопалива, МДж/кг	36,96

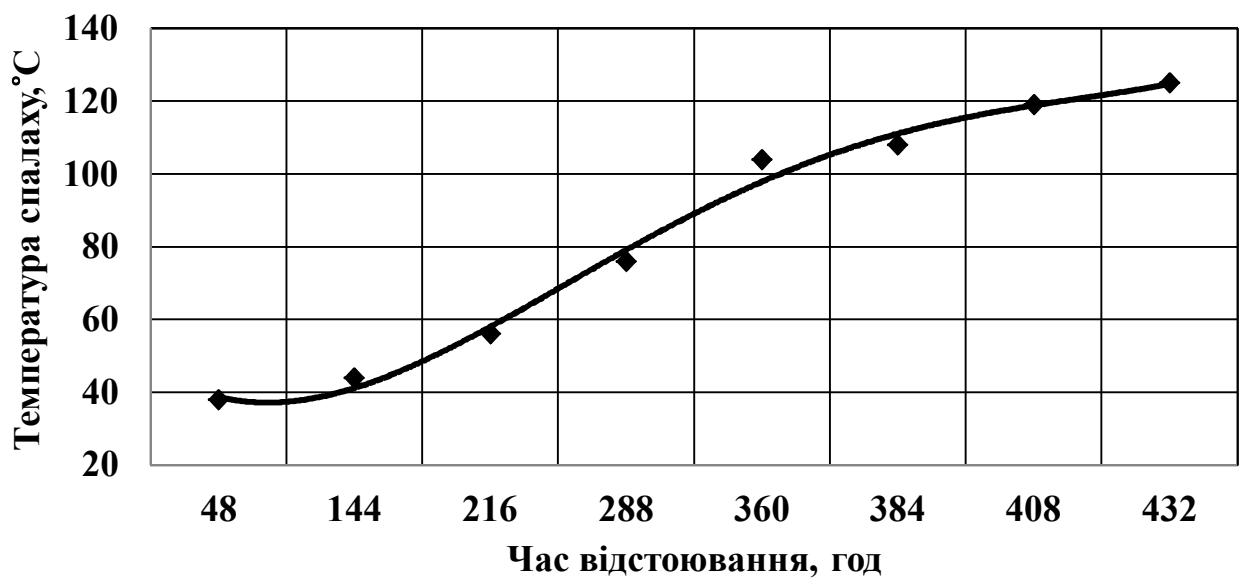
Як видно із таблиці, вихід дизельного біопалива становив 85,6 %, його кінематична в'язкість становила 4,25 мм<sup>2</sup>/с, а температура спалаху 125 °С, що відповідає вимогам ДСТУ 6081:2009. Нижча теплота згорання отриманого дизельного біопалива знаходилася на рівні 36,96 МДж/кг.

Результати досліджень властивостей отриманого дизельного біопалива приведено на рис. 5.7 та 5.8.

Аналіз впливу концентрації метилату калію на кінематичну в'язкість дизельного біопалива показав (рис. 5.7), що для отримання нормативних значень кінематичної в'язкості дизельного біопалива необхідно додавати не менше 16 мл метилату калію на 100 мл рослинної олії. Найменша кінематична в'язкість 4,21 мм<sup>2</sup>/с була досягнута при концентрації метилату калію 20 мл на 100 мл рослинної олії.



**Рис. 5.7. Залежність кінематичної в'язкості дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху від концентрації метилату калію**



**Рис. 5.8. Залежність температури спалаху дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху від часу відстоювання**

Зі збільшенням часу відстоювання температура спалаху дизельного біопалива збільшується (рис. 5.8) за рахунок вивільнення надлишкового метилового спирту. Нормативна температура спалаху дизельного біопалива

досягалася при 400 годинах відстоювання з вільним доступом повітря і становила 120°C.

Таким чином, у результаті експериментальних досліджень було виявлено, що кількісний вихід дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху становить 85,6%. Кінематична в'язкість такого дизельного біопалива становить 4,25 мм<sup>2</sup>/с, температура спалаху 125°C, а нижча теплота згорання 36,96 МДж/кг. Таким чином, виробництво дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху може замінити потреби у дизельному паливі на 6-7 % від загальної кількості споживання дизельного палива в аграрному виробництві.

### **5.6. Виробнича перевірка роботи МТА на дизельному біопаливі**

Виробнича перевірка ефективності застосування дизельного біопалива та системи двохступеневого підігріву палива при роботі МТА проводилася на базі трактора ПМЗ-6АКЛ з двигуном Д-65Н при виконанні технологічних операцій передпосівної культивуації та коткування посівів, а також на базі трактора Кий-14102 при виконанні технологічних операцій оранки, дискування та посіву. Витрата палива фіксувалася за допомогою встановленого електронного витратоміра палива на базі датчика DFM-90A-P (рис. 5.9).

Аналіз отриманих результатів роботи МТА на базі трактора ПМЗ-6 АКЛ (табл. 5.7) показав, що під час виконання технологічної операції суцільної культивуації ґрунту при роботі на дизельному біопаливі зафіксовано збільшення витрати палива на 17,7 % у порівнянні з витратою палива на дизельному паливі. Застосування нагріву дизельного біопалива до температурного діапазону 110–125 °С дозволило зменшити витрату палива на 7,5 %. На виконанні технологічної операції прикочування посівів витрата дизельного біопалива збільшилася на 18,2 %, а застосування нагріву дизельного біопалива до температури 100–110 зменшило витрату палива на 4,7 %. Проте

слід зазначити, що оптимального температурного діапазону нагріву дизельного біопалива досягти не вдалося.



**Рис. 5.9. Трактор Кий-14102 обладнаний системою двоступеневого підігріву дизельного біопалива**

**Таблиця 5.7 Експлуатаційні витрати палива МТА базі трактора ПМЗ-6АКЛ**

Вид операції	Тип палива			Перевитрата дизельного біопалива, %
	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо		
	Витрата палива, кг/га	Температурний діапазон, °С	Витрата палива, кг/га	
Суцільна культивування: ПМЗ-6АКЛ + КПС-4	5,2	60–65	6,12	17,69
		110–125	5,69	9,4
Прикочування посівів: ПМЗ-6АКЛ + ЗККШ-6	1,43	40–55	1,69	18,18
		100–110	1,61	12,58

Випробування трактора Кий-14102 з двигуном Д-245 проводилися під час осінніх польових робіт при температурі навколишнього середовища від мінус 1 до плюс 6 °С. Температура нагріву дизельного біопалива підтримувалася в інтервалі від 115 до 120 °С за допомогою дроселювання випускного каналу відпрацьованих газів системи підігріву дизельного біопалива.

Аналіз отриманих результатів (табл. 5.8) показує, що перевитрата дизельного біопалива порівняно з дизельним паливом становила при виконанні оранки 8,58%, а при дискуванні – 9,02 %, що пояснюється меншою теплотворною здатністю дизельного біопалива.

У більшості випадків нижчу теплоту згоряння дизельного біопалива приймають на рівні 37,5 МДж/кг [133, 137, 249, 250, 251], проте вона може суттєво відрізнятись, тому нижчу теплоту згоряння дизельного біопалива необхідно визначати в кожному конкретному випадку окремо.

**Таблиці 5.8 Експлуатаційні витрати палива МТА на базі трактора Кий-14102 з використанням системи підігріву дизельного біопалива**

Вид операції	Використано ДБП, л	Тип і витрата палива, кг/га		Перевитрата ДБП, %
		ДП	ДБП	
Оранка: Кий-14102 + PRO-3	200	15,85	17,21	8,58
Дискування: Кий-14102 +БДВ-3	670	5,74	6,258	9,02
Посів: Кий-14102 + Great Plains-1,5	380	8,7	9,8	12,64

Для перевірки адекватності отриманих результатів виконано перевірку нижчої теплотворної здатності дизельного палива та дизельного біопалива, шляхом спалювання зразків палива, яке використовувалося під час проведення експериментів в калориметричній бомбі. Дослідження показали, що нижча теплотворна здатність дизельного біопалива менша на 8,25 %, ніж у дизельного палива, що підтверджує адекватність отриманих даних при проведенні виробничих випробувань роботи трактора Кий-14102.

Проведені виробничі випробування МТА з використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива, показали, що перевитрата

дизельного біопалива при виконанні технологічних операцій становить від 8,0 % до 13 %, при збереженні показників продуктивності та потужності МТА.

Економічний ефект від використання дизельного біопалива склав близько 4147 грн./т, а використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива підвищує економічну ефективність його використання на 634 грн./т. Розроблена конструкторська документація на систему двоступеневого підігріву дизельного біопалива для двигунів Д-240 та Д-245 була передана в ПП «Дік-Техніка» для виготовлення за замовленням фермерських господарств.

### **5.7. Інструкція по використанню дизельного біопалива**

Дизельне біопаливо досить агресивно поводить себе щодо конструкційних матеріалів, тому при його використанні доцільно дотримуватися наступних правил:

- дизельне біопаливо повинно відповідати вимогам ДСТУ 6081:2009 "Паливо моторне. Ефіри метилових жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні умови";
- дизельне біопаливо повинно бути використане упродовж шести місяців з дати виготовлення;
- ємності для зберігання дизельного біопалива та паливні баки повинні періодично очищатися від осаду та утворень мікрофлори;
- для зменшення негативного впливу дизельного біопалива на моторну оливу початок роботи та нагрів двигуна до робочої температури рекомендується здійснювати на дизельному паливі;
- закінчувати роботи необхідно також на дизельному паливі, щоб забезпечити заміщення дизельного біопалива в паливній системі для здійснення, в подальшому, правильного запуску двигуна;
- при потраплянні дизельного біопалива на лакофарбове покриття, його терміново необхідно змити або насухо витерти, також потрібно запобігати потраплянню дизельного біопалива на гуму;

- при роботі на дизельному біопаливі рекомендується в два рази зменшити термін експлуатації моторної оливи та фільтра тонкої очистки палива;
- через кожних 50 годин роботи необхідно виконувати операцію зливання осаду з фільтрів грубої та тонкої очистки палива;
- не допускати роботи на залишках палива менше 5 % об'єму паливного баку;
- необхідно виконувати періодичний злив 5 % залишку палива через кожних 100 годин роботи з метою контролю за утвореннями осаду та мікрофлори;
- при постановці трактора на довготривале зберігання чи при перерві в роботі більш ніж на місяць, дизельне біопаливо повинно бути злито із паливного баку.

Розроблена інструкція була апробована у ВП НУБіП України "Великоснітинське навчально-дослідне господарство ім. О. В. Музиченка" та ВП НУБіП України "Агрономічна дослідна станція" при проведенні виробничих досліджень роботи МТА з використанням дизельного біопалива на виконанні технологічних операцій в рослинництві.

## **5.8. Організація використання дизельного біопалива**

Аналіз виробничого досвіду використання дизельного біопалива показує, що більшість проблем, які обмежують широке використання дизельного біопалива сільськогосподарськими підприємствами, пов'язана з необхідністю дотримання вимог зберігання дизельного біопалива та контролю за його параметрами, а також необхідністю організації високого рівня технічного обслуговування техніки, яку заправляють дизельним біопаливом.

Основна проблема зберігання біопалива полягає в його здатності натягувати вологу та розчиняти бруд і лакофарбові покриття. Це погіршує якість дизельного біопалива, а тому:

- слід регулярно відбирати проби палива для перевірки його на відповідність стандарту ДСТУ 6081:2009;
- не рекомендується довгостроково зберігати дизельне біопаливо під прямим впливом високих або низьких температур;
- дизельне біопаливо повинно бути використане упродовж шести місяців з дати виготовлення;
- паливо необхідно зберігати в чистих і сухих ємностях без попадання сонячних променів;
- необхідно здійснювати періодичний контроль за змістом води у паливі, щоб уникнути небезпеки розвитку мікроорганізмів, утворення перекисів і корозійного впливу води, у тому числі й на елементи паливної апаратури;
- слід обов'язково видаляти воду із цистерн зберігання перед заповненням їх дизельним біопаливом;
- для мінімізації конденсації вологи при зберіганні дизельного біопалива необхідно тримати паливні ємності максимально заповненими, мити й осушувати їх до заповнення і після спорожнення;
- при використанні паливних сумішей дизельного палива та дизельного біопалива їх необхідно відстоювати упродовж 24 годин після змішування.

Перед початком експлуатації двигуна на дизельному біопаливі необхідно звернути увагу на проведення наступних профілактичних робіт:

- необхідно здійснити промивку та заміну фільтрів грубого і тонкого очищення палива, видалити шлакові відкладання в паливній системі й апаратурі;
- здійснити заміну резино-технічних виробів на стійкі до дії дизельного біопалива;
- необхідно змінити кут випередження подачі палива двигуна відповідно до рекомендацій заводу виробника при використанні дизельного біопалива;

– рекомендується виконувати зберігання дизельного біопалива при температурі вищій за плюс 10 °С.

Під час проведення виробничих досліджень роботи МТА на виконанні технологічних операцій в рослинництві при застосуванні чистого дизельного біопалива було витрачено 1470 літрів дизельного біопалива (оранка, дискування та посів), відмов МТА, пов'язаних з використанням дизельного біопалива, не зафіксовано. Матеріали, які отримано під час виконання наукової роботи, використовуються у навчальному процесі при викладанні дисципліни «Інженерія біосистем».

### **5.9. Економічна ефективність виробництва дизельного біопалива при використанні реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача**

Сільське господарство є споживачем моторних палив. У структурі витрат на виробництво сільськогосподарської продукції питома вага нафтопродуктів становила: у 2002 році – 17,5 %, у 2005 році – 19 %, у 2008 році – 16,2 %, у 2011 році – 15,0 %. Слід відмітити, що в структурі витрат на виробництво продукції рослинництва за 2000-2011 роки частка нафтопродуктів складає від 20 до 28 %, в структурі витрат на виробництво продукції тваринництва від 3,7 до 7 % [247].

