

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

БУРЛАКА СЕРГІЙ АНДРІЙОВИЧ

УДК 629.113.52

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАШИННИХ
АГРЕГАТІВ ПРИ РОБОТІ НА СУМІШІ ПАЛИВ

13 – механічна інженерія

133 – галузеве машинобудування

Дисертація на здобуття ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень, використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ С.А. Бурлака

Науковий керівник

Гулько Ірина Василівна

кандидат техн. наук, доцент

Вінниця – 2021

АНОТАЦІЯ

Бурлака С.А. «Підвищення ефективності використання машинних агрегатів при роботі на суміші палив». – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 133-галузеве машинобудування. Вінницький національний аграрний університет, Вінниця, 2021.

Дана робота стосується актуальної науково-технічної проблеми підвищення ефективності використання машинних агрегатів при роботі на суміші палив. Одним з найбільш перспективних альтернативних видів палива є біопалива, застосування якого дозволить скоротити споживання нафтового палива і зменшити кількість агресивних викидів в атмосферу. Широке застосування нового виду палива неможливе без проведення всебічного, комплексного аналізу з вивчення впливу значень показників біопалива на надійність роботи елементів паливної апаратури. А це в свою чергу впливає на техніко-економічні та експлуатаційні показники двигуна внутрішнього згоряння.

У вступі обґрунтовано актуальність дослідження, наведено зв'язок роботи з науково-дослідною темою, поставлено мету та визначено завдання дослідження, об'єкт та предмет дослідження, наведено перелік методів дослідження, що застосовувались для досягнення мети дисертаційної роботи. Сформульовано наукову новизну, практичне значення отриманих результатів та особистий творчий внесок здобувача. Подано відомості щодо апробації та опублікування результатів дослідження.

У першому розділі зроблено огляд літературних джерел з питань використання модернізованих систем живлення та пристроїв для роботи на біопаливі та його сумішах, досліджено вплив паливних сумішей на роботу енергетичного агрегату та проаналізована математична модель розрахунку індикаторних показників двигуна Лишевського О.С. та уточнена професором Разлейцевим М.Ф.

У другому розділі наведена удосконалена система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші, розроблено змішувач для забезпечення машинного агрегату сумішевим паливом, обґрунтуванні режими роботи машинно-тракторного агрегату (МТА), розроблено фізико-математичну модель роботи МТА. Розроблена методика розрахунку нерозривності потоків робочої рідини на характерних ділянках удосконаленої системи живлення з визначенням витрат Q та тисків P на всіх ключових ланках системи та взаємозв'язок з техніко-економічними показниками двигуна. Розроблена методика побудови зовнішньої швидкісної характеристики, що знаходиться з індикаторної діаграми та впливає на ефективні показники N_e –потужність, G_f – годинну витрату палива, g_e –питому витрату двигуна та технологічні W - продуктивність, з урахуванням коефіцієнта суміші α . Визначені критерії оптимізації роботи машинного агрегату від вмісту біопалива.

У третьому розділі наведено програму та методику визначення роботи машинно-тракторного агрегату з використанням біопалива та його сумішей. Розроблено алгоритм функціонування машинно-тракторного агрегату з використанням сумішевого палива для забезпечення ефективної роботи з урахуванням навантажувально-швидкісних характеристик та режимів роботи. Проведено оптимізацію геометричних параметрів ротора Савоніуса розробленого змішувача з метою досягнення найбільш доцільного конструктивного рішення. Запропоновано багаторівневий експеримент та вибрано два незалежних фактори – навантаження двигуна (зусилля силовимірjuвального механізму P , кг) та вид палива, а для отримання тягової характеристики трактора запропоновано повнофакторний багаторівневий експеримент, з трьома незалежними факторами: передаточне число коробки передач (з урахуванням понижуючого редуктора), глибина обробітку та вид застосовуваного палива.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних індикаторних та тягових характеристик МТА при виконанні операції оранки та

визначення впливу біопалива і його сумішей на ефективні показники роботи дизельного двигуна, зміни кута впорскування палива в залежності від фізико-хімічних властивостей палив та досліджень режимів роботи машинно-тракторного агрегату при роботі на суміші палив. Перевірка адекватності математичної моделі підтверджує ефективність використання сумішевого палива з вмістом біокомпонента до 50%. При збільшенні спостерігається погіршення техніко-економічних показників. Встановлено, що до 30% біопалива у суміші робота досліджуваного дизельного двигуна не погіршується при змінній навантаженні та швидкісних режимах. Дослідження параметрів паливоподачі показав, що діаметр краплі при використанні ріпакової олії збільшився на 9%, кут впорскування зменшився на 9%, а на стінки камери згорання при використанні дизельного пального потрапляє лише 59% палива, а при застосуванні ріпакової олії 79%, що призводить до порушення процесів сумішоутворення. Тому використання системи живлення зі змішувачем забезпечує роботу двигуна та отриманням навантажувально-швидкісних характеристик, що відповідають використанню дизельного палива.

