

ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА СТУДЕНТА

на тему „**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ ДИЗЕЛЬНОГО  
ДВИГУНА ПРИ ЙОГО РОБОТІ НА БІОПАЛИВІ ЗА РАХУНОК  
ОПТИМІЗАЦІЇ ВПОРСКУВАННЯ**”

Шифр роботи: ФОРСУНКА

2019

## АНОТАЦІЯ

### до студентської наукової роботи «Форсунка»

У роботі розглянуто питання поліпшення показників техногенної та екологічної безпеки роботи дизельного двигуна з безпосереднім сумішоутворенням при використанні в якості палива біодизеля, виготовленого з насіння ріпаку. Проведено аналіз можливостей підбору умов сумішоутворення для покращення показників упорскування.

Обґрунтовано актуальність наряду досліджень, сформульовано мету та задачі роботи. Проведено аналіз літературних джерел щодо характеристик найбільш перспективних видів біопалива на території України та можливостей їхнього використання. Проаналізовано дослідження параметрів упорскування палива у дизельних двигунах, проведених провідними вченими.

Проведено теоретичні розрахунки робочих процесів двигуна, параметрів упорскування на дизельному та біодизельному паливі. Розроблено методику визначення параметрів упорскування.

Експериментальними дослідженнями визначено залежності фізичних параметрів біопалива від температури, знайдено концентрацію шкідливих компонентів у відпрацьованих газах дизельного двигуна TD170F на дизельному і біодизельному паливі та їхніх сумішах.

Отримано дані, що характеризують потужнісні, економічні та екологічні показники дизельного двигуна, який працює на різних видах палива. Доведено, що техногенна безпека двигуна покращується у разі застосування біопалива з ріпаку, а показники впорскування покращуються шляхом підігріву палива.

Пояснювальна записка складається з 31 сторінки, містить 15 ілюстрацій, 4 таблиці, 1 додаток, використано 10 літературних джерел і 1 інтернет сайт.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** Біопаливо, дизельний двигун, параметри впорскування ефективний ККД, шкідливі викиди.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ, ПРИСВЯЧЕНИХ ДОСЛІДЖЕННЯМ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА З РІПАКУ ТА ПАРАМЕТРІВ УПОРСКУВАННЯ .....	6
1.1 Обґрунтування необхідності виробництва та використання в Україні альтернативного палива.....	6
1.2 Характеристики альтернативного палива та можливості їх використання ....	8
1.3 Аналіз раніше проведених досліджень в галузі застосування альтернативного палива на основі олій рослинного походження.....	11
1.4 Дослідження параметрів упорскування палива в дизельних двигунах .....	11
2 ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	14
2.1 Тепловий розрахунок двигуна .....	14
2.2 Розрахунок параметрів упорскування та розпилювання палива форсункою від двигуна TD170F .....	16
2.4 Визначення довжини та кута розкриття струменя палива, розпиленого форсункою від двигуна.....	20
2.5 Експериментальні дослідження параметрів роботи дизельного двигуна TD170F.....	23
2.6 Аналіз результатів експериментальних даних роботи дизельного двигуна TD170F.....	25
ВИСНОВКИ.....	29
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	30
Додаток А. Покадрова зйомка процесу впорскування палива: .....	31

## ВСТУП

Економія енергоносіїв неорганічного походження, встановлення жорстких норм викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами, а також обмеження емісії оксиду вуглецю спонукають більшість країн світової співдружності шукати шляхи зменшення небезпечного впливу теплових двигунів на навколишнє середовище. Останнім часом все більш широке розповсюдження набуває альтернативне паливо на основі рослинних олій (ріпакової, соняшникової, арахісової, пальмової тощо) та їх похідних. Інтенсивні роботи з переведення дизельних двигунів на біопаливо проводяться як у країнах з обмеженим енергетичним потенціалом, так і в країнах з великими запасами нафтового палива, а також у високо розвинутих країнах, що мають можливість придбати нафтові енергоносії.

В Україні також проводяться такі дослідження. Біодизельне паливо порівняно з дизельним має підвищену щільність і в'язкість, що призводить при впорскуванні до збільшення розмірів краплин палива та далекобійності факелу. Це збільшує частку приповерхневого сумішоутворення на відносно холодних стінках камери згоряння, що погіршує умови згоряння.

При цьому виникає необхідність компенсації цих недоліків шляхом підбору умов сумішоутворення. Це може бути турбулізація повітряного заряду й підвищення температури стінок камери згоряння.

Таким умовам відповідають двигуни з розділеними камерами згоряння, наприклад, двигуни з вихорокамерним способом сумішоутворення. Велика швидкість повітряного потоку в сполученні з високою температурою вихрової вставки дозволяє компенсувати недоліки двигуна з безпосереднім упорскуванням і реалізувати особливості складу біодизельного палива, а саме, високий вміст кисню.

У цій роботі проводиться аналіз можливостей підбору умов сумішоутворення для покращення показників упорскування в двигунах з безпосереднім сумішоутворенням. Покращення процесу впорскування дає можливість організувати більш повне згоряння палива і, відповідно, зменшити концентрацію шкідливих компонентів у відпрацьованих газах. Це, в свою чергу, дасть змогу

підвищити техногенну безпеку автомобілів з дизельними двигунами.

**Метою** роботи є покращення показників екологічної та техногенної безпеки двигуна з безпосереднім впорскуванням при роботі на біопаливі за рахунок наближення параметрів упорскування біодизеля до дизельного палива.

**Об'єктом** дослідження є паливно-економічні, енергетичні та екологічні параметри роботи дизельного двигуна з безпосереднім сумішоутворенням на біопаливі.

**Задачі** роботи:

1. Розробка математичної моделі процесу впорскування дизельного та біодизельного палива.
2. Проведення експериментальних досліджень параметрів упорскування дизельного та біодизельного палива, шкідливих викидів та порівняння теоретичних розрахунків з експериментальними даними.
3. Визначення температури підігріву біодизеля при якій його параметри впорскування не відрізнятимуться від параметрів дизельного палива.
4. Проведення аналізу отриманих результатів.

# **1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ, ПРИСВЯЧЕНИХ ДОСЛІДЖЕННЯМ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА З РІПАКУ ТА ПАРАМЕТРІВ УПОРСКУВАННЯ**

## **1.1 Обґрунтування необхідності виробництва та використання в Україні альтернативного палива**

Автомобільний транспорт відіграє велику роль в житті людини. Це найбільш масовий вид транспорту без якого не може обійтись жодна галузь промисловості. Основна сфера його діяльності – перевезення пасажирів і будь-яких вантажів на невеликі та середні відстані. Автомобільний транспорт є незамінним завдяки його маневреності, можливості доставки пасажирів чи вантажів «від дверей до дверей» без додаткових пересадок чи перевантажень на шляху прямування, високої швидкості, регулярності перевезень.

Споживання світлих нафтопродуктів з кожним роком зростає і на сьогодні складає близько 14 млн. т/рік. Так, наприклад, у 2017 році було спожито 4,8 млн. тон бензину і 6,1 млн. тон дизельного палива [3]. Для виробництва цього обсягу світлих нафтопродуктів було перероблено 15,4 млн. тон нафтової сировини (нафта і газовий конденсат) [3]. Видобуток нафти та газового конденсату в Україні у 2017 році склав 4,5 млн. тон [3]. Отже, у забезпеченні внутрішнього попиту частка сировини власного видобутку у 2017 році склала лише 29 %. Такий стан справ призводить до залежності паливо-енергетичного комплексу України, а отже і всієї економіки від країн-імпортерів цього важливого продукту. Щоб зменшити цей вплив в Україні необхідно впроваджувати виробництво і реалізацію альтернативних чи відновлювальних видів палив. Крім зменшення впливу від країн-імпортерів використання відновлювальних видів палив дозволить зменшити кількість шкідливих речовин в відпрацьованих газах тим самим покращити екологічну ситуацію в нашій державі.

Іншою проблемою, яка частково пов'язана зі збільшенням кількості транспортних засобів, є погіршення екологічного стану довкілля, адже питома вага

двигунів у забрудненні довкілля досягає 60% від загальної величини забруднення атмосфери [7].

Існують основні екологічні проблеми, пов'язані з використанням у двигунах нафтового палива:

– проблема потепління клімату планети внаслідок «парникового ефекту». Цей ефект викликаний накопиченням у навколишньому середовищі двоокису вуглецю ( $CO_2$ ), метану, хлорфторвуглецю та низки інших газів, які поглинають інфрачервоне випромінювання, що викликає нагрівання навколоземної поверхні та охолодження у верхніх шарах атмосфери. При згорянні в двигунах нафтового палива у великих кількостях утворюється  $CO_2$ , що являється одним з основних компонентів відпрацьованих газів (ВГ) і вносить найбільший внесок у глобальне потепління;

– теплове забруднення навколишнього середовища. Енергія сонця, яка накопичувалась в корисних копалинах мільйони років, за короткий період вивільнюється при спалюванні традиційних палив в теплових установках;

– проблема кислотних дощів, що містять сірчану та азотну кислоти. Ці кислоти утворюються внаслідок попадання в атмосферу діоксиду сірки та оксидів азоту під впливом ультрафіолетового випромінювання. Значним джерелом оксидів сірки ( $SO_2$ ) і оксидів азоту ( $NO_x$ ) є ВГ двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ);

□ фотохімічний смог, пов'язаний з реакціями, що протікають під впливом ультрафіолетового випромінювання. Важливе місце у формуванні окисного смогу займає двооксид азоту, що потрапляє в атмосферу з ВГ ДВЗ. Набір кінцевих продуктів смогу включає озон, формальдегід, акролеїн, органічні озоніди та органічні кислоти;

- забруднення морів і річок нафтою та нафтопродуктами внаслідок витоків при видобуванні та транспортуванні;

- шум, вібрація і т.ін.