Науковцями проведено значний обсяг досліджень по обґрунтуванню параметрів обладнання для виробництва дизельного біопалива та оцінці його ефективності. В сучасних умовах існує принципова можливість створення і використання агропромислових технологій виробництва дизельного біопалива на основі спрощення промислових технологій. Агропромислова технологія виробництва дизельного біопалива задовольнить потреби господарюючих суб'єктів власним паливом для роботи машино-тракторних агрегатів, вона доступна в матеріальних витратах та проста у використанні [248].

У господарствах для власних потреб доцільно монтувати дрібні установки та міні-заводи з виробництва дизельного біопалива продуктивністю від 100 до 300 т за рік, середня продуктивність яких 2 т біопалива за добу.

Перевагою таких заводів є можливість комплектації обладнанням вітчизняного виробництва, вартість якого нижча зарубіжного. Сільськогосподарські підприємства у цьому випадку мають можливість економити обігові кошти і при цьому повністю забезпечувати себе дизельним біопаливом, а тваринницьку галузь макухою [252].

Виробництво дизельного біопалива із ріпакової олії в умовах сільськогосподарського виробництва може бути економічно доцільним лише у разі, коли прибуток від виробництва дизельного біопалива буде більший або дорівнюватиме прибутку, отриманому від реалізації зерна ріпаку [253].

Було встановлено, що до 2002 року виробництво дизельного біопалива було не рентабельним, за рахунок великих затрат на його виробництво та досить низької ціни на дизельне паливо. Проте із зростанням цін на паливо мінерального походження рентабельність виробництва дизельного біопалива суттєво зросла, а з 2004 до 2007 перевищила навіть рентабельність виробництва продукції рослинництва, що свідчить про доцільність вкладення коштів в розвиток біопаливної галузі [254].

Сільське господарство може бути галуззю, яка забезпечує не тільки продовольчу безпеку країни, а й значною мірою може впливати на власну енергетичну автономність та може створити конкурентне середовище на ринку нафтопродуктів, що реалізуються в аграрному секторі. Різниця обсягів продажу ріпаку для купівлі дизельного палива та виробництва біопалива у 2008 р. становила 1 т, 2011 – 1,4 т, у 2013 р. – 0,7 т [57]. Аналізуючи обсяги продажу пшениці для купівлі дизельного палива чи виробництва біопалива, було встановлено, що найбільша різниця спостерігалась у 2005 році – 2,9 т, 2011 – 1,2 т, у 2013 р. – 1,6 т. Суттєва різниця в обсягах вирощування та продажу ріпаку і пшениці для купівлі чи виробництва палива є додатковим аргументом для переоцінки пріоритетів при виробництві сільськогосподарської продукції та енергоносіїв [255].

Таким чином, обґрунтування параметрів обладнання для виробництва дизельного біопалива на основі економічних показників, а саме мінімізації

витрат на виробництво дизельного біопалива в умовах фермерських господарств є актуальним завданням.

Розглянемо формалізовану модель визначення витрат на виробництво річної партії дизельного біопалива, яка з урахуванням загальновідомих принципів формування собівартості та з урахуванням деяких спрощень, може бути записана наступним чином:

$$B = (k_A + k_{TOP})(K_P + K_B) + \mathcal{C}_C t_O + B_C, \quad (5.8)$$

де  $B$  – загальні витрати на виробництво річної партії дизельного біопалива, грн.;

$k_A, k_{TOP}$  – коефіцієнти відрахувань на амортизацію та технічне обслуговування і ремонт обладнання, відн. од.;

$K_P, K_B$  – балансова вартість обладнання для виробництва дизельного біопалива, яке включає балансову вартість реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива, грн.;

$\mathcal{C}_C$  – часова ставка оператора, який обслуговує виробництво дизельного біопалива, грн./год;

$t_O$  – час роботи оператора при виробництві річної партії дизельного біопалива, год;

$B_C$  – вартість сировини і матеріалів для виробництва річної партії дизельного біопалива, грн.

Уведемо величину співвідношення балансової вартості реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива, яка має значення, що не перевищує одиницю і позначається наступним чином:

$$\alpha_K = \frac{K_P}{K_B} = \frac{\mathcal{C}_P V_P}{\mathcal{C}_B V_B} \leq 1, \quad (5.9)$$

де  $\alpha$  – величина співвідношення об'ємів реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива, відн.од.;

$\Pi_P, \Pi_B$  – балансова вартість одиниці об'єму реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива відповідно, грн./м<sup>3</sup>;

$V_P, V_B$  – об'єм реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива відповідно, м<sup>3</sup>, а також величину співвідношення об'єму реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива:

$$\alpha_V = \frac{V_P}{V_B} \leq 1, \quad (5.10)$$

Тоді вираз для визначення витрат на виробництво річної партії дизельного біопалива запишеться наступним чином:

$$B = (k_A + k_{TOP})(1 + \alpha_K)K_B + \mathcal{U}_C \frac{t_{PC} \Pi_B}{\alpha_K \Pi_P} + B_C, \quad (5.11)$$

де  $t_{PC}$  – час роботи оператора при виробництві дизельного біопалива упродовж одного циклу завантаження реактора-естерифікатора, год.

Для того, щоб встановити мінімальне значення величини співвідношення об'єму реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива проведемо дослідження отриманого виразу на екстремум, шляхом його диференціювання та прирівнювання першої похідної до нуля:

$$\frac{dB}{d\alpha_K} = (k_A + k_{TOP})K_B - \frac{\mathcal{U}_C t_{PC} \Pi_B}{2\alpha_K^2 \Pi_P} = 0. \quad (5.12)$$

Звідки:

$$\alpha_K = \sqrt{\frac{\mathcal{U}_C t_{PC} \Pi_B}{2(k_A + k_{TOP})K_B \Pi_P}}. \quad (5.13)$$

Підставивши значення залежних величин, одержимо:

$$\frac{C_P V_P}{C_B V_B} = \sqrt{\frac{C_{ct_{PЦ}}}{2(k_A + k_{TOP}) C_B V_B} \frac{C_B}{C_P}} = \sqrt{\frac{C_{ct_{PЦ}}}{2(k_A + k_{TOP}) V_B C_P}}. \quad (5.14)$$

Тоді

$$V_P = \sqrt{\frac{C_{ct_{PЦ}} C_B^2 V_B^2}{2(k_A + k_{TOP}) V_B C_P^3}} = \sqrt{\frac{C_{ct_{PЦ}} V_B}{2(k_A + k_{TOP})} \frac{C_B^2}{C_P^3}}. \quad (5.15)$$

Аналіз даного виразу показує, що величина об'єму реактора-естерифікатора визначається в першу чергу обсягами річної партії виробництва дизельного біопалива. Крім того, чим більші витрати на виробництво дизельного біопалива упродовж одного циклу, тим більшим має бути об'єм реактора-естерифікатора. Об'єм реактора-естерифікатора також збільшується при збільшенні цін виготовлення відстійника-накопичувача у прямій залежності та зменшується при збільшенні цін реактора-естерифікатора у квадратичній залежності.

Виробничі витрати на виробництво дизельного біопалива за допомогою обладнання БДУ-100 продуктивністю 100 л/год упродовж 2008-2013 рр. приведені в таблиці 5.9.

Із таблиці видно, що виробничі витрати на виробництво дизельного біопалива за останні 5 років фактично подвоїлися, за рахунок збільшення вартості обладнання, вартості електроенергії та росту заробітної плати.

Техніко-економічні показники виробництва дизельного біопалива (табл. 5.10) визначалися при його виході із олії 95%, розході ріпакової олії 53 т/рік, виході гліцерінового осаду 10,7 т/рік, співвідношенні метанолу і олії 0,14 відн. од. та каталізатора і метанолу 0,1 відн. од., а також відповідно розходу метанолу 7,37 т/рік і розходу каталізатора 0,74 т/рік. Теплотворна

здатність дизельного палива при розрахунках приймалася на рівні 42 МДж/кг, а дизельного біопалива – 37 МДж/кг [256].

**Таблиця 5.9 Виробничі витрати на виробництво дизельного біопалива**

Марка обладнання	БДУ-100	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Продуктивність	л/год.	100					
	т/рік	50					
<b>Капіталовкладення</b>	<b>грн.</b>	<b>29000</b>	<b>33263</b>	<b>35558</b>	<b>37941</b>	<b>39686</b>	<b>40281</b>
<b>Амортизаційні відрахування</b>	грн./рік	2320	2661	2845	3035	3175	3222
	грн./т	<b>46,40</b>	<b>53,22</b>	<b>56,89</b>	<b>60,70</b>	<b>63,50</b>	<b>64,45</b>
<b>Відрахування на ТО</b>	грн./рік	1740	1996	2133	2276	2381	2417
	грн./т	<b>34,80</b>	<b>39,92</b>	<b>42,67</b>	<b>45,53</b>	<b>47,62</b>	<b>48,34</b>
Вартість електроенергії	грн./кВт год.	0,43	0,52	0,60	0,73	0,73	0,79
<b>Витрати на електроенергію</b>	<b>грн./т</b>	<b>3,88</b>	<b>4,73</b>	<b>5,44</b>	<b>6,66</b>	<b>6,66</b>	<b>7,20</b>
Кількість обслуговуючого персоналу	чол.	1					
Місячна зарплата обслуговуючого персоналу	грн./міс	1101	1220	1430	1759	2086	2340
<b>Фонд зарплати персоналу</b>	грн./рік	18206	20174	23646	29616	34494	38694
	грн./т	<b>364,12</b>	<b>403,48</b>	<b>472,93</b>	<b>592,32</b>	<b>686,88</b>	<b>773,88</b>
<b>Всього витрат</b>	<b>грн./т</b>	<b>402,80</b>	<b>448,1</b>	<b>521,0</b>	<b>644,5</b>	<b>744,2</b>	<b>829,4</b>
<b>Загальновиробничі витрати</b>	%	5					
	грн./т	<b>20,14</b>	<b>22,41</b>	<b>26,1</b>	<b>32,23</b>	<b>37,21</b>	<b>41,47</b>
<b>Загальногосподарські витрати</b>	%	10					
	грн./т	<b>40,28</b>	<b>44,81</b>	<b>52,10</b>	<b>64,45</b>	<b>74,42</b>	<b>82,94</b>
<b>Питомі виробничі витрати</b>	<b>грн./т</b>	<b>463,22</b>	<b>515,34</b>	<b>599,20</b>	<b>742,18</b>	<b>855,79</b>	<b>953,83</b>

Густина дизельного біопалива приймалася на рівні 840 кг/м<sup>3</sup>. Ставка амортизаційних відрахувань приймалася на рівні 8 %, а відрахувань на технічне обслуговування і ремонт на рівні 6 %.

Питомі витрати електроенергії становили 9,1 кВт год./т (встановлена потужність 1 кВт, коефіцієнт використання потужності 0,8 відн. од. Величина відрахування у соціальні фонди із зарплати приймалися на рівні 37,8 %.

**Таблиця 5.10 Техніко-економічні показники виробництва дизельного**

**біопалива**

Марка обладнання	БДУ-100	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Вартість метанолу	грн./т	5000	5660	6424	8011	8596	7907
Вартість каталізатора	грн./т	17800	20150	22870	28519	30600	28148
<b>Вартість реактивів</b>	<b>грн./т</b>	<b>999,16</b>	<b>1131,05</b>	<b>1283,74</b>	<b>1600,82</b>	<b>1717,68</b>	<b>1580,01</b>
Ціна гліцерінового осаду	грн./т	1355	1534	1741	2171	2329	2143
<b>Вартість гліцерінового осаду</b>	<b>грн./т</b>	<b>290,97</b>	<b>329,38</b>	<b>373,84</b>	<b>466,18</b>	<b>500,21</b>	<b>460,12</b>
Собівартість олії	грн./т	2930	3857	4516	6197	6494	5814
<b>Вартість олії</b>	<b>грн./т</b>	<b>3085</b>	<b>4060</b>	<b>4762</b>	<b>6524</b>	<b>6836</b>	<b>6120</b>
<b>Собівартість виробництва ДБП</b>	<b>грн./т</b>	<b>4256</b>	<b>5377</b>	<b>6263</b>	<b>8400</b>	<b>8909</b>	<b>8193</b>
Вартість ДП у рік використання ДБП	грн./л	5,19	6,43	8,97	9,51	9,27	13,98
	грн./т	6175	7653	10683	11326	11034	16640
<b>Прибуток</b>	<b>грн./т</b>	<b>869</b>	<b>955</b>	<b>2682</b>	<b>944</b>	<b>148</b>	<b>5824</b>
<b>Прибуток після оподаткування</b>	<b>грн./т</b>	<b>609</b>	<b>668</b>	<b>1878</b>	<b>661</b>	<b>103</b>	<b>4077</b>
<b>Рентабельність</b>	<b>%</b>	<b>14,3</b>	<b>12,4</b>	<b>30,0</b>	<b>7,9</b>	<b>1,2</b>	<b>49,8</b>
<b>Термін окупності</b>	<b>років</b>	<b>0,95</b>	<b>1,00</b>	<b>0,38</b>	<b>1,15</b>	<b>7,68</b>	<b>0,20</b>
<b>Середнє значення</b>	<b>років</b>	<b>1,89</b>					

Отриманий вираз для визначення величини співвідношення об'єму реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива дозволяє мінімізувати витрати на виготовлення реактора-естерифікатора для виробництва дизельного біопалива [257].

Однак, оцінку економічної ефективності виробництва дизельного біопалива доцільно здійснювати з урахуванням індивідуальних особливостей

конкретного фермерського господарства.

#### **5.10. Економічна ефективність обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування**

Для визначення економічної ефективності виробництва дизельного біопалива за основу для розрахунку приймали об'єм дизельного біопалива, який виготовляється за один технологічний цикл роботи реактора естерифікатора. Для цього проводимо порівняння отриманих значень собівартості виготовленого дизельного біопалива при використанні гідромеханічного та механічного перемішування.

Для оцінки економічної ефективності, а саме: визначення питомих виробничих витрат, собівартості виробництва дизельного біопалива, розрахунку прибутку та терміну окупності використовували загальновідомі формули та методичні рекомендації [258, 259, 260, 261, 262, 263].

Середня вартість дизельного палива в розрахунках приймалася для року наступного після року отримання урожаю ріпаку та виробництва дизельного біопалива.

Техніко-технологічні та економічні показники ефективності використання дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічного перемішування приведені в таблиці 5.11.

Для порівняння було використано дані обладнання Кримського інституту АПВ на базі АЗМ-0,8.

Таким чином, прибуток при виробництві дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування порівняно з базовим варіантом, який передбачає механічне перемішування, збільшився на 179,21 грн./т [57]. Термін окупності обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування зменшився в 2 рази і становить 0,2 року.

**Таблиця 5.11 Техніко-економічна ефективність використання  
дизельного біопалива із застосуванням гідромеханічного перемішування**

Показник	Одиниця виміру	Значення	
		Базовий	Новий
Продуктивність	л/год.	126	100
	т/рік	50	
Капіталовкладення	грн.	83340	40281
Амортизаційні відрахування	грн./рік	6667,22	3222
	грн./т	133,34	64,45
Відрахування на ТО	грн./рік	5000,41	2417
	грн./т	100,01	48,34
Вартість електроенергії	грн./кВт-год.	0,79	
Витрати на електроенергію	грн./т	51,60	7,20
Кількість обслуговуючого персоналу	чол.	1	
Місячна зарплата обслуговуючого персоналу	грн./міс	2340	
Фонд зарплати персоналу	грн./рік	38694	
	грн./т	773,88	
<b>Всього витрат</b>	<b>грн./т</b>	<b>925,47</b>	<b>829,42</b>
Загальновиробничі витрати	%	5	
	грн./т	46,27	41,47
Загальногосподарські витрати	%	10	
	грн./т	82,12	82,94
<b>Питомі виробничі витрати</b>	<b>грн./т</b>	<b>1064,29</b>	<b>953,83</b>
Вартість метанолу	грн./т	7907	
Вартість каталізатора	грн./т	28148	
<b>Вартість реактивів</b>	<b>грн./т</b>	<b>1580,01</b>	
Ціна гліцерінового осаду	грн./т	2329	
Вартість гліцерінового осаду	грн./т	460,12	
Собівартість олії	грн./т	5814	
<b>Вартість олії</b>	<b>грн./т</b>	<b>6120</b>	
<b>Собівартість виробництва ДБП</b>	<b>грн./т</b>	<b>8303,91</b>	<b>8193,45</b>
Вартість ДП у рік використання ДБП	грн./л	13,98	
	грн./т	16640	
<b>Прибуток</b>	<b>грн./т</b>	<b>5644,79</b>	<b>5824</b>
Прибуток після оподаткування	грн./т	3951,35	4077,89
<b>Рентабельність</b>	<b>%</b>	<b>47,3</b>	<b>49,8</b>
<b>Термін окупності</b>	<b>років</b>	<b>0,42</b>	<b>0,20</b>

### 5.11. Економічна ефективність використання дизельного біопалива

У сільськогосподарському виробництві загальна економічна ефективність нових технологій і техніки визначається, виходячи із визначення абсолютного розміру прибутку від їх використання.

Загальновідомо, що прибуток визначається як різниця ціни реалізації продукції та її собівартості з урахуванням амортизації [264, 265]:

$$P = C - C - A, \quad (5.16)$$

де  $P$  – прибуток від реалізації, грн.;

$C$  – ціна реалізації продукції, грн.;

$C$  – собівартість виготовленої продукції, грн.;

$A$  – відрахування на амортизацію обладнання, грн.

У собівартість продукції входять складові витрат пов'язані з її виробництвом [266]:

$$C = B_C + B_{TP} + B_E + Z_{II}, \quad (5.17)$$

де  $B_C$  – загальні витрати на матеріали та сировину, грн.;

$B_{TP}$  – вартість технічного обслуговування і ремонту обладнання, грн.;

$B_E$  – вартість енергоресурсів, грн.;

$Z_{II}$  – заробітна плата з нарахуваннями, грн.

Економічну ефективність застосування дизельного біопалива при роботі МТА у порівнянні з роботою на дизельному паливі, слід розглядати як різницю вартості використаного палива та експлуатаційних затрат, віднесених до одиниці певного об'єму виконаної роботи:

$$E = C_B - C_H, \quad (5.18)$$

де  $E$  – економічна ефективність, грн;

$C_B$  – витрати на роботу МТА при використанні дизельного палива, грн;

$C_H$  – витрати на роботу МТА при використанні дизельного біопалива, грн.

Умовно-постійні витрати (заробітна плата з нарахуваннями на соціальні виплати, амортизаційні відрахування, витрати на ремонт, вартість спожитих послуг та інші прямі витрати) залишаються незмінними при заміні дизельного палива на дизельне біопаливо.

Економічну ефективність застосування дизельного біопалива при роботі МТА, віднесена до одиниці або певного об'єму виконаної роботи можна визначити як різницю вартості використаного палива та додаткових витрат пов'язаних з особливістю роботи МТА при використанні дизельного біопалива, а саме:

$$E = Q_{ДП} C_{ДП} - \left( Q_{ДБП} C_{ДБП} + \frac{(1 - k_{ЗРО}) Q_{ДБП} Q_{МО} C_{МО}}{k_{ЗРО} T_{ЗМ}} + Q_{ДП}^D C_{ДП} \right), \quad (5.19)$$

де  $Q_{ДП}$  – об'єм дизельного палива затрачений на виконання відповідної одиниці або об'єму роботи, л;

$C_{ДП}$  – вартість дизельного палива, грн./л;

$Q_{ДБП}$  – об'єм дизельного біопалива затрачений на виконання відповідної одиниці або об'єму роботи, л;

$C_{ДБ}$  – вартість дизельного біопалива, грн./л;

$k_{ЗРО}$  – коефіцієнт зменшення ресурсу моторної оливи при використанні дизельного палива, відн. од.;

$T_{ЗМ}$  – ресурс моторної оливи в одиницях використаного дизельного палива, л;

$Q_{MO}$  – об'єм системи змащування дизельного двигуна, л;

$C_{ДП}$  – вартість моторної оливи, грн./л;

$Q_{ДП}^d$  – додаткова витрата дизельного палива при роботі на дизельному біопаливі, л.

При визначенні економічної ефективності необхідно враховувати збільшення витрати дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом, яке при використанні чистого дизельного біопалива сягає від 18 до 20 %.

Для використання дизельного біопалива при роботі МТА, паливні системи двигунів енергетичних засобів повинні бути модернізовані згідно вищевикладених пропозицій. Це потребує додаткових капіталовкладень. Система двохступеневого підігріву для використання дизельного біопалива дозволяє знизити його витрату на 5-6 % та розширяє температурний діапазон використання дизельного біопалива. Додаткові експлуатаційні витрати при використанні дизельного біопалива пов'язані зі зменшенням терміну служби моторної оливи, фільтрів очистки палива та додаткових витрат дизельного палива, які пов'язані з запуском двигуна на дизельному паливі та з необхідністю здійснення підігріву паливного баку дизельного біопалива при температурі навколишнього середовища меншій за 10 °С.

Враховуючи фізико-хімічні властивості дизельного біопалива, його витрата може бути визначена виходячи із витрати дизельного палива наступним чином:

$$Q_{ДБП} = k_{ЗВ} Q_{ДП}, \quad (5.20)$$

де  $k_{ЗВ}$  – коефіцієнт збільшення витрат дизельного біопалива у порівнянні з дизельним паливом, від. од.

Змінна витрата дизельного палива пов'язана із запуском двигуна МТА, визначається, виходячи з конструктивних особливостей енергозасобу, за виразом:

$$Q_{дп}^3 = k_{зп} (V_{фго} + V_{фто} + V_{п} + V_{пнвт}), \quad (5.21)$$

де  $Q_{дп}^3$  – змінна витрата дизельного палива на запуск двигуна, л;

$k_{зп}$  – коефіцієнт запасу, відн. од.;

$V_{фго}$  – об'єм фільтру грубої очистки палива, л;

$V_{фто}$  – об'єм фільтру тонкої очистки палива, л;

$V_{п}$  – внутрішній об'єм паливопроводів, л;

$V_{пнвт}$  – внутрішній об'єм головки паливного насоса високого тиску, л.

Змінну витрату дизельного палива при температурі навколишнього середовища нижчій за 10 °С, можна визначити наступним чином:

$$Q_{дп}^H = t_H G_{год}, \quad (5.22)$$

де  $Q_{дп}^H$  – змінна витрата дизельного палива на запуск двигуна та нагрів палива в паливному баці, л;

$t_H$  – час роботи двигуна на дизельному паливі, необхідний для розігріву дизельного біопалива в паливному баці, год.;

$G_{год}$  – годинна витрата палива на режимі роботи двигуна при розігріві дизельного біопалива, л.

Загальну додаткову витрату дизельного палива, при роботі МТА на дизельному біопаливі, виходячи з річної витрати дизельного палива, можна визначити наступним чином:

$$Q_{дп}^Д = \frac{Q_{дп}^3}{Q_{зп}} [k_{кр} k_{зп} (V_{фго} + V_{фто} + V_{п} + V_{пнвт}) + (1 - k_{кр}) t_H G_{год}], \quad (5.23)$$

де  $k_{кр}$  – коефіцієнт розподілення витрат дизельного палива, згідно граничної температури використання дизельного біопалива без застосування нагріву, відн. од.;

$Q_{3M}$  – середня змінна витрати палива МТА, л.

Враховуючи експлуатаційні витрати дизельного палива вираз для визначення річної витрати дизельного біопалива палива (4.24) набуває вигляду:

$$Q_{ДБП} = k_{3В} \left( Q_{ДП} - \frac{Q_{ДП}}{Q_{3М}} \left[ k_{КР} k_{3П} (V_{ФГО} + V_{ФТО} + V_{П} + V_{ПНВТ}) + (1 - k_{КР}) t_H G_{ГОД} \right] \right). \quad (5.24)$$

Для оцінки рівня ефективності застосування дизельного біопалива виконано розрахунок техніко-економічних показників роботи МТА на основі річного завантаження трактора класу 1,4 з урахуванням цін на паливо-мастильні та експлуатаційні матеріали, затрат на переобладнання паливної системи двигуна та собівартості дизельного біопалива за цінами 2014 року (табл. 5.10).

Техніко-економічна оцінка застосування дизельного біопалива підтверджує можливість суттєвого підвищення енергетичної автономності сільськогосподарського виробництва за рахунок самозабезпечення дизельним біопаливом для роботи дизельних двигунів внутрішнього згорання.

Річний економічний ефект від застосування дизельного біопалива та системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива може сягати близько 57 тис. грн./рік. Термін окупності додаткових капіталовкладень в модернізацію паливної системи в розмірі до 20 тис. грн. не перевищує 1 рік.

## **Резюме по розділу 5**

1. Отримані результати якісних показників свідчать про те, що розроблене обладнання дозволяє отримати дизельне біопаливо, яке відповідає ДСТУ 6081:2009. Запропонований розрахунок обладнання для виробництва дизельного біопалива дає можливість визначення конструктивних параметрів обладнання будь-якої потужності.

**Таблиця 5.10 Техніко-економічні показники використання**

**дизельного біопалива**

Показник	Одиниця виміру	Значення	
		Базовий	Новий
1	2	3	4
Нормативне річне завантаження [61]	у. е. га	1150	
Витрата дизельного палива при річному завантаженні [61]	л	10465	–
Середня змінна витрата палива	л	70	78,4
Об'єм фільтра грубої очистки палива	л	0,7	
Об'єм фільтра тонкої очистки палива	л	0,3	
Внутрішній об'єм паливопроводів	л	0,2	
Об'єм головки паливного насоса високого тиску	л	0,35	
Коефіцієнт запасу	відн. од.	–	1,2
Коефіцієнт розподілення витрат дизельного палива, згідно граничної температури використання дизельного біопалива	відн. од.	–	0,7
Час необхідний для розігріву дизельного біопалива у паливному баці	год.	–	0,5
Годинна витрата палива на режимі роботи двигуна при розігріві дизельного біопалива	л/год.	–	10
Коефіцієнт збільшення витрат палива при використанні дизельного біопалива	відн. од.	–	1,12
Витрата дизельного палива при роботі на дизельному біопаливі при річному завантаженні	л	–	419
Витрата дизельного біопалива при річному завантаженні	л	–	11252
Коефіцієнт, що враховує зміну ресурсу моторної оливи при використанні дизельного біопалива	відн. од.	–	0,5
Ресурс моторної оливи в одиницях використаного дизельного палива	л	4200	
Об'єм системи змащування дизельного двигуна [33]	л	12	
Вартість дизельного палива	грн./л	13,98	
Собівартість дизельного біопалива	грн./л	–	7,21

**Продовження табл.5.10**

1	2	3	4
Вартість моторної оливи	грн./л	50	50
Сукупні витрати на паливно-мастильні матеріали	тис. грн.	148,0	90,9
Економічна ефективність	тис. грн.	–	57,2
Додаткові капіталовкладення на модернізацію паливної системи	тис. грн.	–	20
Термін окупності	рік	–	0,34

2. Для отримання рослинної олії необхідно застосовувати двохступінчатий віджим, причому високоякісну олію першого (холодного) віджиму доцільно використовувати для харчових потреб, а недорогої, порівняно з олією першого (холодного) віджиму, олією другого (гарячого) віджиму – для потреб виробництва дизельного біопалива.

3. Отриманий вираз для визначення величини співвідношення об'єму реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача дизельного біопалива дозволяє мінімізувати витрати на виготовлення реактора-естерифікатора для виробництва дизельного біопалива. Оцінку економічної ефективності виробництва дизельного біопалива доцільно здійснювати з урахуванням індивідуальних особливостей конкретного фермерського господарства.