Ці та низка інших проблем, призводять до погіршення здоров'я людства, вимирання цілих видів тварин і рослин, зміни клімату планети та інших незворотних наслідків. Частковим вирішенням цих проблем можна вважати використання

альтернативних видів палива (АП), які, в порівнянні з традиційним нафтовим паливом, мають наступні переваги:

– при використанні більшості АП знижується загальний вихід шкідливих речовин з ВГ, що пов'язано, в основному, з більш простою молекулярною структурою;

□ при згорянні палива рослинного походження вивільнюється така кількість теплоти та двоокису вуглецю, яка була поглинена рослинами в процесі зростання. Це дозволяє значно знизити гостроту проблем, пов'язаних з «парниковим» ефектом та тепловим забрудненням довкілля;

– виробництво палива із власної сировини робить державу енергетично та економічно незалежною від імпорту нафти.

Таким чином, проблема заміни палив нафтового походження в дизелі є актуальною і передбачає проведення пошуку альтернативних джерел енергії та виконання всебічних досліджень щодо можливості використання АП дизелями ДТЗ.

## **1.2 Характеристики альтернативного палива та можливості їх використання**

Серед нетрадиційного палива, що може використовуватися в дизельних двигунах, виділяють нафтове паливо і паливо, виготовлене з альтернативних джерел енергії. Нафтове і альтернативне паливо умовно поділяють на три групи [5]:

### **1. Газове паливо природного походження:**

- стиснутий природний газ;
- зріджений нафтовий газ.

### **2. Синтетичне паливо:**

- синтетичні спирти (метанол і етанол);
- диметиловий ефір (ДМЕ);
- газовий конденсат (ГК);
- водень тощо.



### 3. Вторинні ресурси:

- побічні продукти перероблення рідких та твердих палив (коксовий, напівкоксний та нафтозаводський газ);
- продукти термічної переробки твердих палив (гази підземної газифікації, газогенераторні та сланцеві газ).

За оцінками експертів, найбільш прийнятним альтернативним паливом для дизельних двигунів в Україні є рослинні олії, особливо ріпакова, і їхні похідні [4].

Біодизель — це екологічно чистий вид палива, альтернативний нафті, що отримують з рослинних масел і використовуваний для заміни дизельного палива. Головна перевага біодизеля – це те, що його виробляють з ресурсів, які швидко відновлюються (запаси нафти, наприклад, практично невідновні).

Сильною стороною біодизеля так само є те, що він при згорянні викидає в атмосферу значно менше шкідливих газів (біодизель порівняно з мінеральним аналогом майже не містить сірки (< 0,001 %, тоді як мінеральне дизпаливо <0,2 %). Очевидні переваги біодизеля за показниками продуктів згоряння: монооксиду вуглецю, вуглеводнів, залишкових часток і сажі. При згорянні біодизеля виділяється рівно така ж кількість вуглекислого газу, яка було спожита з атмосфери рослиною за весь період її життя. Проте, біодизель не є екологічно чистим паливом. Він дає меншу кількість викидів вуглекислого газу в атмосферу, ніж звичайне дизпаливо, але не нульовий викид.

У даний час вартість рослинних олій і палива на їхній основі співпадає з вартістю нафтового дизельного палива. Тому застосування такого палива у ряді випадків стає економічно вигідним, особливо в тих країнах, де є надлишок рослинних олій. Найбільш перспективним для використання як палива для дизелів є ріпакова олія. Схема переробки насіння ріпаку і виробництва ріпакової олії і моторного палива на її основі представлена на рис.1.1.

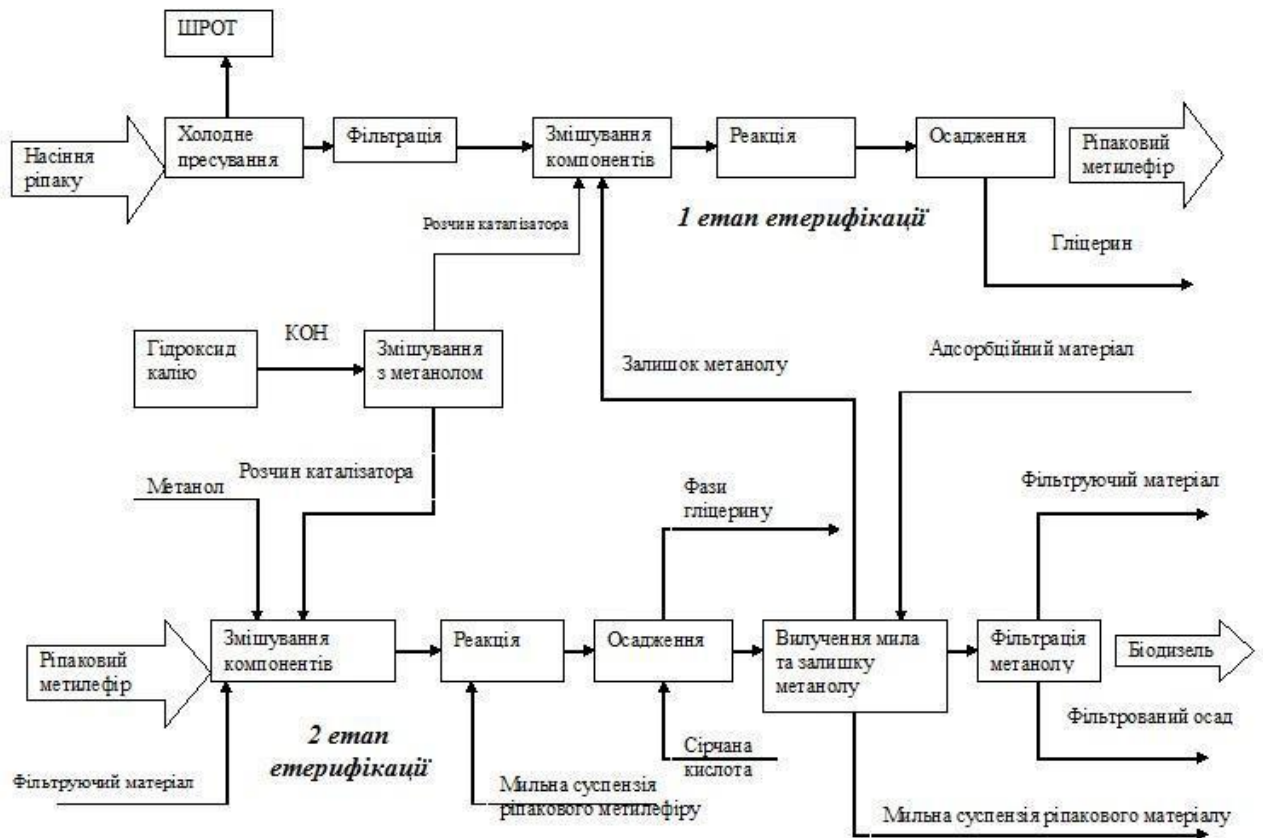


Рисунок 1.1 – Схема переробки насіння ріпаку і виготовлення ріпакової олії та моторного палива на її основі.

Одержувана при такій переробці ріпакова олія може бути використана як самостійне паливо для дизелів, у сумішах різного складу зі стандартним дизельним паливом або перероблена в метиловий чи етиловий ефіри ріпакової олії. Останні, у свою чергу, використовуються як самостійне біопаливо, або як сумішеве (у суміші з дизельним паливом).

Метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО) одержують у результаті прямої переетерифікації жирних кислот ріпакової олії з метиловим спиртом (метанолом) при температурі 80 – 90 °С у присутності каталізатора – гідроксиду кальцію (їдкого кальцію). При переетерифікації з 1040 кг ріпакової олії і 144 кг метанолу одержують 1 тону метилового ефіру ріпакової олії і близько 200 кг гліцерину [4]. З 1 га землі можна отримати 1,3 т насіння ріпаку, з якого отримують 390 кг масла, а нього – 350 кг біодизельного палива. Європейською організацією стандартів розроблений стандарт EN14214. Окрім нього існують стандарти EN590 (або EN590:2000) і DIN 51606, які наведені в [4].

### **1.3 Аналіз раніше проведених досліджень в галузі застосування альтернативного палива на основі олій рослинного походження**

У країнах Європи, а також і в Україні впроваджується використання в якості палива для дизельних двигунів біопаливо на основі олій рослинного походження. При проведенні попередніх досліджень [5], [6] було помічено певну закономірність: у двигунах з безпосереднім впорскуванням при роботі на метиловому ефірі ККД практично не змінюється, або знижується незначною мірою, а в двигунах з вихорокамерним сумішоутворенням ККД збільшується приблизно на 5% у порівнянні з роботою двигунів на стандартному дизельному паливі. У першому випадку зменшення ККД викликане погіршенням параметрів упорскування біодизеля через його фізико-хімічні властивості. У другому випадку помічене підвищення ККД пояснюється тим, що вихорокамерна вставка нівелює недоліки сумішоутворення і активізує взаємодію молекулярного кисню з воднем та вуглецем, що міститься у біопаливі.

### **1.4 Дослідження параметрів упорскування палива в дизельних двигунах**

Дослідженнями параметрів впорскування в дизельних двигунах займалися багато відомих вітчизняних вчених таких як І.В. Астахов, Д.М. Вирубов, В.О. Кутовий, М.М. Кухарев, О.М. Лебедев, О.С. Лишевський, Н.Ф. Разлейцев [10] Р.В. Русинов, Ю.Б. Свиридов, В.Г. Семенов [4], В.І. Трусов тощо Розглянемо деякі з запропонованих ними методик.

Так О.С. Лишевський запропонував методику розрахунку руху фронту струменя по середнім параметрам за процес впорскування [10]. Ідея методики полягає в тому, що швидкість і траєкторія руху факела розпиленого палива знаходиться по характеристикам руху одиначної краплини в потоці газу. При цьому газовий факел або його частина замінюється еквівалентною краплиною, що рухається в середовищі з опором. На рис. 1.2 зображено геометричні

характеристики струменя палива при розпиленні його через форсунку. Для досягнення необхідної достовірності розрахунків в них вводять емпіричні критерії, отримані в наслідок обробки експериментальних даних.