4. Виконані виробничі випробування МТА з використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива, показали, що перевитрата дизельного біопалива при виконанні технологічних операцій становить від 8,0 % до 13 %, при збереженні показників продуктивності та потужності МТА.

5. У результаті експериментальних досліджень було виявлено, що кількісний вихід дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху становить 85,6%. Кінематична в'язкість такого дизельного біопалива становить 4,25 мм<sup>2</sup>/с, температура спалаху 125°C, а нижча теплота згорання 36,96 МДж/кг. Таким чином, виробництво дизельного біопалива виробленого із олії отриманої із зернового вороху може замінити потреби у

дизельному паливі на 6-7 % від загальної кількості споживання дизельного палива в аграрному виробництві.

6. Під час проведення виробничих досліджень роботи МТА на виконанні технологічних операцій в рослинництві при застосуванні чистого дизельного біопалива було витрачено 1470 літрів дизельного біопалива (оранка, дискування та посів), відмов МТА, пов'язаних з використанням дизельного біопалива, не зафіксовано.

7. Розроблена інструкція була апробована у ВП НУБіП України "Великоснітинське навчально-дослідне господарство ім. О. В. Музиченка" та ВП НУБіП України "Агрономічна дослідна станція" при проведенні виробничих досліджень роботи МТА з використанням дизельного біопалива на виконанні технологічних операцій в рослинництві.

8. Виконані виробничі випробування МТА з використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива, показали, що перевитрата дизельного біопалива при виконанні технологічних операцій становить від 8,0 % до 13 %, при збереженні показників продуктивності та потужності МТА.

9. Економічний ефект від використання дизельного біопалива склав близько 4147 грн./т, а використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива підвищує економічну ефективність його використання на 634 грн./т.

10. Річний економічний ефект від застосування дизельного біопалива та системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива може сягати понад 57 тис. грн./рік. Термін окупності додаткових капіталовкладень в модернізацію паливної системи в розмірі до 20 тис. грн не перевищує 1 рік.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз вітчизняного обладнання для виробництва дизельного біопалива шляхом естерифікації рослинної олії показав, що застосування гідромеханічного перемішування є актуальним, адже таке устаткування якісно виконує перемішування у всьому об'ємі суміші і має меншу питому енергомісткість за рахунок використання гідростанції для виконання більшості технологічних операцій виробництва дизельного біопалива.

2. На основі досліджень розроблено кінетичні рівняння процесу седиментації олії, які пов'язують час відстоювання з рівнем відстоювання та можуть бути використані для визначення конструктивних параметрів відстійників віджатої олійної маси. Встановлено, що для досягнення рівня відстоювання 82 % віджату олійну масу необхідно відстоювати не менше 3 діб з метою подальшого використання для виробництва дизельного біопалива.

3. Розроблена математична модель для визначення кутової швидкості обертання гідромеханічної мішалки в залежності від параметрів насоса, густини рослинної олії, фактичної площі перерізу форсунок та їх кількості, а також висоти і радіуса лопаток, яка дозволяє визначити динаміку кутової швидкості обертання гідромеханічної мішалки та її усталене значення. Було встановлено, що при збільшенні частоти обертання насоса від 700 до 1400 об./хв. частота обертання гідромеханічної мішалки змінюється від 8,76 до 34 об./хв., а усталений режим настає від 0,2 до 0,4 с.

4. Встановлено, що для оцінки якісних показників отриманого палива доцільно використовувати узагальнений показник якості дизельного біопалива, який залежить від вагомості показників кінематичної в'язкості і температури спалаху та їх відхилення від нормативних значень. На основі експериментальних досліджень встановлено, що для процесу естерифікації рослинної олії, узагальнений показник якості дизельного біопалива приймає мінімальне значення при температурі процесу естерифікації 5°C та часі перемішування 50 хв. і становить від 2,4 до 3,7%.

5. Експериментально встановлено, що частота обертання гідромеханічної мішалки залежить від діаметра форсунок, частоти обертання насоса та кута нахилу лопаток, споживана потужність – від діаметра форсунок та частоти обертання насоса, а питома енергомісткість – лише від частоти обертання насоса. На основі рівнянь регресії були отримані наступні раціональні параметри гідромеханічної мішалки, а саме: частота обертання насоса 700 об./хв.; діаметр форсунок 2,5 мм; кут нахилу лопаток 30 градусів; час перемішування 50 хв.; температура процесу не нижче 5 °С.

6. Виробничі випробування гідромеханічного змішувача в процесі виробництва дизельного біопалива в умовах ВП НУБіП України «Агрономічна дослідна станція» показали доцільність і ефективність його використання, адже при собівартості виробництва дизельного біопалива 8193,82 грн./т прибуток від його виробництва з використанням гідромеханічного перемішування становить 5824 грн./т, при рівні рентабельності 49,8% та терміні окупності 0,2 року.

7. Встановлено, що температурний діапазон використання чистого дизельного біопалива, при якому можлива робота дизельного двигуна, перебуває за температури, що більша 10 °С. Результати стендових досліджень свідчать, що при використанні дизельного біопалива потужність, яку розвиває двигун майже не змінюється, проте відбувається збільшення годинної витрати палива на величину від 13 до 18 % залежно від завантаження двигуна.

8. Отримано математичну модель, яка характеризує взаємозв'язок між кутовою швидкістю колінчастого вала двигуна, а відповідно і швидкістю руху МТА та його експлуатаційними параметрами, властивостями агротехнологічного середовища та типом палива і дає змогу описати динаміку перехідних процесів роботи МТА. Розроблена модель свідчить, що при збільшенні тягового зусилля на 25 %, при незмінній подачі палива, виникає перехідний режим, який триває 18 с. Упродовж цього часу витрати палива зменшуються на 33 % та відбувається зменшення робочої швидкості руху МТА. Для виходу агрегату на початкову швидкість руху, необхідно збільшувати подачу палива на 75 %, а перехідний режим, упродовж якого МТА розвине

початкову швидкість руху триватиме 5 с. Адекватність отриманої моделі оцінено індексом детермінації експериментальних та теоретичних даних зміни витрати палива від тягового опору робочого агрегату при роботі на різних типах палива при рівномірному русі, який при роботі на дизельному паливі становить  $\eta^2 = 0,95$ , а на дизельному біопаливі –  $\eta^2 = 0,92$ .

9. Експериментально отримано рівняння регресії, яке пов'язує витрати дизельного біопалива з температурою його нагріву та потужністю МТА. Встановлено, що температурний діапазон нагріву дизельного біопалива перед впорскуванням у циліндр двигуна, який забезпечує зменшення питомої витрати палива на величину до 7 %, перебуває у межах 115–120 °С.

10. Отримане диференційне рівняння нагріву дизельного біопалива у паливному баку, що пов'язує конструктивні параметри паливного бака, температурні умови навколишнього середовища та параметри теплообмінного процесу, рішення якого дало змогу отримати модель, яка пов'язує час нагріву дизельного біопалива та його температуру. Встановлено, що температура, за якої забезпечується фільтрування дизельного біопалива досягається за час роботи двигуна на холостому ході упродовж 25–30 хв. Оцінка адекватності розробленої математичної моделі свідчить, що рівень відхилення отриманих теоретичних та експериментальних даних за індексом детермінації становить  $\eta^2 = 0,96$ .

11. На основі експериментальних даних отримано рівняння регресії, яке пов'язує температуру нагріву дизельного біопалива перед впорскуванням у циліндр двигуна з тяговим опором агрегату та рівнем відкриття перепускного каналу вихлопних газів системи підігріву палива на лінії високого тиску. Встановлено, що температура підігріву палива має квадратичну залежність від рівня відкриття перепускного каналу та пропорційну залежність від тягового опору агрегату. Так, температура, за якої витрати дизельного біопалива будуть мінімальні, при тяговому опорі агрегату 33 %, потребує відкриття перепускного каналу на рівні 32 %, при збільшенні навантаження до 66 % – на рівні 28 %, а при повному навантаженні – на рівні 25 %, що потребує корегування рівня

відкриття перепускного каналу залежно від виду виконуваних МТА польових робіт.

12. Проведені виробничі випробування МТА з використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива свідчать, що перевитрата дизельного біопалива при виконанні технологічних операції становить від 9,0 % до 13 %. Економічний ефект у цінах 2014 року від застосування дизельного біопалива складає близько 4147 грн./т, а використання системи двоступеневого підігріву дизельного біопалива підвищує економічну ефективність його використання на 634 грн./т.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бардин Я.Б. Ріпак: від сівби – до переробки / Я.Б. Бардин. К.: СВІТ, 2000. – 106 с.
2. Сільське господарство України. Стат. зб.; за ред. Ю.М. Остапчука. – К.: Державна служба статистики України, 2011. – 370 с.
3. Статистичний щорічник України; за ред. О.Г. Осауленка. – К.: Державна служба статистики України, 2011. – 560 с.
4. Голуб Г. Ефективність производства дизельного биотоплива в условиях фермерських хозяйств / Геннадий Голуб, Максим Павленко, Светлана Осауленко // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2014. – Vol. 16. № 4. – С. 263-268
5. Економічна ефективність виробництва біопалива в контексті продовольчої та енергетичної безпеки України / [Шпичак О. М., Стасіневич С. А., Куць Т. В. та ін.]; за ред. Академіка НААНУ О. М. Шпичака. – К.: ЗАТ «Нічлава», 2010. – 265 с.
6. Калетник Г. М. Розвиток ринку біопалив в Україні / Калетник Г. М. // Монографія. – К.: Аграрна наука, 2008. – 464 с.
7. Голуб Г. А. Оцінка сировинної бази виробництва дизельного біопалива при двохступінчастому віджиманні рослинної олії / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К.: ВЦ НУБіП України, 2014. Вип 194, ч.1. – С. 175-181.
8. Осейко М. І. Технологія рослинних олій: Підручник, – К.: Варта. – 2006. – 280 с.
9. Dominik Rutz. Biofuel technology handbook / Dominik Rutz, Rainer Jassner – Germany: WIP Renewable Energies, 2008. – 152 p.
10. Біоенергія в Україні – Розвиток сільських територій та можливості для окремих громад: [науково-методичні рекомендації щодо впровадження передового досвіду аграрних підприємств Польщі, Литви та України зі

створення новітніх об'єктів біоенергетики, ефективного виробництва і використання біопалива] / За редакцією В. О. Дубровіна, Анни Гжибек та В. М. Любарського. – К.: 2009. – 111 с.

11. Basic principles of biofuel use in Ukrainian agroecosystems: Second International Conference on NATURAL AND ANTHROPIC RISKS ICNAR, 04-07 June 2014, Bacau, Romania / Gennadiy Golub, Valeriy Dubrovin, Maxim Pavlenko, Vyacheslav Chuba. Romania – 2014, p. 186.

12. Комплексна державна програма енергозбереження України. – К.: Держкоменергозбереження України, 1996. – 234 с.

13. Корчун В. С. Енергетична безпека України як складник зовнішньоекономічної політики держави / В. С. Корчун // Науковий вісник Волинського національного університету імені Лесі Українки. – 2010. – №3. – С. 58–63.

14. Про підвищення рівня енергетично-екологічної безпеки України / В. Ковальський, А. Голодников, М. Григорак [та ін.] // Економіка України. – 2000. – №10. – С.34–41.

15. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії: Монографія / [О. Адаменко, В. Височанський, В. Лютко, М. Михайлов]; під ред. В. Лютко. – Івано-Франківськ: Інститут менеджменту та економіки, 2001. – 432 с.

16. Potential of feedstock and catalysts from waste in biodiesel preparation: a review / I. Nurfitri, G. Maniam, N Hindryawati [and other] // Energy Convers Manage. – 2013. – Vol. 74. – P. 395–402.

17. Капшук С. Стан та перспективи українського олієпрому / С. Капшук. // Пропозиція : укр. журн. з питань агробізнесу. – 2011. – N 6. – С. 52–55.

18. Чехова І. В. Основні тенденції розвитку ринку олійних культур в Україні / І. В. Чехова, С. А. Чехов // Продуктивність агропромислового виробництва. економічні науки. – 2014. – Вип. 25. – С. 71–78.

19. Інноваційні напрямки енергозабезпечення в Україні / В.І. Кравчук, В.А. Ясенецький, В.К. Сербій [та ін.] // Техніка і технологія АПК. – 2015.– №2 – С. 23–30

20. Технології та обладнання для використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві: посібник / [В. Кравчук, В. Таргоня, М. Луценко, Т. Бабинець та ін.]; за ред. В.І. Кравчука, В.О. Дубровіна – Дослідницьке: УкрНДППВТ ім. Л. Погорілого, 2010. – 184 с.

21. Гуков Я. С. Використання біопалива в сільському господарстві України /Я. С. Гуков, І. П. Масло // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2004. – Вип. 73, Ч.1. – С.96–99.

22. Адаптация тракторов и автомобилей к работе на биотоплеве / Н. В. Краснощеков, Г. С. Савельев, А. Д. Шапкайц [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – №12. – С. 1–4.

23. Третяк В. М. Проблеми і перспективи застосування біопалив різних поколінь та переобладнання дизельного двигуна для роботи на різних видах рідкого біопалива / В. М. Третяк, О. Д. Клімчук, В. С. Більбут // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідомчий тематичний науковий збірник / НААН України; ННЦ «ІМЕСГ». – Глеваха, 2013. – Вип. 98. –Т. 2.– С. 420 – 428.

24. Белобородов В.В. Основные процессы производства растительных масел / В.В. Белобородов. – М. : Пищевая промышленность, 1966. – 478 с.

25. Техника и технологии производства и переработки растительных масел : учебное пособие / [Нагорнов С. А., Дворецкий Д. С, Романцова С. В., Таров В. П.]. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. – 53 с.

26. Гончаров Г.И. Технология и оборудование для производства пищевых жиров / Г. И. Гончаров, А. А. Буша.– К. : Урожай, 1991.– 86 с.