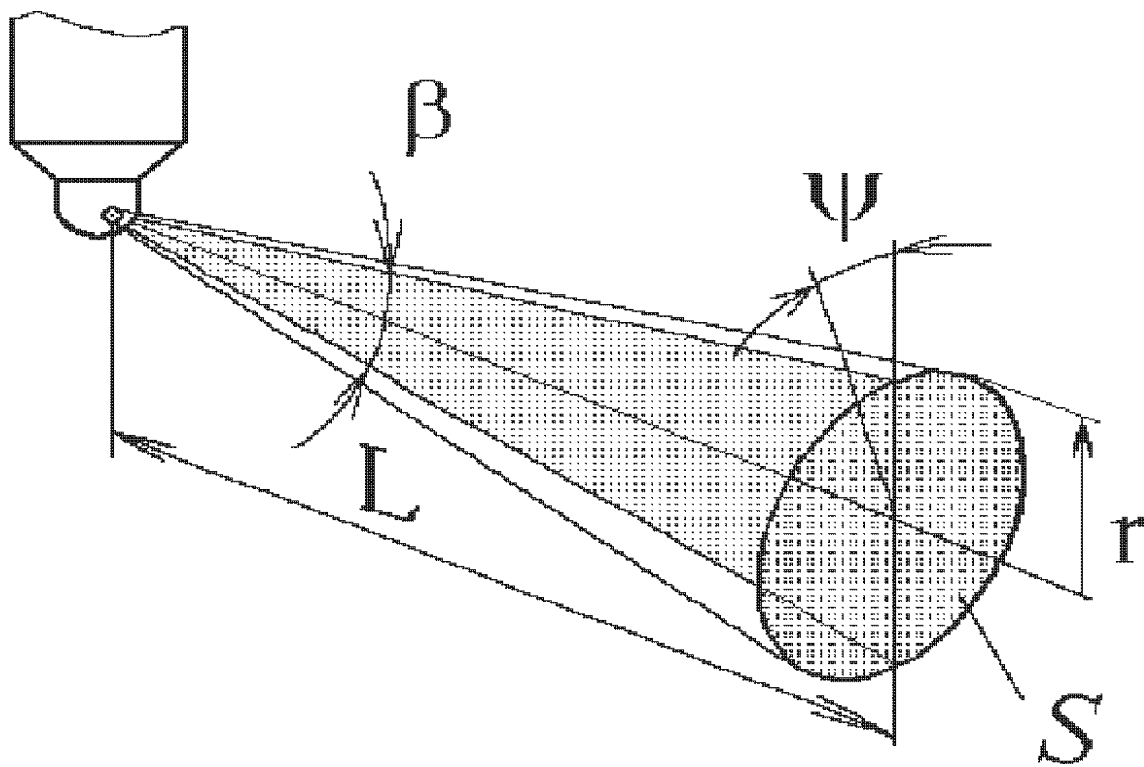


Рисунок 1.2 – Геометричні характеристики струменя палива

У формулах для розрахунку показників факела розпиленого палива О.С.Лишевський запропонував використовувати наступні критерії [10,с.21]: критерій Вебера, що характеризує відношення сил поверхневого натягу і інерції, критерій М, характеризуючий відношення сил поверхневого натягу, інерції і в'язкості, критерій нестационарності процесу.

Під час свого розвитку паливний факел проходить три етапи, що відрізняються закономірностями розпаду і руху струменя: етап цілісного не розпиленого струменя, початковий і основний етапи руху розпиленого палива. Для розрахунку параметрів дизельного впорскування практичний інтерес представляють лише дані, отримані при великій різниці тисків палива при впорскуванні і тиску навколишнього середовища, в яке відбувається впорскування. У роботі [10, с.22-23] в цьому випадку рекомендуються залежності щодо визначення межі між початковим і основним етапом розвитку струменя  $L_{гр}$ , часу, за який вершина факелу досягне

границі  $\tau_{зр}$ , шляху, пройденого вершиною факела вздовж його осі  $L_H$ , швидкості вершини факела вздовж його осі  $U_{фн}$ , кута конуса струменя розпиленого палива  $\beta_H$

Для проведення розрахунків за даною методикою з використанням однотипних форсунок при однакових параметрах впорскування достатньо провести лише один експеримент для визначення емпіричних коефіцієнтів (множників перед критеріями).

В.Г.Семенов запропонував методику розрахунку параметрів упорскування основу на законі збереження імпульсу [4]. Розрахункову схему струменя палива за Семеновим В.Г наведено на рис. 1.3.

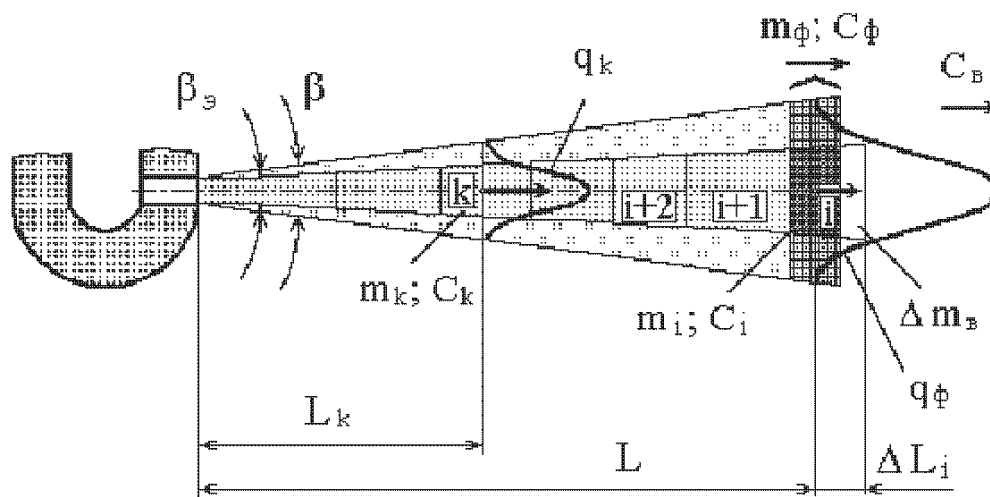


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема струменя палива

Струмнь, що створюється форсункою, є нестационарним, гетерогенним і складається з різних по розміру краплин дрібно розпиленого палива і його парів, що рухаються в повітряному середовищі і взаємодіють між собою і оточуючим повітрям. В результаті взаємодії відбувається їх взаємна дифузія і енергетичний обмін. Паливо, що витікає з розпилювача в виді краплин і парів, віддає свою енергію повітряному середовищу і сповільнюється, а повітря отримує додаткову енергію в виді направлено руху разом зі струменем палива і вихрового руху навколо струменя. Швидкість руху струменя по мірі його розвитку зменшується в наслідок розсіювання

Структура паливного струменя розглядається в виді двох зон – фронту і тіла струменя, що відрізняються між собою характером взаємодії як в середині струменя так і з оточуючим повітрям.

За методикою Семенова В.Г. [4, с. 304] визначаються: початкове значення швидкості витікання струменя, маса порції палива, швидкість і-ої порції палива, закон руху і-ої порції палива до моменту її досягнення фронту струменя залежність зміни швидкості фронту струменя при досягненні його порції палива тощо. При цьому розрахунок проводиться у заданому часовому діапазоні.

За допомогою цих методик розраховують показники впорскування дизельного та біодизельного пального і порівнюють їх. Завдяки цьому можна підібрати такі параметри впорскування біодизеля (наприклад підігрів палива перед впорскуванням), при яких ці показники будуть однаковими, тим самим більш повно використати потенціал біопалива.

Таким чином, проаналізувавши різні методики розрахунку параметрів упорскування, можна зробити висновок, що вони загалом поділяються на три напрями: розрахунок параметрів упорскування за логарифмічними залежностями, за поліноміальними залежностями і розрахунок параметрів упорскування при розгляді динамічної рівноваги сил, що діють у струмені палива. Для подальших досліджень будемо використовувати найбільш поширену і найбільш просту методику запропоновану О.С. Лишевським [10].

## **2 ТЕОРЕТИЧНІ ТА ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

### **2.1 Тепловий розрахунок двигуна**

Для аналізу показників роботи двигуна на дизельному та біодизельному паливі проведемо розрахунок робочого процесу двигуна TD170F при його роботі на цих видах палива.

Для проведення теплового розрахунку двигуна використано методику, що наведена в [11]. Тепловий розрахунок проведений для режиму часткового

навантаження. Потужність двигуна  $N_e=1,587$  кВт, при частоті обертання  $n=3600$  об/хв, і ефективною витратою палива  $g_e=380,8$  г/кВт $\cdot$ год.

Усі розрахунки виконувались за допомогою ЕОМ. У результаті розрахунків побудовано індикаторні діаграми одноциліндрового дизельного двигуна TD170F при його роботі на біодизельному та дизельному паливі.

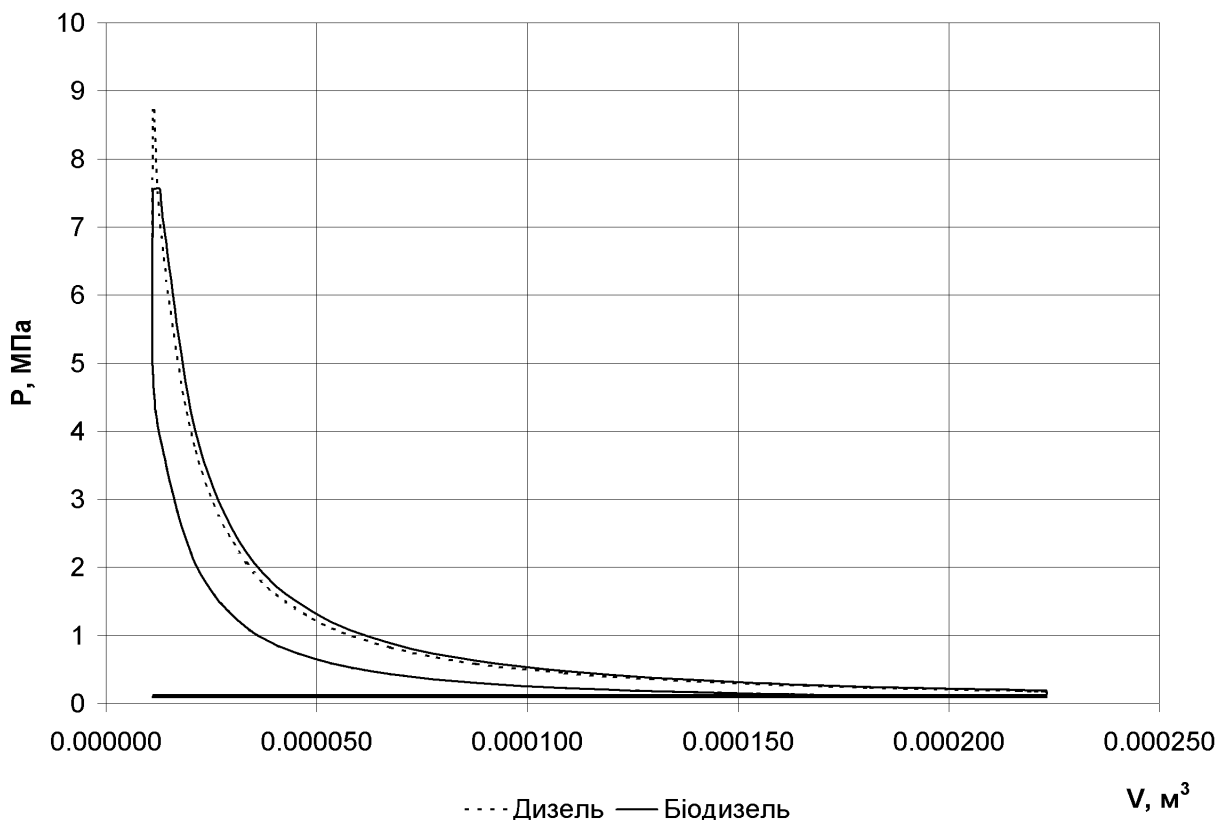


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Результати розрахунку індикаторних та ефективних показників зведено у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Індикаторні та ефективні показники

Параметр	Індикаторні показники		Ефективні показники	
	Дизель	Біодизель	Дизель	Біодизель
Потужність, кВт	2.849		1.65	
Частота обертання, об/хв	3600			
Момент, Н $\cdot$ м	7.557		4.21	
ККД	0.4	0.362	0.231	0.21
Питома витрата палива, г/(кВт $\cdot$ год)	211.996	265.027	366.035	457.64
Годинна витрата палива, кг/год	–	–	0.604	0.755

## 2.2 Розрахунок параметрів упорскування та розпилювання палива форсункою від двигуна TD170F

Алгоритм розрахунків за методикою О.С. Лишевського наведено на рис.2.2.

Форсунка від двигуна TD170F – це закрыта форсунка, що має чотири розпилюючі отвори. Ця форсунка є однотипною для форсунки ЯМЗ-238М2. Під час проведення експерименту випробувані форсунки були встановлені на один і той же стенд для випробування форсунок. Отже параметри паливоподачі не змінюються. Так, при проведенні розрахунку для форсунки від двигуна TD170F за методикою, запропонованою О.С. Лишевським, достатньо провести один експеримент. Завдяки цьому експерименту були визначені емпіричні коефіцієнти. Формули, за якими проводиться розрахунок для форсунки TD170F, що зазнали змін, матимуть вигляд:

межа між початковим та основним етапами руху розпиленого палива:

$$L_{\text{а\delta}} = 30.3 \cdot d_c \cdot We^{0.25} \cdot M^{0.4} \cdot \rho^{-0.24} \quad (2.1)$$

час від початку впорскування до моменту, в який проводиться розрахунок:

$$\tau_{\text{а\delta}} = \frac{0.55 \cdot L_{\text{а\delta}}^2 \cdot \rho^{0.45}}{d_c \cdot U_f \cdot We^{0.21} \cdot M^{0.16}} \quad (2.2)$$

довжина струменя палива для розрахунку на початковому етапі:

$$L_i = 0.47969 \cdot d_c \cdot We^{0.39} \cdot M^{0.026} \cdot \rho^{-0.22} \cdot \gamma^{-0.333} \quad (2.3)$$

довжина струменя палива для розрахунку на основному етапі:

$$L_o = (d_c \cdot U_f \cdot We^{0.21} \cdot \frac{M^{0.16}}{0.55 \cdot \rho^{0.45}})^{0.5} \cdot \tau^{0.5} \quad (2.4)$$

кут розкриття струменя палива для розрахунку на початковому етапі:

$$\beta_i = 2 \text{Arcng}(0.103 \cdot We^{0.47} \cdot M^{-0.045} \cdot \gamma^{-0.06} \cdot \rho^{0.913}) \quad (2.5)$$

кут розкриття струменя палива для розрахунку на основному етапі:

$$\beta_o = 2 \text{Arcng}(0.03 \cdot We^{0.51} \cdot M^{-0.12} \cdot \rho^{0.92}) \quad (2.6)$$



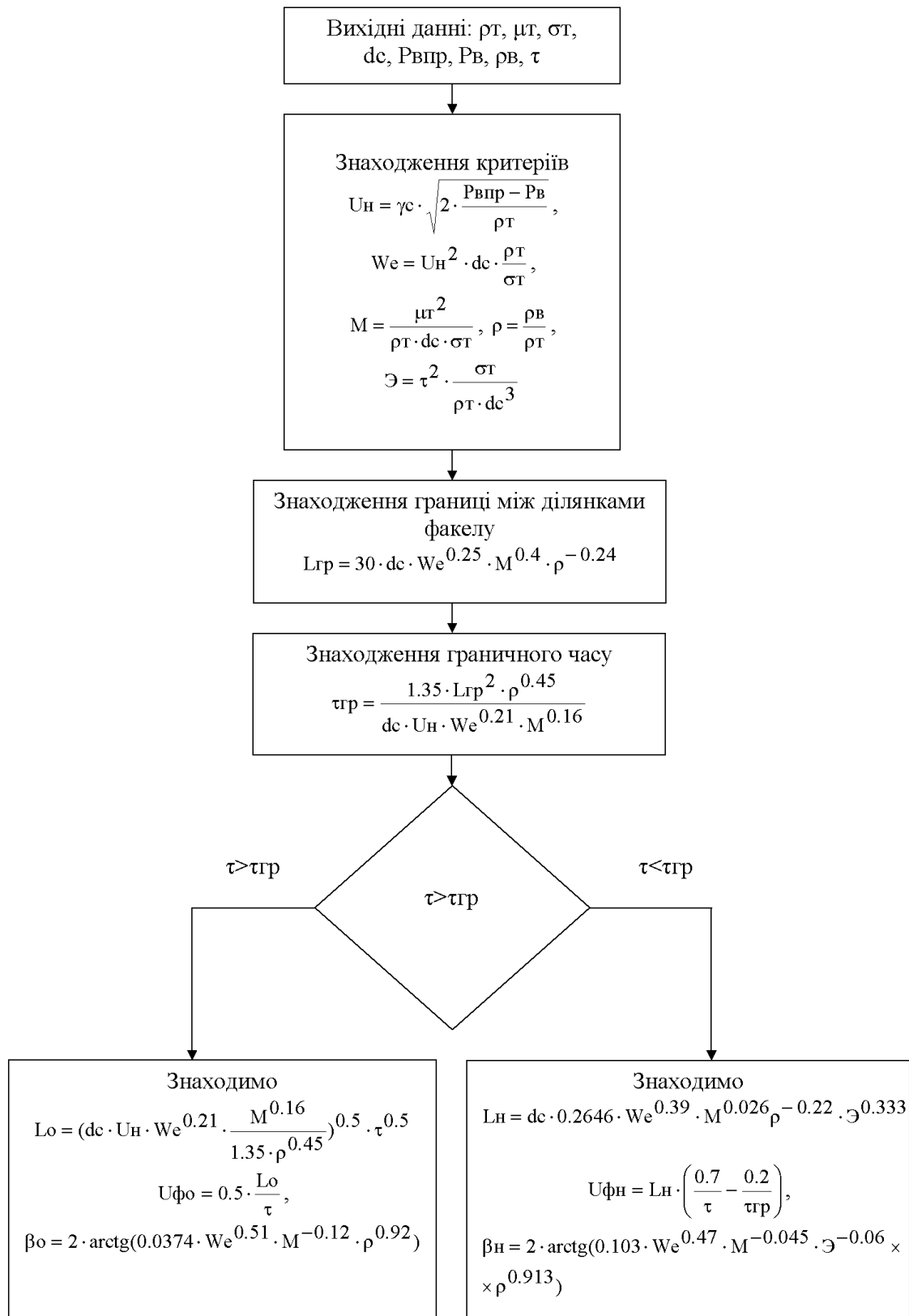


Рисунок 2.2 – Алгоритм розрахунку параметрів упорскування

За даними формулами проведемо розрахунок параметрів упорскування дизельного та біодизельного палива при тиску впорскування 25 МПа.

Вихідні дані: густина палива –  $\rho_T=833 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість палива,  $\nu_T=4.52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; коефіцієнт динамічної в'язкості знайдемо за формулою:

$$\mu_0 = 833 \cdot 4.52 \cdot 10^{-6} = 3.77 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}\cdot\text{с};$$

коефіцієнт поверхневого натягу палива –  $\sigma_T=0,028 \text{ Н/м}$ ; діаметр розпилюючого отвору сопла –  $d_c=0.2 \text{ мм}$ ; тиск впорскування –  $P_{впр}=25 \text{ МПа}$ ; тиск в середовищі, в яке відбувається впорскування –  $P_{в}=0,101 \text{ МПа}$ ; густина середовища –  $\rho_{в}=1,205 \text{ кг/м}^3$ ; час від початку впорскування до моменту, в який проводиться розрахунок –  $\tau=0.004 \text{ с}$ .