27. Кавецкий Г. Д. Процессы и аппараты пищевых технологии / Г. Д. Кавецкий, Б. В. Васильев // 2-е изд., перер. и доп. – М.: Колос, 2000. – 551 с.

28. Комплексні енергоощадні системи виробництва і використання твердих та рідких біопалив в умовах АПК : рекомендації для агропромислових підприємств України / [Мельничук М. Д., Дубровін В. О., Мироненко В. Г., Поліщук В. М. та ін.]; НУБіП України. – К. : НУБіП України., 2011. – 144 с.

29. Акаева Т. К. Основы химии и технологии получения и переработки жиров. Ч. 1: Технология получения растительных масел: учеб. пособие / Т. К. Акаева, С. Н. Петрова. – Иваново : ГОУ ВПО Иван. гос. хим.-технол. ун-т, 2007. – 124 с.

30. Олії та жири: склад, методи одержання, якість / [Осейко М., Українець А., Усатюк С., Шеманська Є.] // Харчова і переробна промисловість. – К. : Нива, 2004.– №5.– 280 с.

31. Жиры и масла. Производство, состав и свойства, применение / Р. О'Брайен: пер. с англ. 2-го изд. // Широкова В. Д., Бабейкиной Д. А., Селивановой Н. С., Магды Н. В. // – СПб. : Профессия, 2007. – 752 с.

32. Технология переработки жиров / [Тютюнников Б. Н., Науменко П. В., Товбин И. М., Фаниев Г. Г]. – М. : Пищевая промышленность, 1970. – 654 с.

33. Щербаков В. Г. Технология получения растительных масел / Щербаков В. Г. – М. : Колос, 1992. – 206 с.

34. Файнберг Е. Е. Технологическое проектирование жироперерабатывающих предприятий (рафинация и гидрогенизация жиров) / Файнберг Е. Е., Товбин И. М., Луговой А. В. – М. : Лёгкая и пищевая промышленность, 1983. – 416 с.

35. Шалугін В. С. Процеси та апарати промислових технологій: навчальний посібник / В. С. Шалугін, В. М. Шмандій; М-во освіти і науки України, Кременчуцький державний політехнічний університет імені Михайла Остроградського. – К.: Центр учбової літератури, 2008. – С. 59-77.

36. Павленко М. Ю. Аналіз технологій виробництва рослинної олії / М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2013. Вип 185, ч.2. – С. 83-87.

37. Поліщук В. М. Технології виробництва біодизеля (огляд) / В. М. Поліщук, С. Є. Тарасенко, І. Д. Гуменюк [та ін.] // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – Київ, 2010. – С. 354-359.

38. Посібник. Технології та обладнання для використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві / За ред. Кравчука В. І., Дубровіна В. О. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – 2010. – С. 51-68.

39. Білецький І. С. Отримання дизельного біопалива на основі рослинних олій / І. С. Білецький // Збірник тез доповідей 67-ї всеукраїнської науково-студентської конференції «Наукові здобутки студентів у дослідженнях технічних та біоенергетичних систем природокористування» / Навчально-науковий технічний інститут Національного Університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2013. – С. 102.

40. Голуб Г. А. Аналіз технологій виробництва рослинної олії та дизельного біопалива на її основі. Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко, С. В. Лук'янець / Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. / ДНУ «Український наук.-досл. ін.-т. прогнозування та випробування техніки і технологій для с.-г. виробництва ім. Леоніда Погорілого» (УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого); Редкол.: Кравчук В. І. (голов. ред.) та ін. – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16 (30), кн. 2. – С. 391-399.

41. Муштрук М. Виробництво дизельного біопалива з технічних тваринних жирів / Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. // Техніка та технології АПК. Дослідницьке: 2013, – № 4 (43), – С. 17-20.

42. Муштрук М. Перспективні технології виробництва дизельного біопалива / Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. // Техніка та технології АПК. Дослідницьке: 2012, – № 9 (36), – С. 28-31.

43. Муштрук М. Технології і обладнання для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів / Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. // Техніка та технології АПК. Дослідницьке: 2012, – № 12 (39), – С. 21-23.

44. Муштрук М. М. Технології і обладнання для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів / М. М. Муштрук, Ю. Г. Сухенко,

В. Ю. Сухенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2013. Вип 185, ч.3. – С. 259-267.

45. Павленко М. Ю. Аналіз технологій виробництва дизельного біопалива / М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2013. Вип 185, ч.1. – С. 161-166.

46. Павленко М. Ю. Аналіз технологій виробництва дизельного біопалива / М. Ю. Павленко, В. В. Чуба // Збірник тез доповідей XIII всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування» / Навчально-науковий технічний інститут Національного Університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2013. – С. 71.

47. Голуб Г. А. Параметри кільцевого трубчатого етерифікатора для виробництва біодизельного палива / Г. А. Голуб, М. І. Вірьовка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / Редколегія: Д. О. Мельничук (відповідальний редактор) та інші – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 124-131.

48. Павленко М. Ю. Енергетичні показники процесу етерифікації ріпакової олії / М. Ю. Павленко, Голуб Г. А. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2013. Вип 185, ч.3. – С. 91-100.

49. Альтернативна енергетика: [навч. Посібник для вищ. навч. закл.] / [М. Д. Мельничук, В. О. Дубровін, В. Г. Мироненко та ін.]. – К: «Аграр Медіа Груп», 2011. – 612 с.

50. Альтернативна енергетика: [навч. посібник для студ. вищ. навч. закл.] [М. Д. Мельничук, В. О. Дубровін, В. Г. Мироненко та ін.]. – К: «Аграр Медіа Груп», 2012. – 244 с.

51. Новітні технології біоенергоконверсії: Монографія / [Блюм Я. Б., Гелетуха Г. Г., Григорюк І. П. та ін.] – К.: «Аграр Медіа Груп», 2010 – 326 с.
52. Onion G. Oxygenate fuel for diesel engines : a survey of world-wide activities / Onion G., Bodo L.D. // Biomass. – 1983. – № 2. – P. 77–133.
53. Xuea J. Effect of biodiesel on engine performances and emissions / J. Xue, T. E. Grift, A. C. Hansen // Renewable and Sustainable Energi Rewews. – 2011. –Vol. 15. – P. 1098–1116.
54. Dunn R. O. Effects of minor constituents on cold flow properties and performance of biodiesel / R. O. Dunn //Progress in Energy and Combustion Science. –2009 –Vol. 35/ –P. 481–489
55. Семенов В. Г. Перспективы применения биодизельного топлива в Украине / В. Г. Семенов // Масложировая промышленность. – 2007г. – №1. – С. 38–40.
56. Monoyem A. The effect of timing and oxidation on emissions from biodiesel fueled engines / A. Monoyem, J. H. Van Gerpen, M. Canakci // Transactions of the ASAE. – 2001. –Vol. 44(1). – P. 35–42.
57. Семенов В. Г. Аналіз показників роботи дизелів на нафтових і альтернативних паливах рослинного походження / В. Г Семенов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Збірка наук. праць. Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – № 3. – С. 177–197.
58. Bondioli P. Evaluating the Oxidation Stability of Biodiesel. An Experimental Contribution. / P. Bondioli, L Folegatti // Rivista Italiana delle Sostanze Grasse. – 1996. – Vol. 73. – P. 349–353.
59. Свирщевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учебн. [для ин-тов и фак. Механизации и электрификации с.х.] / Б.С. Свирщевский ;. – М., Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
60. Девянин С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов – Москва: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. – 340 с.

61. Зависимость качества биотоплива от физических свойств и химической структуры эфиров жирных кислот растительных масел / А. Н. Лисицын, В. В. Ключкин, В. Н. Григорьева [и др.] // Масложировая промышленность. – 2007г. – №1. – С. 38–40.

62. Correlating Chemical Structure and Physical Properties of Vegetable Oil Esters / Jr. de A Rodriguez, F. de P Cardoso, E. R. Lachter [and other] // JAOCS. – 2006. –Vol. 83 – P. 353–357.

63. Knothe G. Biofuels Dependence of Oil Stability Index of Fatty Compounds on Their Structure and Concentration and Presence of Metals / G Knothe, R. O. Dunn // JAOCS. – 2003. –Vol. 80. – P.1021–1026.

64. Isbel T. A. Oxidative stability index of vegetable oils in binary mixtures with meadowfoam oil / T. A. Isbel, T. P. Abbott, K. D. Carlson // Industrial Crops and Products. – 1999. – Vol. 9. – P. 115–123.

65. Mittelbach M. Long Storage Stability of Biodiesel Made from Rapeseed and Used Frying Oil / M. Mittelbach, S Gang // JAOCS. – 2001. –Vol. 78. – P.573–577.

66. Storage Stability of Biodiesel / P. Bondioli, A. Lansani, E. Fedeli [and other] // JAOCS. – 1995. – Vol.72. – P. 699–702.

67. ДСТУ 3868-99 Паливо дизельне. Технічні умови.

68. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилових жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги.

69. Gemma Vicente. Optimisation of integrated biodiesel production / Gemma Vicente, Mercedes Martinez, Jose Aracil // Part I: A study of the biodiesel purity and yield. Bioresource technology – №98 – 2007. – P. 1724-1733.

70. Gemma Vicente. Optimisation of integrated biodiesel production / Gemma Vicente, Mercedes Martinez, Jose Aracil // Part II: A study of material balance. Bioresource technology – №98 – 2007. – P. 1754-1761.

71. Gradziuk P. Biopaliwa / P. Grandziuk, A. Grzybek, B. Kosciuk // Warszawa: Wies Jutra, 2003. – 162 p.

72. Van J. Gerpen Biodisel processing and production / J. Van // Fuel Processing Technology – Volume 86 – 2005 – P.1097-1107.

73. Біологічні ресурси і технології виробництва біопалива: Монографія / [Я. Б. Блюм, Г. Г. Гелетука, І. П. Григорюк та ін.] – К.: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 408 с.

74. Біопалива (технології, машини і обладнання) / [В. О. Дубровін, М. О. Корчемний, І. П. Масло та ін.] – К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2004. – 256 с.

75. Використання гідродинамічної кавітації у виробництві дизельного біопалива / [Сухенко Ю., Литвиненко О., Сухенко В.] // Техніка та технології АПК. Дослідницьке: 2011, – № 10 (25), – С. 33-36.

76. Голуб Г. А. Обладнання для виробництва дизельного біопалива / Г. А. Голуб, В. В. Чуба, М. Ю. Павленко // Збірник тез доповідей XIII всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування» / Навчально-науковий технічний інститут Національного Університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2013. – С. 12.

77. Каленська С. Дизельное біопаливо: сировина, технології виробництва і властивості: Монографія / [Каленська С., Рахметов Д., Каленський В. та ін.] – Kaunas, 2011 – 105 с.

78. Масло І. П. Виробництво та використання біопалива на основі рослинних олій / І. П. Масло, В. П. Заборський, М. І. Вірьовка // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку аграрної механіки». – Дніпропетровськ. 2004. – С.49-51.

79. Мельничук М. Д. Розвиток біоенергетики як нової сфери агропромислового виробництва в Україні / М. Д. Мельничук, В. О. Дубровін, С. В. Драгнев [та ін.] // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ, 2007.– Вип. 117. – с. 190-212.

80. Шпирук А. М. Властивості дизельного біопалива на основі рослинної олії / А. М. Шпирук // Збірник тез доповідей 67-ї всеукраїнської науково-студентської конференції «Наукові здобутки студентів у дослідженнях

технічних та біоенергетичних систем природокористування» / Навчально-науковий технічний інститут Національного Університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2013. – С. 101.

81. Яковлев А.И. Основы гидродинамического расчета траловых распорных досок / А.И. Яковлев. ВНИРО: – 1955. – 16 с.

82. Golub G. Scientific bases of production and use of biofuel in agroecosystems / G. Golub, V. Dubrovin, S. Kukharets, O. Marus, M. Pavlenko, V. Chuba [Електронний ресурс] // Міжнародний електронний журнал Біоресурси планети і якість життя. – 2013. – Вип. 4 – режим доступу:

<http://gchera-ejournal.nubip.edu.ua/index.php/ebql/article/view/146/112>

83. Production and use of biodiesel in agrosystems / [Golub G., Dubrovin V., Pavlenko M., Chuba V.] // The 8th International Research and Development Conference of Central and Eastern European Institutes of Agricultural Engineering. Poznan, Puszczkowo, Poland: 2013. – P. 49-53.

84. Голуб Г. А. Напрямки удосконалення виробництва і використання дизельного біопалива / Г. А. Голуб, В. В. Чуба, М. Ю. Павленко // Збірник наукових праць ВНАУ. – Вінниця, 2012. – Вип. 10, т.1 (58). – С. 20–23.

85. Голуб Г. А. Особливості установок для виробництва дизельного біопалива / Г. А. Голуб, В. В. Чуба, М. І. Віршовка // Промислова гідравліка і пневматика (Всеукраїнський науково-технічний журнал). – 2011. – № 2 (32). – С. 91-95.

86. 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.

87. Патент України (UA) № 44931, МПК6 C07C 67/03, C07C 69/52, B01J 19/00. Спосіб виробництва метилового ефіру жирної кислоти та обладнання для його здійснення / Ергюн Нуран, Паннінг Петер; заявник та патентовласник Енергія Умвелттехнологіє ГМБХ. – № 2000052953; заявл. 22.11.1998; опубл. 15.03.2002, Бюл. № 3.

88. Декларативний патент на корисну Україну (UA) № 19495, МПК (2006) C10L 1/00, F24H 4/00, F25B 29/00. Установа для одержання біопалива для

дизелів / Столярєнко Г.С., Мислюк Є.В. : заявники та патентовласники. – № u200607262; заявл. 30.06.2006; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.