Знайдемо швидкість встановленого витоку палива з сопла за формулою:

$$U_1 = 1 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(25 - 0.101) \cdot 10^6}{833}} = 244.503 \text{ м/с}.$$

Знайдемо значення емпіричних критеріїв за формулами:

$$We = 244.503^2 \cdot 0.2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{833}{0.028} = 3.557 \cdot 10^5;$$

$$M = \frac{(3.77 \cdot 10^{-3})^2}{833 \cdot 0.2 \cdot 10^{-3} \cdot 0.028} = 3.039 \cdot 10^{-3};$$

$$\rho = \frac{0.101}{833} = 1.447 \cdot 10^{-3};$$

$$\dot{Y} = 0.004^2 \cdot \frac{0.028}{833 \cdot (0.2 \cdot 10^{-3})^3} = 6722.7.$$

Знайдемо межу між початковим та основним етапами руху розпиленого палива за формулою:

$$L_{\text{ад}} = 30.3 \cdot 0.2 \cdot 10^{-3} \cdot (3.557 \cdot 10^5)^{0.25} \cdot (3.039 \cdot 10^{-3})^{0.4} \cdot (1.447 \cdot 10^{-3})^{-0.24} = 0.07 \text{ м}.$$

Час, за який вершина факела досягне межі між початковим та основним етапами розвитку паливного струменя знаходимо за формулою:

$$\tau_{\text{ад}} = \frac{0.55 \cdot 0.07^2 \cdot (1.447 \cdot 10^{-3})^{0.45}}{0.2 \cdot 10^{-3} \cdot 244.503 \cdot (3.557 \cdot 10^5)^{0.21} \cdot (3.039 \cdot 10^{-3})^{0.16}} = 0.501 \cdot 10^{-3} \text{ с}.$$

Оскільки розрахунковий час  $\tau$  більший за  $\tau_{\text{гр}}$  ( $0.004 > 0.501 \cdot 10^{-3}$ ), отже довжину факела, його швидкість та кут розпилю будемо знаходити за формулами:

$$L_i = (0.2 \cdot 10^{-3} \cdot 244.503 \cdot (3.557 \cdot 10^5)^{0.21} \cdot \frac{(3.039 \cdot 10^{-3})^{0.16}}{0.55 \cdot (1.447 \cdot 10^{-3})^{0.45}})^{0.5} \cdot 0.004^{0.5} = 0.198 \text{ м};$$

$$U_{\hat{i}} = 0.5 \cdot \frac{0.198}{0.004} = 24.7 \text{ м/с};$$

$$\beta_i = 2 \arctg(0.03 \cdot (3.557 \cdot 10^5)^{0.51} \cdot (3.039 \cdot 10^{-3})^{-0.12} \cdot (1.447 \cdot 10^{-3})^{0.92}) = 11.36^\circ.$$

Аналогічно проведемо розрахунок при часі впорскування  $\tau$ , що дорівнює 0.008, 0.012, 0.016, 0.02, 0.024, 0.028, 0.032, 0.036 та 0.04 секунди, а також для біодизельного пального при тиску впорскування 25 МПа. Результати розрахунку заносимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати теоретичних розрахунків параметрів упорскування дизельного та біодизельного палива форсункою від двигуна TD170F

Дизельне паливо, тиск впорскування 25 МПа											
Час, с $\cdot 10^{-3}$	0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
Довжина факелу, мм	0	197.7	279.5	342.4	395.3	442	484.2	522.9	559.1	593	625
Швидкість, м/с		24.71	17.47	14.26	12.35	11.05	10.09	9.34	8.74	8.24	7.81
Кут розпилу, град.		11.36	11.36	11.36	11.36	11.36	11.36	11.36	11.36	11.36	11.36
Біодизельне паливо, тиск впорскування 25 МПа											
Час, с $\cdot 10^{-3}$	0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
Довжина факелу, мм	0	213.2	301.5	369.2	426.4	476.7	522.2	564	603	639.3	674.1
Швидкість, м/с		26.64	18.84	15.39	13.32	11.92	10.88	10.07	9.42	8.88	8.43
Кут розпилу, град.		9.06	9.06	9.06	9.06	9.06	9.06	9.06	9.06	9.06	9.06

За результатами розрахунків побудовано графіки залежностей довжини та кута розкриття струменя палива від часу впорскування (див рис.2.4, 2.5).

### **2.3 Мета і задачі експериментальних досліджень**

Метою експериментальних досліджень є порівняння експериментальних даних роботи двигуна TD170F на дизельному та біодизельному паливі з результатами теоретичних розрахунків.

Задачі експериментальних досліджень:

- визначення параметрів упорскування дизельного та біодизельного пального форсункою випробовуваного двигуна для отримання можливості порівняння отриманих результатів з розрахунковими;
- визначення концентрації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах та димності дизельного двигуна під час його роботи на традиційному дизельному паливі, біопаливі з ріпаку та сумішах біопалива з дизельним паливом у різних співвідношеннях.

### **2.4 Визначення довжини та кута розкриття струменя палива, розпиленого форсункою від двигуна**

Для визначення довжини та кута розкриття струменя палива, розпиленого форсункою від двигуна ЯМЗ-238М2 проводився експеримент. На стенді для перевірки форсунок 1 встановили дану форсунку 3 (рисунок 2.3). За допомогою манометра 2 контролювався тиск упорскування. Оскільки розпилювач форсунки має чотири отвори, то для отримання одного струменя на розпилювач наділи екран 4, що має один виріз, який встановили навпроти одного з отворів розпилювача.

Упорскування відбувалося як дизельним так і біодизельним паливом при тиску упорскування 25 МПа. Для цього в паливний бачок наливалось дизельне паливо. Необхідно зробити 20-30 качків для видалення залишків повітря. Збоку від форсунки на певній відстані встановлювався цифровий фотоапарат, налаштований на відеозйомку в спортивному режимі (60 кадрів за секунду).

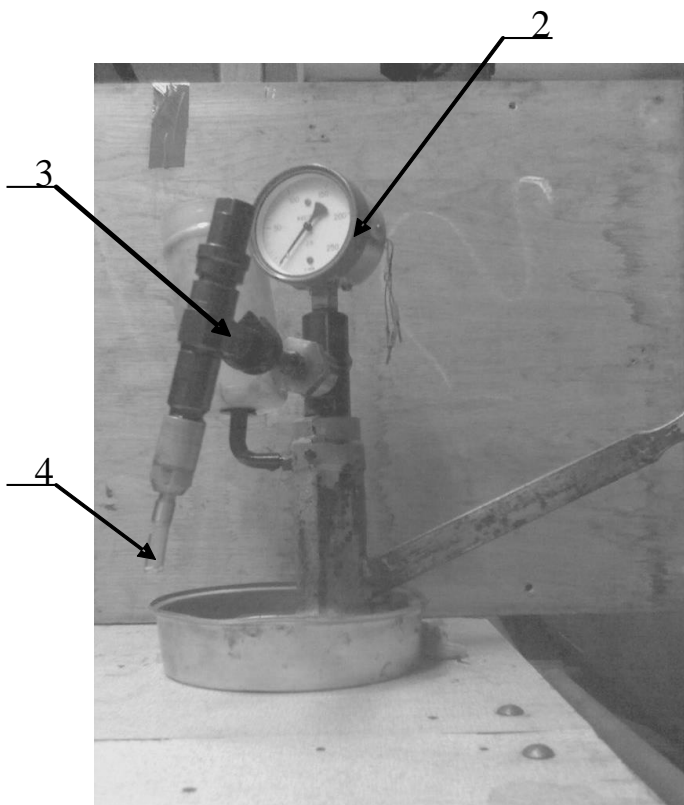


Рисунок 2.3 - Стенд для випробування форсунок

Умикався фотоапарат і робилося 20-30 впорскувань. Не змінюючи регулювання форсунки, замінювалося паливо в бачку і знову проводилася зйомка впорскування вже біодизельного палива.

Отримані відеофайли розбивалися на кадри. На отриманих кадрах за допомогою графічного редактора КОМПАС-3D V10 визначалися довжина та кут розкриття струменя палива. Отримані дані заносимо в таблицю 2.3. Приклади покадрової зйомки процесів упорскування палива

наведені у додатку А.

Таблиця 2.3 – Експериментальні дані параметрів упорскування дизельного і біодизельного палива форсункою від двигуна TD170F

Дизельне паливо, тиск впорскування 25 МПа											
Час, с $\cdot 10^{-3}$	0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
Довжина, мм	0	–	–	342.5	–	432.4	480.6	522.6	550.3	599	–
Кут розкриття, град	–	–	–	12.35	–	9.81	11.58	12.37	12.51	10.96	–
Біодизельне паливо, тиск впорскування 25 МПа											
Час, с $\cdot 10^{-3}$	0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
Довжина, мм	0	–	295.1	–	431.6	472.1	519	564.1	609.8	631.2	672.8
Кут розкриття, град	–	–	8.92	–	9.15	8.33	10.08	9.61	8.72	8.88	10.02

*\*Примітка: у таблицю внесені лише дані тих кадрів, що були сфотографовані саме в такі моменти часу: 4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32, 36, 40  $\text{с} \cdot 10^{-3}$  від початку впорскування.*

На рис. 2.4, 2.5 зображено залежності довжини факелу та кута розкриття струменю розпиленого палива від часу

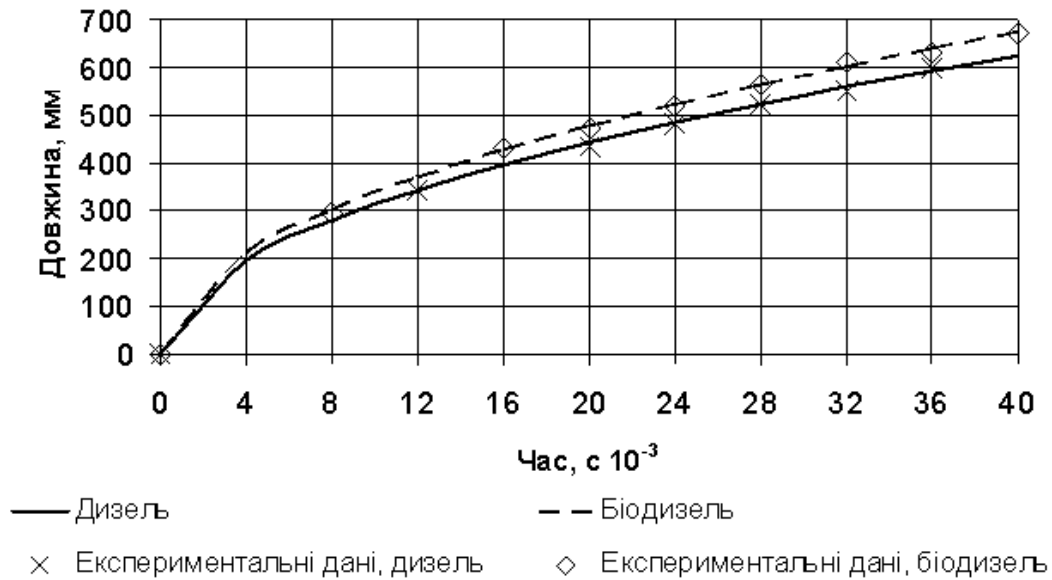


Рисунок 2.4 – Залежності довжини факелу від часу при тиску впорскування 25 МПа

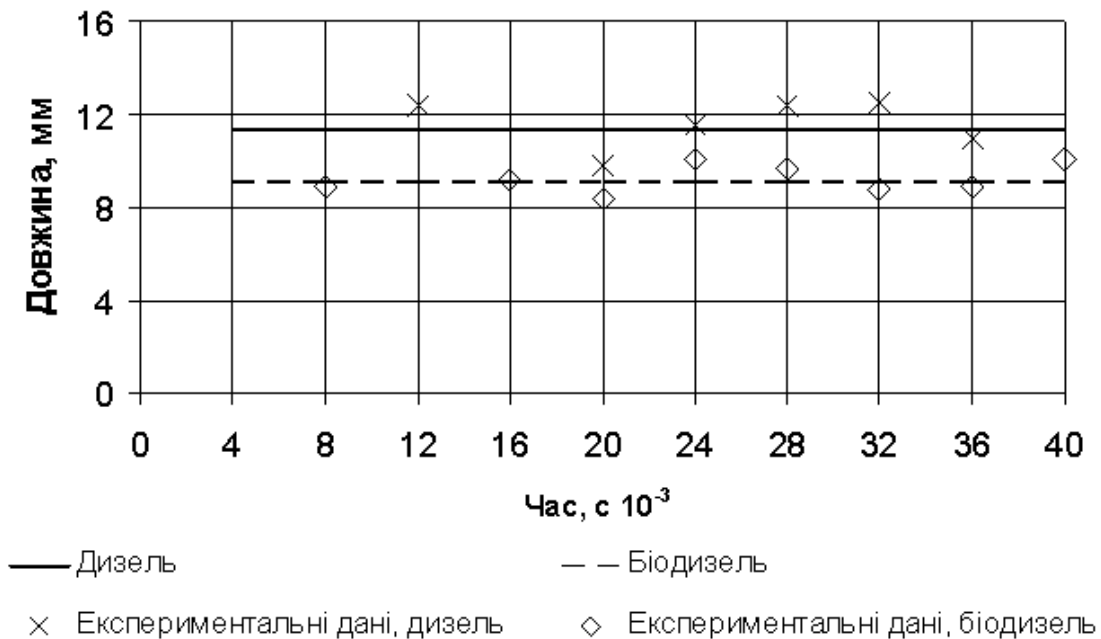


Рисунок 2.5 – Залежності кута розкриття факелу від часу при тиску впорскування 25 МПа

З аналізу отриманих даних видно, що для форсунки двигуна TD170F при тиску впорскування 25 МПа довжина струменя біодизельного палива більша на 42,26 мм (8.26%), а кут розкриття менший на 2,32 (19.93%) у порівнянні зі струменем дизельного палива.

## 2.5 Експериментальні дослідження параметрів роботи дизельного двигуна TD170F

Для визначення параметрів роботи дизельного двигуна TD170F на дизельному паливі та біопаливі, підігрітому перед упрорскуванням, проводився експеримент на дизель-генераторній установці, рис. 2.6, що складається з двигуна TD170F (1), та електричного генератора DG3LE (2).

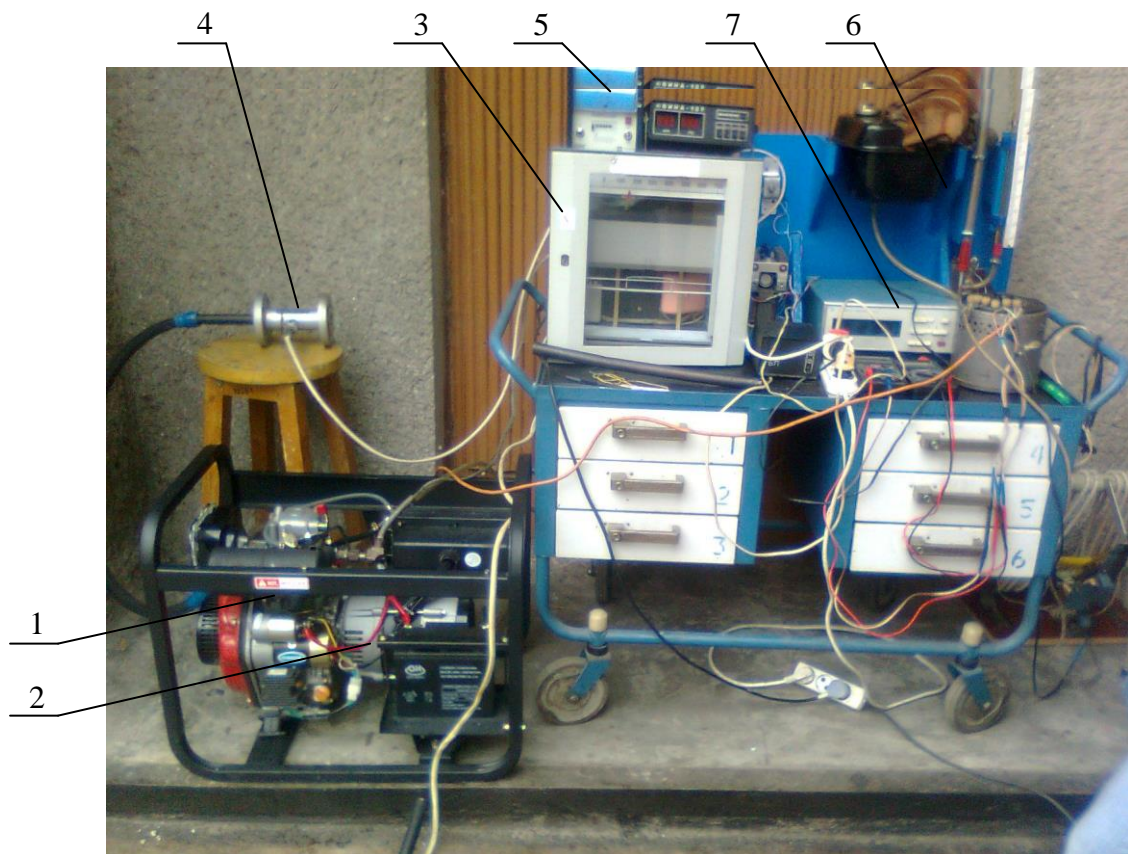


Рисунок 2.6 – Експериментальна установка

Електричний генератор DG3LE використовувався як навантажувальний. Це однофазна електрична машина, максимальна потужність якої 2 кВт при 3600 об/хв,

максимальна напруга 230 В, частота струму 60 Гц. ККД генератора, що дорівнює  $\eta_r=0,8$ . Для навантаження генератора використовуються навантажувальні резистори загальною потужністю 2 кВт і опором 24 Ом.

Під час проведення експерименту вимірювалися сила струму та напруга на клеммах генератора, температура відпрацьованих газів, витрата повітря, об'ємна витрата палива, оптична димність відпрацьованих газів, концентрація шкідливих компонентів у ВГ. Сила струму та напруга на клеммах генератора вимірювалися за допомогою амперметра та вольтметра. Температура відпрацьованих газів вимірювалася за допомогою хромель-копелевої термопари, встановленої в випускному колекторі двигуна, та приладу КСП-4 (3). Витрата повітря вимірювалася турбінним витратоміром "Турбоквант", позиція 4, і індикатором TQI-024, позиція 5. Об'ємна витрата палива вимірювалася за допомогою витратоміра (6) та цифрового тахометра (7). Оптична димність вимірювалася за допомогою переносного вимірювача непрозорості відпрацьованих газів ІНА-109. Для вимірювання концентрацій CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> та NO<sub>x</sub> у відпрацьованих газах у випускному трубопроводі встановлювалися відбірні трубки. Концентрацію CO та C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> у відпрацьованих газах визначали за допомогою газоаналізатора ГИАМ – 23.

Для підігріву біопалива перед впорскуванням між ПНВТ двигуна та витратоміром встановлювався підігрівач і термопара для контролю температури палива. Під час проведення експерименту до двигуна підключалися вимірювальні прилади, запускався і прогрівався двигун. Після прогріву знімалися показники по черзі на чотирьох режимах навантаження. На кожному з режимів проводилося по чотири заміри витрати палива, повітря, знімалися показники амперметра та вольтметра, фіксувалася температура відпрацьованих газів та бралися відбори відпрацьованих газів, для яких пізніше визначалася концентрація CO, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>.