89. Деклараційний патент на корисну України (UA) № 31463, МПК (2006) C10L 8/00. Гідродинамічна установка для отримання біодизельного палива / Топілін Г. Є., Умінський С. М. : заявники та патентовласники. – № u200800807; заявл. 05.12.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.

90. Деклараційний патент на корисну України (UA) № 36284, МПК (2006) C10L1/00, F24H4/00. Модульна біодизельна установка / Барановський М. М., Трегуб М. І., Чуба В. В.: заявники та патентовласники. – № u200804331; заявл. 07.04.2008; опубл. 27.10.2008, Бюл. № 20.

91. Деклараційний патент на корисну України (UA) № 37619, МПК (2006) C10L 5/40. Універсальна установка для виробництва біодизельного палива / Топілін Г. Є., Умінський С. М. : заявники та патентовласники. – № u200805024; заявл. 18.04.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 23.

92. Патент України (UA) № 89320, МПК (2009) C10L1/08, C07C 69/02, B01J 14/00. Обладнання для виробництва дизельного біопалива / Віршовка М. І., Голуб Г. А., Аландарєнко О. Ф., Шаталов В. І.: заявники та патентовласники; Київ. Державна служба інтелектуальної власності України. – № a200810844; заявл. 02.09.2008; опубл. 11.01.2010, Бюл. № 1.

93. Патент України (UA) № 94346, МПК (2011.01) C10L1/02, C07C 67/03, C11C 1/00, B01J 14/00. Обладнання для виробництва дизельного біопалива / Голуб Г. А., Віршовка М. І.: заявники та патентовласники; Київ. Державна служба інтелектуальної власності України. – № a201002835; заявл. 12.03.2010; опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8.

94. Патент України (UA) № 100569, МПК (2013.01) C10L1/00, C10L1/08, C11C 3/04, B01J 14/00. Обладнання для виробництва дизельного біопалива / Голуб Г. А., Віршовка М. І.: заявники та патентовласники; Київ. Державна служба інтелектуальної власності України. – № a201100450; заявл. 14.01.2011; опубл. 10.01.2013, Бюл. № 1.

95. <http://www.pimr.poznan.pl>

96. Посібник. Технології та обладнання для використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві / За ред. Кравчука В. І., Дубровіна В. О. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – 2010. – С. 51-68.

97. Ефанов А. А. Улучшение экологических характеристик дизеля регулированием состава смесового биотоплива: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: специальность 05.04.02 –Тепловые двигатели / А. А. Ефанов – М., 2008. – С.18.

98. Фокин Р.В. Разработка комплексной технологии получения смесового топлива с улучшенными свойствами для дизельных двигателей: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве / Р.В. Фокин – М-Н., 2008. – с.16.

99. Савельев Г.С. Технологии и технические средства адаптации автотракторной техники к работе на альтернативных видах топлива: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства / Г.С. Савельев – М., 2011. – С. 42.

100. Девянин С. Н. Улучшение экологических показателей транспортных дизелей при использовании смесового биотоплива / С.Н. Девянин, В.А. Марков, Д.А. Коршунов // Безопасность жизнедеятельности. – 2005. – № 12. – С. 27–33.

101. Ефективність використання пального рослинного походження для живлення двигунів внутрішнього згорання сільськогосподарських машин / В. М. Третьак, В. С. Больбут, О. М. Ганженко, А. М. Мазуренко // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідомчий тематичний науковий збірник / НААН України ; ННЦ «ІМЕСГ». – Глеваха, 2014. – Вип. 99. – Т. 2. – С. 68–75.

102. Nikhom R. Production development of ethyl ester biodiesel from palm oil using a continuous deglycerolisation process / R. Nikhom, C. Tongurai // Fuel. – 2014. – Vol. 117 – P. 926–931.

103. Обґрунтування промислової реалізації етанолізу рослинних олій при отриманні біодизелю / С. Л. Ющенко, Г. С. Столяренко, С. П. Орлов [та ін.] // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – 2011. – Вип. 8. – С. 133–138.

104. Ткачук В. В. Оцінка конкурентоспроможності нового біодизельного палива / В. В. Ткачук, В. І. Захарчук. // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2011. – № 2. – С. 95–98.

105. Отримання дизельного біопального на основі рослинної олії / В. П. Заборський, В. В. Чуба, Д. М. Бурдейний [та ін.] // Механізація та електрифікація сільського господарства : міжвідомчий тематичний науковий збірник / НААН України ; ННЦ «ІМЕСГ». – Глеваха, 2010. – Вип. 94. – С. 327–333.

106. Техніко-експлуатаційні та екологічні показники дизельних двигунів при застосуванні біодизеля / Войтов В. А., Карнаух М. В., Даценко М. С. // Техніка і технології АПК. – 2009. – № 1. – С. 13–18.

107. Попов Д. В. Покращення екологічних показників дизельних двигунів / Д. В. Попов, І. І. Линнік // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – №4. – С. 79–82.

108. Черненко С. М. Економічні та енергетичні показники роботи дизельного двигуна при використанні біопалива з ріпаку / С. М. Черненко, А. Г. Атамась // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. М. Остроградського. – 2007. – Вип. 2, Ч. 2. – С. 85–89.

109. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф. И. Абрамчук, А. П. Марченко, Н. Ф. Разлейцев, Н. К. Шокотов]; под. ред. А. Ф. Шеховцова – К.: Техніка, 1992. – 272 с.

110. Вплив біодизеля на експлуатаційні показники роботи МТА / В. Надикто, В. Дідур, В. Федоренко // Техніка і технології АПК. – 2008. – №1. – С. 27–29.

111. Технология и комплекс технических средств для внутрихозяйственного производства и использования биотоплива из

растительных материалов в агропромышленном комплексе страны / В. И. Пахомов, В. Б. Рыков, С. И. Камбулов // Вестник аграрной науки Дона. – 2011. – №1. – С26–31.

112. Семенов В. Г. Економічні показники дизеля під час роботи на біодизельному паливі рослинного походження / В. Г. Семенов, С. М. Черненко, А. І. Атамась // Вісник Кремен. держ. університету ім. М. Остроградського. Наукові праці КДУ ім. М. Остроградського. – 2010. – Вип. 1 (60), Ч 1.– С. 143–146.

113. Анализ параметров рабочего процесса судового среднеоборотного двигателя при работе на биодизеле / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец, В. М. Горбов [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 8 (65). – С. 102–106.

114. Sudhir C.V. Potential of waste cooking oils as biodieselfeed stock / C.V. Sudhir, N.Y. Sharma, P. Mohanan // Emirates Journal for Engineering Research. – 2007. – Vol. 12. – № 3. – P. 69–75.

115. Raj T. Mohan Comparison of operational characteristics of diesel engine run by bio diesel (rubber seed oil) with diesel fuel operation [Электронный ресурс] / T. Raj. – Indian institute of Technology Bombay. – Режим доступа к документу: [www.ese.iitb.ac.in/~icaer2007/Latest%20PPT%20File/48\\_023\\_TS4%20A.pdf](http://www.ese.iitb.ac.in/~icaer2007/Latest%20PPT%20File/48_023_TS4%20A.pdf).

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

117. Осетров А. А. Улучшение технико-экономических показателей дизеля 4 ЧН 12/14, работающего на биотопливах: Дис...канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Осетров Александр Алексеевич. – Х., 2005. – 190 с.

118. Кухаренко П. М. Застосування палив ненафтового походження для живлення дизельних двигунів з нероздільною камерою згоряння / П. М. Кухаренко, В. О. Улексін, В. М. Яцук.// Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2010. – №3. – С. 359–368.

119. Влияние свойств биотоплив на характеристики впрыскивания в камеру с постоянным давлением / И. П. Васильев, А. Хайлинг, М. Кайзер [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 37–41.

120. Расчетно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля / А. П. Марченко, А. Ф. Минак, В. Г. Семенов [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 8–17.

121. Особливості експлуатації дизелів сільськогосподарської техніки на біопаливі та його сумішах / [Войтов В. А., Калюжний А. Б., Климов П. М. та ін.]; під ред. Д. І. Мазоренка і Л. М. Тищенко. – Х.: ХНТУСГ, 2009. – 74 с.

122. Семенов В. Біодизельне паливо для України / В. Семенов // Вісник Національної Академії Наук України. – 2007. – № 4. – С.18–21.

123. Звонов В. А. Исследование эффективности применения в дизельных двигателях топливных смесей и биотоплив / Звонов В. А., Козлов А. В., Теренченко А. С. // Российский химический журнал. – 2008. – №6. – С. 147–151.

124. Парсаданов И. В. Результаты исследований показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля при работе на рапсовометилевоом эфире / И. В. Парсаданов // Вестник науки и техники: ХНТУ (ХПИ). – 2005. – Вып. 1. – С. 21–26.

125. Evaluación del funcionamiento de motores de combustión interna trabajando con biodiesel / P. Rodríguez, R Sierens, S. Verhelst [and other] // Ingeniería Mecánica. – 2008. – № 3. – P. 33–38.

126. Van Damme S. Comparison of Biodiesel Production Scenarios with Coproduction of Triacetin According to Energy and GHG Emissions./ S. Van Damme, S. Bram, F. Contino // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 61. – P. 1852–1859.

127. Шуляк М. Л. Підвищення ефективності машинно-тракторних агрегатів з використанням біодизельних палив: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків:, 2012. – 20 с.

128. Potential of feedstock and catalysts from waste in biodiesel preparation / I Nurfitri, G. Pragas, N. Hindryawati [and other] // Energy Conversion and Management. –2013. – Vol. 74. – P. 395–402.

129. Tan Y. H. The potential of waste cooking oil-based biodiesel using heterogeneous catalyst derived from various calcined eggshells coupled with an emulsification technique: A review on the emission reduction and engine performance / Y. H. Tan, M. O. Abdullah, C. N. Hipolito // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015.– Vol. 47. – P. 589–603.

130. Demirbas A. Biodiesel production via non-catalytic SCF method and biodiesel fuel characteristics / A. Demirbas // Energy Conversion and Management. – 2006. – Vol. 47(15). – P. 2271–2282.

131. An experimental investigation into biodiesel stability by means of oxidation and property determination / M Shahabuddin, M. Kalam, H. Masjuki [and other] // Energy. – 2012. – Vol. 44(1). – P. 616–622.

132. Gumus M. A. Comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine / M. A. Gumus M. A. // Fuel. – 2010. – Vol. 89(10). – P. 2802–2814.

133. Lee C. S. An experimental study on the atomization and combustion characteristics of biodiesel-blended fuels / C. S. Lee, S. W. Park, S. I. Kwon / Energy Fuels. – 2005. – Vol. 19(5). – P. 2201–2208.

134. Quantifying the effects of biodiesel blend ratio, at varying ambient temperatures, on vehicle performance and emissions / C. D. Bannister, J. G. Hawley, H. M. Ali [and other] / SAE Technical Paper Series. – 2009. – № 1. – P.1893–2009.

135. Alptekin E. Characterization of the key fuel properties of methyl ester–diesel fuel blends / E. Alptekin, M. Canakci // Fuel. – 2009. – Vol. 88(1). – P. 75–80.

136. Heilig A. Spray Analysis and Comparison of Diesel and Biodiesel–Methanol Blends / A. Heilig, M. Kaiser, F. Dinkelacker // ILASS – Europe 2011: 24th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems. – Estoril, 2011 – P.63–67.

137. Karabektas M. The effects of turbocharger on the performance and exhaustemissions of a diesel engine fuelled with biodiesel / M. Karabektas // *Renewable Energy*. – 2009. – Vol. 34(4). – P. 89–93.

138. Selim M. Reducing the viscosity of jojoba methyl ester diesel fuel and effects on diesel engine performance and roughness / M. Selim // *Energy Conversion and Management*. – 2009. – Vol. 50(7). – P. 1781–1788.

139. Lin C. Y. Diesel engine performance and emission characteristics of biodiesel produced by the peroxidation process / C. Y. Lin , H. A. Lin // *Fuel*. – 2006. Vol. 85 (3). – P. 298–305.

140. Performance characteristics of a low heat rejection diesel engine operating with biodiesel / C. Hasimoglu, M. Ciniviz, I. Ozsert [and other] // *Renewable Energy*. – 2008. – Vol. 33(7). – P.09–15.

141. Sun X. Performance evaluation of low heat rejection engines / X. Sun, W. Wang, R. Bata // *Transactions ASME*.– 1994. P. 58–64.

142. Karabektas M. The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine / M. Karabektas, G. Ergen, M. Hosoz // *Applied Thermal Engineering*. –2008. – Vol. 28 (17). – P. 36–43.

143. Горячкин В. П. Собрание сочинений: В семи томах / В. П. Горячкин; Всесоюзная Академия сельскохозяйственных наук; Под ред. Н.Д.Лучинского. – Москва: ОГИЗ, 1940. – Т.4 – 315 с.

144. Методы и средства повышения эффективности цикла ДВС со смешанным подводом теплоты / Ю. Н. Сидыганов, А. В. Егоров, В. Н. Мясников [и др.] // *Тракторы и с.-х. машины : теорет. и науч.-практ. журн.* – 2007. – N 6. – С. 17–19.

145. Деклараційний патент на корисну Україну (UA) № 53453, МПК F02M 37/00. Паливна система дизеля для роботи на біодизельному, дизельному паливах та їх сумішах / Шапко В. Ф., Семенов В. Г., Атамась А. І.: заявник та патентовласник Кременчуцький державний університет імені МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО. – № u201003388; заявл. 23.03.2010.; опубл. 11.10.2010, Бюл. № 19.

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

147. Зменшення впливу фізико-хімічних і біологічних особливостей біопалива на якість роботи двигуна / В. Ф. Анісімов, В. І. Яцковський, В. І. Музичук [та ін.] // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 2. – С. 114–119.

148. Деклараційний патент на корисну модель України (UA) №51960, МПК F02M 31/00, F02M 37/00. Система підготовки дизельного та біодизельного палив для двигунів внутрішнього згорання / Горбов В. М., Мітенкова В. С.: заявник та патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № u201000911; заявл. 29.01.2010.; опубл. 10.08.2010, Бюл. № 15.