## 2.6 Аналіз результатів експериментальних даних роботи дизельного двигуна TD170F

За результатами експериментальних випробувань визначалися ефективна потужність, ефективна питома витрата палива, годинна витрата палива та ефективний ККД двигуна.

Так ефективний ККД двигуна визначався за формулою:

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot Q_1} \cdot 10^3 \cdot 100\% , \quad (2.7)$$

При роботі двигуна на дизельному паливі на першому режимі навантаження, першій спробі:

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{665.95 \cdot 42500} \cdot 100\% = 12.7\%$$

Аналогічно розраховувався ефективний ККД двигуна й для інших значень.

За результатами експериментальних досліджень побудовані залежності витрати палива від навантаження і залежності концентрації шкідливих компонентів у ВГ від навантаження ( рис 2.7-2.12).

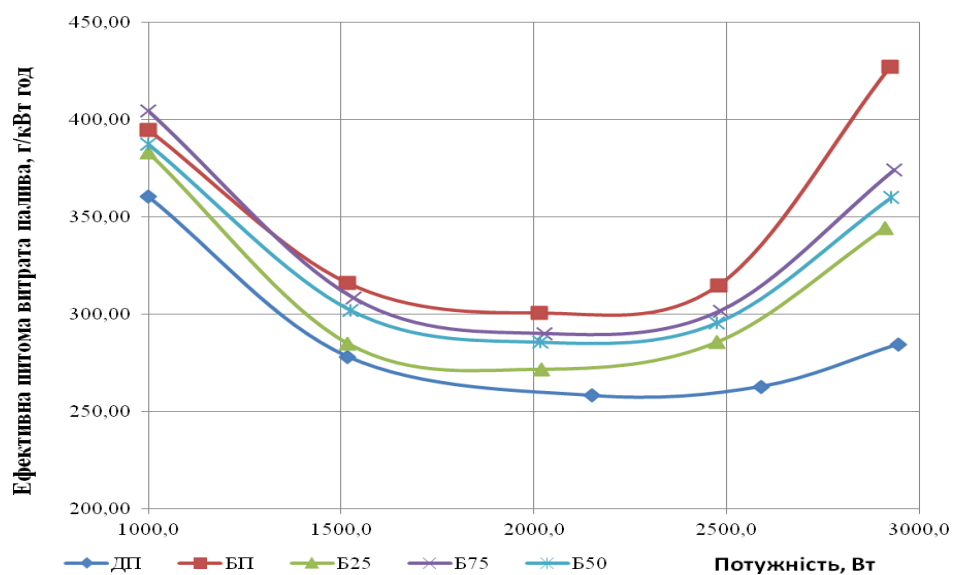


Рисунок 2.7 - Залежність ефективної питомої витрати палива від навантаження.

З аналізу графіка залежності ефективної питомої витрати палива від потужності двигуна видно, що при роботі двигуна на БП питома ефективна витрата палива збільшується порівняно з ДП у середньому на 12%. При збільшенні навантаження двигуна розбіжність в значеннях питомої витрати палива дещо збільшується, але характер зміни кривих однаковий.

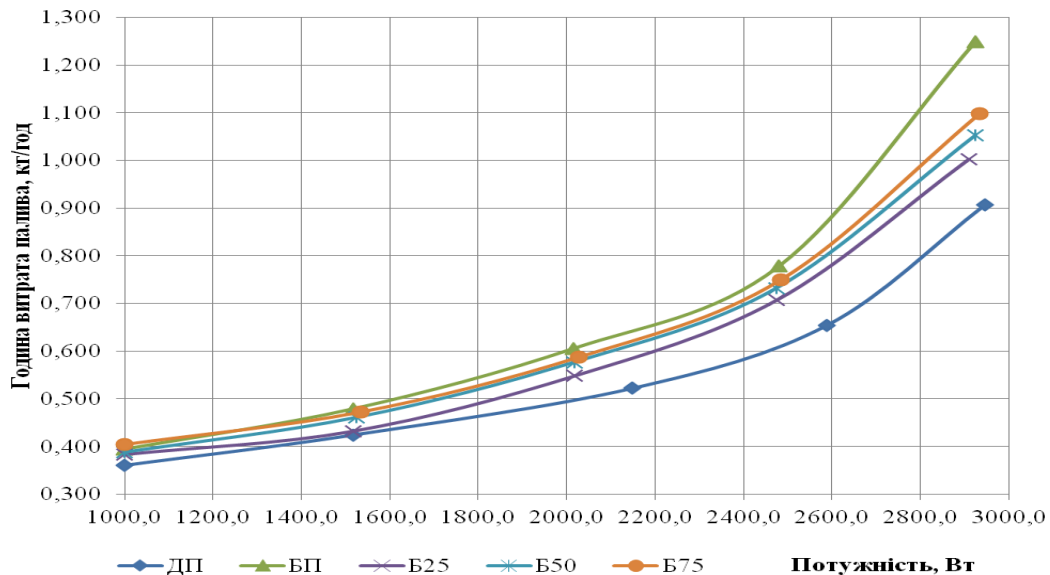


Рисунок 2.8 - Залежність годинної витрати палива від навантаження.

З аналізу графіка залежності ефективної годинної витрати палива від потужності двигуна видно, що при роботі двигуна на БП ефективна годинна витрата палива збільшується порівняно з ДП у середньому на 11%. При збільшенні навантаження двигуна ця розбіжність зростає.

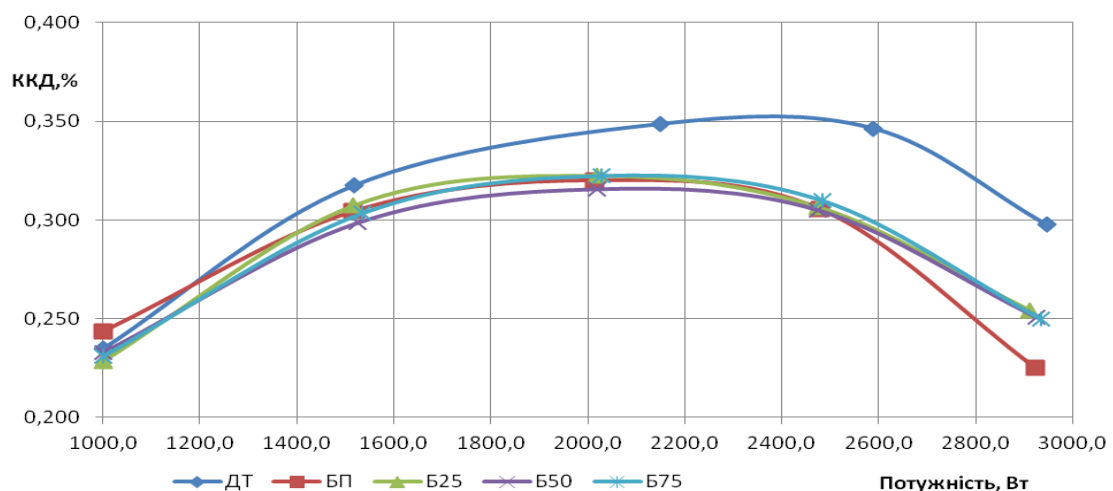


Рисунок 2.9 - Залежність ККД від навантаження двигуна.

З аналізу графіка залежності ККД від потужності двигуна видно, що при роботі двигуна на біопаливі ККД зменшується порівняно з ДП. При збільшенні навантаження двигуна розбіжність в значеннях ККД дещо збільшується, але характер зміни кривих однаковий.

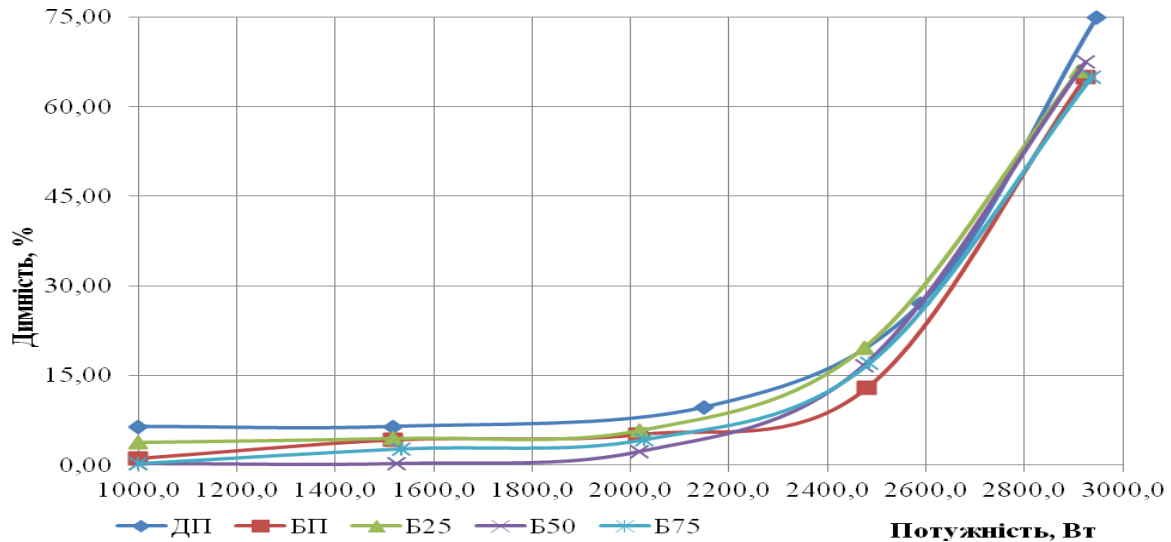


Рисунок 2.10 - Залежність димності двигуна від навантаження.

З аналізу графіка залежності димності двигуна від навантаження видно, що при роботі двигуна на БП викиди в атмосферу менше чим при роботі на ДП у межах від 5 до 16% залежно від режиму роботи двигуна. Зменшення димності відпрацьованих газів відбувається завдяки наявності атомарного кисню і більш повному згорянні вуглецю.