149. Деклараційний патент на корисну України (UA) № 51895, МПК (2009) F02B 11/00. Спосіб переобладнання дизеля для роботи на біопаливах / Захарчук В. І., Захарчук О. В., Стахов М. Б.: заявники та патентовласники. – № u200914024; заявл. 31.12.2009; опубл. 10.08.2010, Бюл. № 15.

150. Трегуб М. І. Температурні та в'язкісні аспекти використання біодизельного пального / М. І. Трегуб, В. В. Чуба, В. Р. Масло // Міжвід. темат. наук. зб. ННЦ "ІМЕСГ" НААН "Механізація та електрифікація сільського господарства". – 2007. – Вип. 91. – С. 169–174.

151. 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.

152. Деклараційний патент на корисну України (UA) №21673, МПК (2006) P02M 31/02 Спосіб температурної підготовки пального на двигунах / Трегуб М.І., Чуба В.В. заявники та патентовласники. – № u200611918; заявл. 13.11.2006; опубл. 15.03.2007, Бюл. № 3.

153. Заборський В. П. Підвищення ефективності використання біодизельного пального виготовленого на основі рослинної олії / В. П. Заборський, В. В. Чуба // Проблеми технічної експлуатації машин; Системотехніка і технології лісового комплексу. Вісник ХНТУСГ. – 2010. – Вип. 94 – С. 259–264.

154. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств. Под ред. Стабникова В. Н. – К. : Вища школа. Головное изд-во, 1982. – 199 с.

155. Холькин Ю. И. Технология гидролизных производств / Холкин Ю. И. – М. : Лесная промышленность, 1989. – 496 с.

156. Голуб Г. А. Агропромислове виробництво їстівних грибів / Г. А. Голуб. Механіко-технологічні основи. – К. : Аграрна наука, 2007 – С. 66-74.

157. Драгнєв С. В. Обґрунтування адаптивного процесу і параметрів реактора для одержання метилових ефірів рослинних олій: автореф. дис. ... канд. технічних наук: 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / С. В. Драгнєв; Національний університет біоресурсів і природокористування України (К.). – К., 2009. – 20 с.

158. Драгнєв С. В. Нечітке моделювання технологічного процесу виробництва дизельного біопалива / С. В. Драгнєв // Науковий вісник Національного аграрного університету / Редкол.: Д.О. Мельничук (вілп. ред.) та ін. – К., 2007. Вип. 117. – С. 350-357.

159. Драгнєв С. В. Показники якості біодизельного палива / С. В. Драгнєв Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2006. – Вип. 95. – Ч. 2. – С. 423-427.

160. Драгнєв С. В. Обґрунтування конструктивних параметрів періодичного реактора естерифікації рослинних олій / С. В. Драгнєв, С. М. Кухарець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів та природокористування України / Редкол.: Д.О. Мельничук (вілп. ред.) та ін. – К., 2010. Вип. 144. – С. 334-342.

161. Драгнєв С.В. Експериментальні дослідження технологічних показників процесу естерифікації рослинних олій / С. В. Драгнєв // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / Редкол.: Д.О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 163-172.

162. Драгнєв С.В. Обґрунтування критеріїв подібності перемішування у процесі естерифікації рослинних олій / Драгнєв С.В., Поліщук В.М. // Редкол.: Д.О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2008. Вип. 125. – С. 392-399.

163. Голуб Г. А. Параметри кільцевого трубчатого етерифікатора для виробництва біодизельного палива / Г. А. Голуб, М. І. Вільовка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / Редколегія: Д. О. Мельничук (відповідальний редактор) та інші – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 124-131.

164. Вільовка М. І. Теоретичні передумови процесу отримання біопалива / І. М. Вільовка // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 88. – Глеваха, 2004. – С. 327-333.

165. Сухенко Ю. Г. Методика проектування реакторів для виробництва дизельного біопалива з тваринних і рослинних жирів / Ю. Г. Сухенко, М. М. Муштрук, Д. Соколов // Техніка та технологія АПК. Дослідницьке, 2014. – №3 (54), – С. 23-26.

166. Муштрук М. Аналітичний огляд сучасних методів оцінки якості дизельного біопалива / М. Муштрук, Ю. Сухенко, В. Сухенко // Техніка та технології АПК. Дослідницьке: 2012, № 4 (31). – С. 35-37.

167. Муштрук М.М. Обґрунтування характеристик обладнання для виробництва рідкого біопалива з технічних жирів: автореф. дис. ... канд. технічних наук: 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв / М. М. Муштрук; Національний університет харчових технологій (К.). – К., 2014. – 23 с.

168. Киртбая Ю. К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве / Ю. К. Киртбая. – М.: Машгиз, 1959. – 232 с.

169. Погорелый Л. В. Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорелый, В. В. Брей // Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. – М.: ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”, 1976. – 68 с.

170. Натанзон І. Й. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів різних зон УРСР. / І. Й. Натанзон – К.: Вид-во Укр. акад. с.г. наук, 1961. – 104с.

171. Губко В. Р. Питання методики і результати розрахунків машинно-тракторного парку на ЕОМ / В. Р. Губко, Е. А. Фінн, Л. М. Козакова // Застосування математичних методів у дослідженнях складних процесів сільськогосподарського виробництва / голов. ред. В. С. Крамаров. – К. : Урожай, 1972. – С. 10–17.

172. Мельник І. І. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник / І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко – К.: ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.

173. Болтинский В. Н. Разгон машинно-тракторных агрегатов на повышенных скоростях / В. Н. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1961. – № 3. – С. 1–9.

174. Агеев Л. Е. Основы расчёта оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л. Е. Агеев. – Л.: Колос, Ленингр. отд., 1978. – 295 с.

175. Барский И. Б. Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 279 с.

176. Кутьков Г. М. Тяговая динамика тракторов. - М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

177. В. Л. Вейц Динамические расчёты приводов машин / В. Л. Вейц, А. Е. Качура, А. Н. Мартыненко. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352с.

178. Ксендзов В. Н. Прогнозирование нагруженности и надёжности трансмиссий машин / В. Н. Ксендзов, Н. Л. Островерхое, В. Н. Стукачёв. - Мн.: Наука и техника, 1987–174 с.

179. Шуляк М. Л. Підвищення ефективності машинно-тракторних агрегатів з використанням біодизельних палив: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків:, 2012. – 20 с.

180. Лебедев А. Т. Энергозберігаючий режим руху тракторного агрегату на гоні / А. Т. Лебедев, С. А. Лебедев, В. В. Погорілий // Механізація сільського виробництва. Вісник ХНТУСГ – 2011. – Вип. 107. – Т. 2. – С. 5–11.

181. Голуб Г. А. Кінетика процесу відстоювання олійної маси / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2012. Вип 170, ч.1. – С. 16-21.

182. Киттель Ч. Механика. Берклеевский курс физики / Киттель Ч., Найт У., Рудерман М.// Учебник для вузов. 3-е изд. Санкт-Петербург Москва Краснодар: Лань, 2005. – 480 с.

183. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Синеоков Г. Н., Панов И. М. – М.: Машиностроение, 1977. – 311 с.

184. Голуб Г. А. Математична модель гідрореактивної лопатевої мішалки для виробництва дизельного біопалива / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2012. Вип 196, ч.2. – С 70-82.

185. [http://www.vzta.com.ua/ru/produkcija/nasosy\\_shesterennye/nsh10b-3\\_nsh10g-3\\_nsh10d-3/](http://www.vzta.com.ua/ru/produkcija/nasosy_shesterennye/nsh10b-3_nsh10g-3_nsh10d-3/)

186. Кухлинг Х. Справочник по физике / Х. Кухлинг: [пер. с нем. 2-е изд.]. – М.: Мир, 1985. – 520 с.

187. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы / Б. Г. Двайт: [пер. с англ. Н. В. Леви под ред. К. А. Семендяева], 2-е изд. М.: Наука, 1966. – 228 с.

188. Горячкин В. П. Собрание сочинений: В семи томах / В. П. Горячкин; Всесоюзная Академия сельскохозяйственных наук; Под ред. Н.Д.Лучинского. – Москва: ОГИЗ, 1937. – Т.3 – 164 с.

189. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник / Д.М. Вырубов, Н.А. Иващенко, В. И Ивин, Круглов М. Г [и др.] ; под. ред.: А. С. Орлина. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1983. – 372 с.

190. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей: Учебное пособие / А. В. Николаенко – М.: Колос, 1984. – 335 с.

191. Захарчук В. І. Розробка нового біопалива та дослідження його властивостей / В. І. Захарчук, В В Ткачук, М. Б. Стахов // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2012. – Вип. 22. – С.83–89.

192. Спосіб забезпечення необхідних техніко-економічних та експлуатаційних характеристик дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі: / А. П. Поляков, О. О. Галушак, Д. О. Галушак, К. В. Нгаяхи Аббе // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2012.– №3. – С. 1–6.

193. Грицюк А. В. Совершенствование конструкции топливной системы автотракторного дизеля для улучшения ее работы в условиях зимней эксплуатации / А. В. Грицюк, В. Г. Кондратенко, Г. А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – №1. – С. 109–115.

194. Трегуб М. І. Спосіб використання біодизельного пального, виготовленого на основі рослинної олії / М. І. Трегуб, В. В. Чуба // Міжвід. темат. наук. зб. ННЦ "ІМЕСГ" НААН "Механізація та електрифікація сільського господарства". – 2008. – Вип. 92. – С. 312–318.

195. Олії. Методи визначення кислотного ДСТУ 4350:2004. – [Чинний від 2005–10–01], – К.: Держспоживстандарт України 2005. – 8 с. : табл. – (Національні стандарти України).

196. Жири тваринні і рослинні та олії. Визначення вмісту вологи та летких речовин (ISO 662:1998, IDT): ДСТУ ISO 662:2004. – [Чинний від 2006–01–01], – К.: Держспоживстандарт України 2005. – 10 с.

197. Рудень В. В. Методика проведення та оцінок результатів експертних оцінок (на прикладі впровадження системи моніторингу здоров'я населення на рівні первинної медико-санітарної допомоги) / В. В. Рудень, Т. Г. Гутор. – Львів : УКР. МЕД. ЧАСОПИС, 2011. – 2 (82) – III/IV. – С. 31-34.

198. Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости ГОСТ 33-2000 – [Действителен с 2002-01-01] – Минск: Стандартиформ, 2008 – (Міждержавний стандарт).

199. Нефтепродукты. Метод определения температуры вспышки в закрытом тигле. ГОСТ 6356-75 – [Действителен с 77-01-01] – М.: Стандартиформ, 2006 – (Міждержавний стандарт).

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

201. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельско–хозяйственных процессов / Мельников С. В., Алешкин В. Р., Рощин П. М. – Л. : Колос, 1972. – 200 с.

202. Аністратенко В. О. Математичне планування експериментів в АПК / В. О. Аністратенко, В. Г. Федоров. – К. : Вища шк., 1993. – 375 с.

203. Брянский Л. Н. Краткий справочник метролога / Л. Н. Брянский, А. С. Дойников. – М. : Изд-во стандартов, 1991. – 79 с.

204. Веденяпин Г. В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных / Г. В. Веденяпин. – М. : Колос, 1973. – 199 с.

205. Касандрова О. Н. Обработка результатов измерений / О. Н. Касандрова, В. В. Лебедев. – М. : Наука, 1970. – 104 с.

206. Малхорта М. Маркетинговые исследования / М. Малхорта, К. Нэреш. – М. : Издательский дом “Вильямс”, 2002. – 960 с.

207. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для нормального распределения : ГОСТ 11.004–74 СТ СЭВ 876–798. – М. : Изд-во стандартов, 1975. – 20 с.

208. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента / Румшинский Л. З. – М. : Наука, 1971. – 192 с.

209. Патент на винахід України (UA) № 105270,С02F 1/52 (2006.01). Відстійник / Голуб Г. А., Павленко М. Ю., Чуба В. В.; заявник та патентовласник Голуб Г.А. – № а 201209577; заявл. 06.08.2012; опубл. 25.04.2014, Бюл. № 8.

210. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 276 с.

211. Зажигаев Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Зажигаев Л. С., Китьян А. А., Романников Ю. И. – М. : Атомиздат, 1978. – 232 с.

212. Закс Л. Статическое оценивание / Закс Л. // – М. : Статистика, 1976. – 597 с.

213. Митков А. Я. Статистические методы в сельхозмашиностроении / Митков А. Я., Кардашевский С. В. – М. : Машиностроение, 1978. – 390 с.

214. Нефть и нефтепродукты. Методы определения плотности. ГОСТ 3900–85 – [Действителен с 87-01-01] – М.: Издательство стандартов, 1987– 40 с. – (Міждержавний стандарт).

215. Нефтепродукты. Метод определения температуры вспышки в закрытом тигле. ГОСТ 6356-75 – [Действителен с 1977-01-01] – М.: Стандартиформ, 2006 – 5 с. – (Міждержавний стандарт).

216. Нефтепродукты. Метод определения температуры вспышки и воспламенения в открытом тигле. ГОСТ 4333-88 – [Действителен с 1988-01-07] – М.: Стандартиформ, 2005 – 5 с. – (Міждержавний стандарт).

217. ДСТУ ISO 3015:2012 Нафтопродукти. Метод визначення температури помутніння (ISO 3015:1992, IDT).

218. Нефтепродукты. Методы определения температур текучести и застывания. ГОСТ 20287-91 – [Действителен с 1992-01-01] – М.: Стандартиформ, 2006– 9 с. – (Міждержавний стандарт).

219. Стенд обкаточно-тормозной КИ 5543 ГОСНИТИ Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: ГОСНИТИ, 1988.– 25с.

220. Павленко М.Ю. Дослідження процесу відстоювання соняшникової олії / М.Ю. Павленко, Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2012. Вип 170, ч.1. – С. 61-64.

221. Голуб Г. А. Вплив параметрів естерифікації ріпакової олії на якість дизельного біопалива / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Зб. наук. праць ПДАТУ – Сучасні проблеми збалансовано природокористування. Подільський державний аграрно-технічний університет, 2013. – С.193-198.

222. Голуб Г. А. Вплив седиментації та концентрації реагентів на якість дизельного біопалива / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17 (31), кн. 2. – С. 267-271.

223. Голуб Г. А. Взаємозв'язок потужності насоса та параметрів гідрореактивної мішалки при перемішуванні ріпакової олії / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К.: ВЦ НУБіП України, 2014. Вип 196, ч.1. – С. 60-65.

224. Уминський С. Гідродинамічне обладнання для отримання біопалива / С. Уминський, С. Інютин // Техніка та технології АПК. Дослідницьке: 2013, – № 2 (41), – С. 11-13.

225. Голуб Г. А. Вплив параметрів гідрореактивної мішалки на її частоту обертання при виробництві дизельного біопалива / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 99. Том 2. – Глеваха, 2014. – С. 84-93.

226. ДСТУ 6081:2009. Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги.

227. Филимонов А. И. Влияние температуры топлива на мощностные показатели тракторных дизелей/ А. И. Филимонов, А. И. Шведский// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1972. – №4. – С.8–9.

228. Пучков Н. Г. Дизельные топлива / Пучков. Н. Г. – М.: Гостоптехиздат, 1953.–194 с.

229. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний, – М.: Изд-во стандартов, 1988.– 70с.

230. Тракторы промышленные. Методы испытаний. ГОСТ 23734–98 – [Действующий с 01.07.2000] – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации – 2000. – 19 с.

231. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.

232. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев// – Челябинск: ЮУрГУ, 2004. – 344 с.

233. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Доспехов Б.А. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

234. Теплотехника : учеб. для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт, Ю. В. Кузнецов [и др.]; под ред. А. П. Баскакова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.

235. Голуб Г. А. Випробування гідрореактивного змішувача при виробництві дизельного біопалива / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2014. – Вип. 18 (32), кн. 2. – С. 350-355.

236. Віршовка М. І. Аналіз способів підготовки рослинної олії для виробництва біодизельного палива / М. І. Віршовка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 100-108.

237. Віршовка М. І. Фізико-хімічні властивості альтернативного пального на основі рослинних олій / М. І. Віршовка // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 86. – Глеваха, 2002. – С. 290-294.

238. Азізов С. П. Організація виробництва і аграрного бізнесу в сільськогосподарських підприємствах / Азізов С. П., Канінський П. К., Скупий В. М. / За ред. проф. С. П. Азізова. – К. : ІАЕ. – 2001. – 834 с.

239. ГОСТ 24363-80 Реактивы. Калия гидроокись. Технические условия.

240. ГОСТ 7825-96 Масло соевое. Технические условия.

241. ГОСТ 8988-72 Масло рапсовое. Технические условия.

242. ГОСТ 11812-66 Масло растительное. Методы определения влаги и летучих веществ.

243. ДСТУ 3057-95 (ГОСТ 2222-95) Метанол технічний. Технічні умови.

244. ГОСТ 4328-77 Реактивы. Натрия гидроокись. Технические условия.

245. ГОСТ 5476-80 Масла растительные. Методы определения кислотного числа.

246. СНиП 2.04.05-91 Опалення, вентилявання та кондиціювання повітря. Затверджені Державним комітетом з будівництва та інвестицій 28.11.91 №2.04.05.

247. Голуб Г. А. Оцінка сировинної бази виробництва дизельного біопалива при двохступінчастому віджиманні рослинної олії / Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К.: ВЦ НУБіП України, 2014. Вип 194, ч.1. – С. 175-181.

248. Голуб Г. Оценка сырьевой базы производства дизельного биотоплива при двуступенчатом отжыме растительного масла / Геннадий Голуб, Максим Павленко, Наталья Оларь // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2014. – Vol. 16. № 3. – С. 26–33.

249. Визначення нижчої теплоти згорання біодизельного палива за хроматографічними даними / В. Г. Семенов, С. М. Черненко, С. М. Атамась //

Вісник Кремен. держ. університету ім. М. Остроградського. Наукові праці КДУ ім. М. Остроградського. – 2010. – Вип. 2., Ч. 1. – С. 87 – 91.

250. Альтернативные дизельные топлива / В. Полищук, В. Дубровин, А. Полищук // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2012. – Т. 14. – С. 20–31.

251. Захарчук В. Биодизельное топливо на основе изопропиловых эфиров рапсового масла / В. Захарчук, В. Ткачук. // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2010. – Т. 12. – С. 188–193.

252. Голуб Г.А. Собівартість виробництва олії та дизельного біопалива в умовах сільськогосподарських підприємств / Г. А. Голуб, С. В. Лук'янець // Сучасні проблеми збалансованого природокористування: Збірник наукових праць / Подільський державний аграрно-технічний університет (ПДАТУ); Науковий редактор: Бахмат М. І. – Кам'янець-Подільський, 2012. – Спеціальний випуск до VII науково-практичної конференції. – С. 207-212.

253. Лук'янець С. В. Ефективність виробництва дизельного біопалива в умовах сільськогосподарських підприємств / С. В. Лук'янець, Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко // Розвиток аграрної науки у сучасних умовах: Збірник тез наукових робіт міжнародної науково-практичної конференції, 12-13 жовтня 2012 р. – Львів: Львівська аграрна фундація, 2012. – С. 34-38.

254. Голуб Г. А. Інвестиційна привабливість виробництва і використання дизельного біопалива / Г. А. Голуб, С. В. Лук'янець // Економіка АПК. – 2013. – № 2. – С. 54-60.

255. Голуб Г. А. Аналіз динаміки співвідношення цін на зерно та паливо для дизелів / Г. А. Голуб, С. В. Лук'янець // Наукові праці Південного філіалу Національного університету біоресурсів і природокористування України "Кримський агротехнологічний університет": Економічні науки. Вип. 152 – Сімферополь: ВД "АРІАЛ", 2013. – С. 101-109.

256. Голуб Г.А. Проблеми техніко-технологічного забезпечення енергетичної автономності агроєкосистем / Г. А. Голуб // Збірник наукових

праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2011. – Вип. 7. – 140 с. – С. 59-66.

257. Голуб Г. Эффективность производства дизельного биотоплива в условиях фермерских хозяйств / Геннадий Голуб, Максим Павленко, Светлана Осауленко // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2014. – Vol. 16. № 4. – С. 263-268.

258. Голуб Г. А. Эффективність виробництва їстівних грибів / Г. А. Голуб // Економіка АПК. – 1999. – № 9. – С. 63-65.

259. Голуб Г. А. Механіко-технологічне обґрунтування технічних засобів для агропромислового виробництва їстівних грибів : дис. ...доктора тех. наук: 05.05.11 Голуб Г. А. – Глеваха, 2005. – 422 с.

260. Голуб Г. А. Проблеми біоконверсії органічної сировини в агроценозах / Г. А. Голуб // Вісник аграрної науки. – 2005. – № 1. – С. 43-48.

261. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М. : Колос, 1980. – 112 с.

262. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений : Утв. МСХ СССР 26.02.79: – М. : Поиск, 1983. – 149 с.

263. Методические рекомендации по промышленному культивированию съедобных грибов / [Дудка И. А., Вассер С. П., Бисько Н. А., Билай В. Т.]. – К. : Институт математики АН УССР, 1987. – 71 с.

264. ГОСТ 23728-88 Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки.

265. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники: Утв. Минсельхозпродом 23.07.97. – М., 1998. – 220 с.

266. ГОСТ 237030-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки универсальных машин и технологических комплексов.

## ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА НА ОСНОВІ РОСЛИННИХ ОЛІЙ	8
1.1. Актуальність виробництва дизельного біопалива із рослинної олії в Україні	8
1.2. Актуальність використання дизельного біопалива на основі рослинних олій	9
1.3. Аналіз технологічних процесів та технічних засобів для очистки рослинної олії	10
1.4. Аналіз технологічних процесів та технічних засобів для виробництва дизельного біопалива	18
1.5. Загальна характеристика властивостей дизельного біопалива отриманого із рослинних олій	21
1.6. Аналіз обладнання для виробництва дизельного біопалива	26
1.7. Аналіз експлуатаційних показників використання дизельного біопалива	43
1.8. Аналіз способів підвищення ефективності використання дизельного біопалива	52
1.9. Огляд теоретичних досліджень з виробництва рослинної олії та дизельного біопалива	62
1.10. Огляд теоретичних досліджень динаміки руху МТА	65
Резюме по розділу 1	70
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	72
2.1. Кінетика процесу відстоювання рослинної олії	72
2.2. Математична модель гідромеханічної лопатевої мішалки для виробництва дизельного біопалива	74
2.3. Силовий аналіз роботи МТА	87
2.4. Визначення енергетичних параметрів роботи МТА	94
2.5. Визначення змін ефективності енергетичних показників роботи МТА на дизельному біопаливі	96
2.6. Динаміка руху МТА з використання дизельного біопалива	100

2.7. Динаміка нагріву палива в паливному баку	116
Резюме по розділу 2	121
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	123
3.1. Методика відстоювання рослинної олії	123
3.2. Методика проведення експертної оцінки вагомості показників якості дизельного біопалива	123
3.3. Методика проведення лабораторних експериментальних досліджень по встановленню раціональних технологічних параметрів виробництва дизельного біопалива з використанням механічного перемішування	127
3.4. Опис експериментальних установок та їх роботи	132
3.5. Методика проведення багатофакторних експериментів по визначенню раціональних параметрів гідромеханічної мішалки	134
3.6. Методика визначення фізико-механічних показників дизельного біопалива	140
3.7. Методика визначення впливу температури палива на кут розпилення	143
3.8. Методика проведення порівняльних стендових випробувань впливу дизельного біопалива на експлуатаційні та екологічні показники роботи дизельного двигуна	146
3.9. Опис експериментальної установки для температурної підготовки дизельного біопалива	148
3.10. Методика проведення експериментальних досліджень по визначенню оптимального температурного діапазону нагріву дизельного біопалива перед впорском до циліндру двигуна	150
3.11. Методика проведення польових дослідів по визначенню експлуатаційних параметрів роботи МТА при використанні дизельного біопалива	153
3.12. Методика проведення досліджень процесу нагріву палива в паливному баку	157
3.13. Методика проведення виробничих випробувань роботи МТА при виконанні польових робіт з використанням дизельного біопалива	159
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	161

4.1. Дослідження процесу відстоювання олії	161
4.2. Вплив параметрів естерифікації рослинної олії на якість дизельного біопалива	162
4.3. Вплив седиментації та концентрації реагентів на якість дизельного біопалива	169
4.4. Дослідження властивостей дизельного біопалива на основі технічних олій	172
4.5. Вплив кратності перемішування на якісні показники дизельного біопалива	174
4.6. Визначення питомої енергомісткості обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням механічного перемішування	177
4.7. Вплив параметрів гідромеханічної мішалки на її частоту обертання при виробництві дизельного біопалива	185
4.8. Вплив параметрів гідромеханічної мішалки на споживану потужність при виробництві дизельного біопалива	193
4.9. Взаємозв'язок потужності насоса для перемішування рослинної олії та параметрів дискового змішувача	199
4.10. Вплив параметрів плаваючої форсунки-змішувача на потужність насоса при виробництві дизельного біопалива	203
4.11. Енергомісткість гідромеханічного перемішування при виробництві дизельного біопалива	206
4.12. Обґрунтування раціональних параметрів гідромеханічної мішалки та перевірка на адекватність отриманих математичних моделей	214
4.13. Визначення фізико-механічних властивостей дизельного біопалива	217
4.14. Визначення впливу температури на параметри дизельного біопалива	223
4.15. Визначення показників роботи дизельного двигуна при застосуванні дизельного біопалива	226
4.16. Екологічні показники роботи дизельного двигуна при використанні дизельного біопалива	230
4.17. Обґрунтування температури нагріву дизельного біопалива в паливній системі дизельного двигуна	237
4.18. Результати польових випробувань МТА з використанням дизельного біопалива	239
4.19. Дослідження процесу нагріву дизельного біопалива палива в паливному баку	248

Резюме по розділу 4	252
РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ І ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА ТА ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	258
5.1. Методика інженерного розрахунку обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування	258
5.2. Організація виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування	260
5.3. Випробування гідромеханічного змішувача при виробництві дизельного біопалива	267
5.4. Оцінка сировинної бази агропромислового виробництва дизельного біопалива при двохступінчатому віджимі рослинної олії	268
5.5. Виробництво дизельного біопалива із зернового вороху олійних культур	274
5.6. Виробнича перевірка роботи МТА на дизельному біопаливі	279
5.7. Інструкція по використанню дизельного біопалива	282
5.8. Організація використання дизельного біопалива	283
5.9. Економічна ефективність виробництва дизельного біопалива при використанні реактора-естерифікатора та відстійника-накопичувача	285
5.10. Економічна ефективність обладнання для виробництва дизельного біопалива з використанням гідромеханічного перемішування	292
5.11. Економічна ефективність використання дизельного біопалива	294
Резюме по розділу 5	298
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	302
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	306

**Наукове видання**

**Голуб** Геннадій Анатолійович  
**Павленко** Максим Юрійович  
**Чуба** В'ячеслав Володимирович

**ВИРОБНИЦТВО І ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО  
БІОПАЛИВА**

**Механіко-технологічні основи**

*Редактор* Г. А. Голуб

*Технічний редактор* М. Ю. Павленко

*Комп'ютерна верстка* М. Ю. Павленко

Підписано до друку 13.04.16    Формат 60x84/16  
Ум. друк. арк. 20,0    Обл.-вид.арк. 19,8  
Наклад 300 прим.    Зам. № 8944

Видавець і виготовлювач Національний університет біоресурсів  
і природокористування України,  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
ДК № 4097 від 17.06.2011