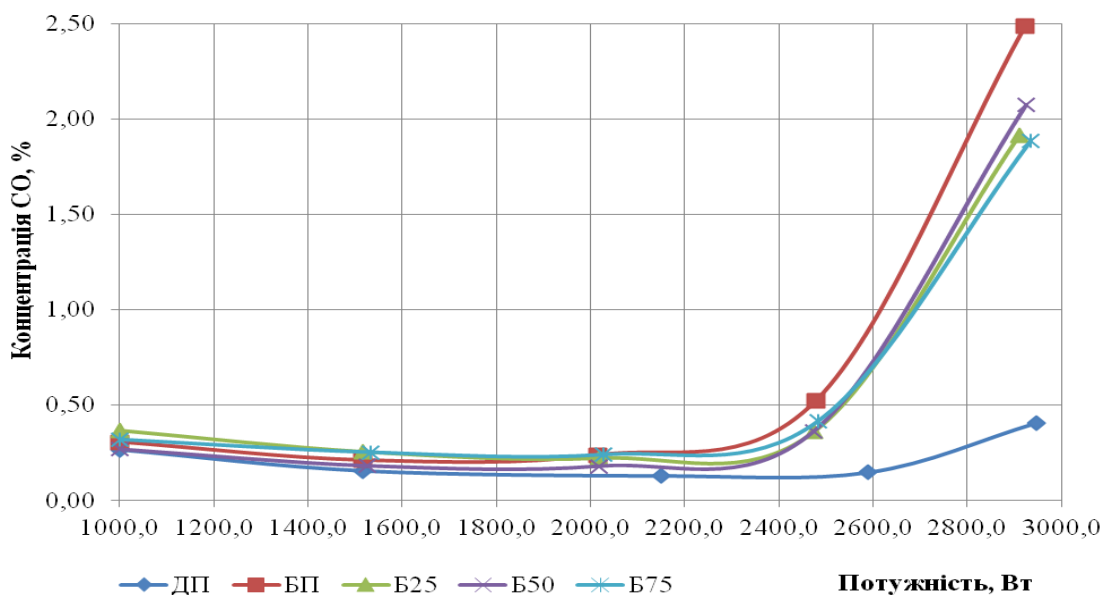


Рисунок 2.11 - Залежність концентрації CO двигуна від навантаження.

Різниця концентрації викидів  $\text{CH}$  і  $\text{NO}_x$  під час експериментальних досліджень не перевищувала похибку вимірювальних приладів тому це потребує додаткових досліджень.

За результатами розрахунків побудовано графік залежності ККД двигуна при роботі на біопаливі від температури перед упорскуванням, рис. 2.12.

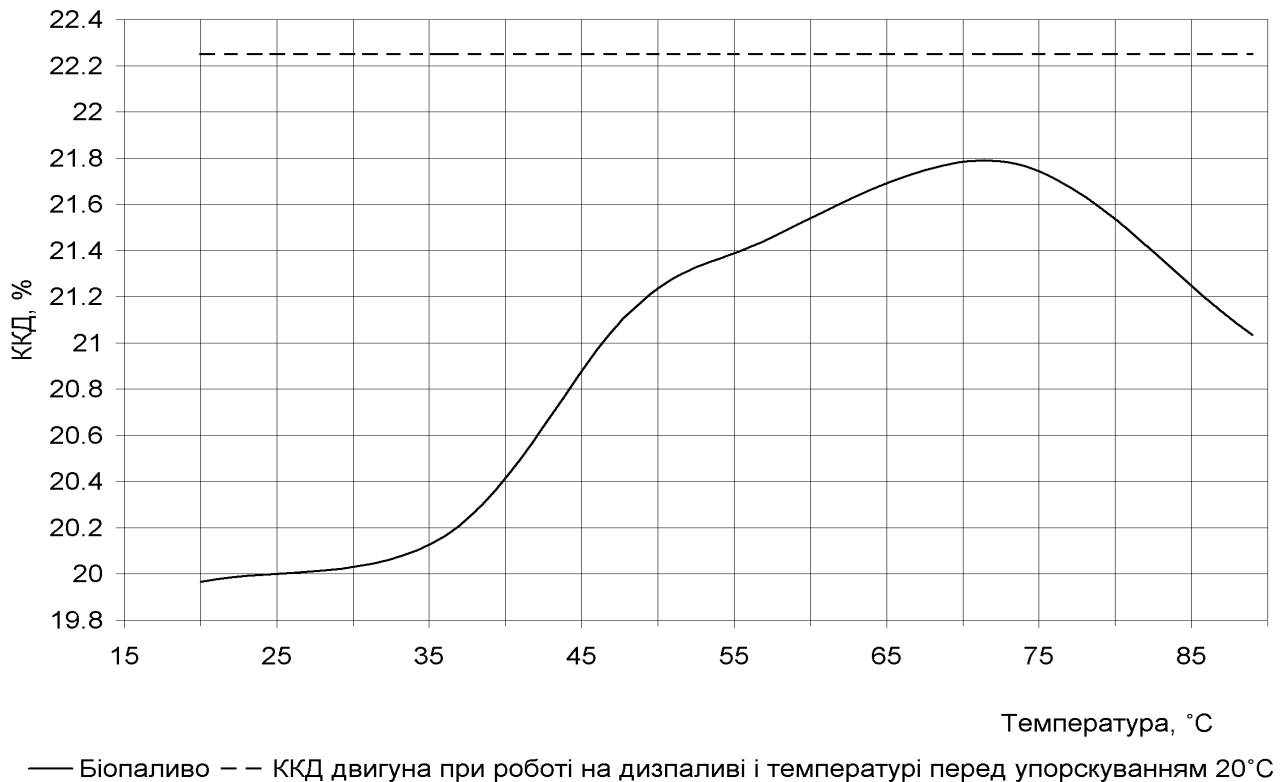


Рисунок 2.12 – Залежність ККД двигуна від температури впорскування біопалива

З аналізу рис. 2.12 випливає, що під час підігріву біопалива перед упорскуванням ККД двигуна спочатку зростає, а потім знижується. Максимальний ККД спостерігається при температурі підігріву палива 72-73°C і становить  $\eta_e=21.8\%$ . Різниця ККД при температурі перед впорскуванням 20°C і 73°C становить 1,8%. Різниця ККД між роботою двигуна на дизельному паливі при температурі перед упорскуванням 20°C, і роботі на біодизельному паливі при температурі перед упорскуванням 73°C становить 0,45%.

## ВИСНОВКИ

1. Під час роботи дизельного двигуна з безпосереднім упорскуванням на біодизельному паливі спостерігається зниження ефективного ККД за різними джерелами від 0 до 5%, та збільшення ефективної витрати палива до 20% у порівнянні з його роботою на традиційному дизельному паливі. Разом з цим викиди шкідливих компонентів, зокрема  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$  та твердих часток (сажі) зменшуються.

2. Експериментальними дослідженнями встановлено, що маючи більшу густину, в'язкість та коефіцієнт поверхневого натягу при впорскуванні в атмосферне середовище факел біодизельного пального має більшу довжину приблизно на 8% і менший кут розкриття приблизно на 20%, у порівнянні з дизельним паливом, чим погіршується сумішоутворення і збільшуються викиди шкідливих компонентів.

3. Одним із шляхів наближення параметрів упорскування біодизеля до традиційного дизельного палива є його підігрів. За рахунок цього зменшується густина, в'язкість та коефіцієнт поверхневого натягу. Температура, до якої потрібно підігрівати біопаливо по теоретичним розрахункам знаходиться в межах від 55 до 75 °C.

4 Для експериментальної установки на базі двигуна TD170F, при роботі на біопаливі, найбільше значення ККД досягається при температурі палива перед упорскуванням 72-73 °C і становить  $\eta_e=21.8\%$ , що більше на 1.8% у порівнянні з ККД на тому ж біопаливі при температурі перед упорскуванням 20°C і менше на 0.45% у порівнянні з ККД на дизельному паливі при температурі упорскування 20°C.

5. Покращення показників техногенної безпеки дизельного двигуна засвідчується зменшенням димності відпрацьованих газів у межах від 5 до 16% при роботі двигуна на біопаливі у порівнянні з традиційним дизельним паливом.

6. Потенціал подальшого покращення роботи дизельного двигуна полягає у підігрів палива перед упорскуванням до 73°C. Це дає змогу підвищити ККД двигуна і зменшити шкідливі викиди.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Канило П.М., Бей И.С., Ровенский А.И. Автомобиль и окружающая среда. – Х.: Прапор, 2000. – 304с.
2. Державний комітет статистики України. Статистичний щорічник України Держкомстат України, 1998-2017 <http://www.ukrstat.gov.ua>
3. Державний комітет статистики України. Статистичний щорічник України за 2017 рік. – Київ: Видавництво «Консультант», 2018 за редакцією О.Г. Осауленка.
4. Девянин С. Н., Марков В. А., Семёнов В. Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
5. В. В. Біліченко, к. т. н., доц.; М. М. Друкований. Випробування дизельних двигунів під час роботи на біопальному. // Вісник Вінницького політехнічного інституту, 2007, № 4, 153-155 с.
6. Трусов В. И., Рябкин Л. М. Исследование влияния характеристик впрыска на тонкость распыливания топлива форсунками закрытого типа.// Автотракторные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968 – 330 с.
7. Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э.Баумана, 2000. — 296 с.
8. Иващенко Н.А. Перспективные силовые установки с двигателями внутреннего сгорания – Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения.— М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — С. 171-179.
9. Химия жиров, Б.Н. Тютюнников, З.И. Бухштаб, Ф.Ф. Гладкий и др. — М.: Колос, 1992. — 448 с.
10. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа Изд. при Харьк. ун-те 1980. – 169с.
11. Ф.И. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич. Автомобильные двигатели. – Х.: Прапор, 2001. – 305с.

**Додаток А. Покадрова зйомка процесу впорскування палива:**