Визначено різницю відкриття дроселя подачі ДП та БП, що відповідає необхідному відсотковому співвідношенню. Даний показник впливає на техніко-економічні показники двигуна, збільшення вмісту рослинного палива, спричиняє збільшення питомої витрати палива, так при $\Delta S = 0,5$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $g_e = 267$ г/(кВт год), крутний момент при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 9,9% більший порівняно з 95%ДП/5%БП, а економія палива при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 3,9% менша порівняно з 95%ДП/5%БП. Потужність при збільшенні вмісту біопалива до 95% падає на 10%.

За допомогою розробленої методики та проведеного за нею експерименту, визначено взаємозв'язок факторів, які впливають на роботу МТА який представлено у вигляді рівнянь регресії, що дало можливість вибрати передаточне число коробки передач та кількість плужних корпусів залежно від умов та ефективності роботи орного машинно-тракторного

агрегату з використанням суміші палив. За отриманими рівняннями побудовані поверхні відгуків критеріїв оптимізації: технологічного критерію (питома витрата палива g_e), критерію ефективності (продуктивність W) та економічного критерію (погектарна витрата палива). Комплексний критерій оптимізації A_{Σ} , що оцінює вплив всіх трьох критеріїв, має становити для дизельного палива не більше 0,659, для Б20 – 0,812 для Б50 – 1,064 і для біопалива 2,87. Нерівномірність обертання модернізованого двигуна збільшується на холостому ходу по мірі збільшення частоти обертання (від 13,7 до 39%). Це пояснюється збільшенням дії інерційних сил невраїнованих мас. Нерівномірність збільшується також по мірі збільшення навантаження (від 6,0 до 10,1%). Це пояснюється збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрах двигуна внаслідок збільшення циклової подачі палива.

Встановлено, що основними діагностичними показниками є параметри паливоподачі та індикаторні характеристики. Особливо важливу роль вони відіграють при перехідних процесах або різких змінах навантаження.

У п'ятому розділі визначена економічна обґрунтованість виготовлення змішувача та термін окупності удосконаленої система живлення та змішувача.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

- встановлено вплив біопалива та його сумішей на техніко-економічні показники машинного агрегату;
- розроблено систему змішування ДП та БП палив зі змішувачем та електронним керуванням, чутливу до навантажувально-швидкісних режимів роботи МТА для отримання суміші різного відсоткового співвідношення;
- вирішена задача оптимізації режимних параметрів роботи машинно-тракторного агрегату за рахунок регулювання відсоткового складу сумішевого палива;

Отримали подальший розвиток:

- визначення режимів функціонування машинного агрегату в залежності від співвідношення компонентів біопалива;

– обґрунтування теоретичних залежностей конструктивно-режимних параметрів системи змішування для приготування біопаливної суміші та підвищення ефективності функціонування машинних агрегатів.

Удосконалено:

– систему живлення дизельного двигуна з електронним регулювання складу палива.

- систему змішування дизельного двигуна для роботи на суміші палив з дроселями для регулювання складу дозованої паливної суміші;

- змішувач біопаливної суміші з використанням ротора Савоніуса на базі фільтра тонкої очистки двигуна Д-240.

Практичне значення одержаних результатів досліджень, теоретичних узагальнень та розробок, полягає у вирішенні проблем, які мають важливе прикладне значення. Результати дослідження впливу паливних сумішей на ефективність роботи машинних агрегатів дозволяють максимально збільшити вміст біопалива у суміші зі збереженням техніко-економічних показників для виконання технологічної операції оранки. Розроблена система живлення та змішувач дозволяють з мінімальними затратами на переобладнання використовувати біопаливо як в чистому так і у вигляді сумішей палива зі збереженням всіх енергетичних показників машинного агрегату.

Ключові слова: машинний агрегат, ефективність, оптимізація, індикаторні показники, сумішевий коефіцієнт, система живлення, змішувач, біопаливо, дизельний двигун, суміш, трактор.

ABSTRACT

Burlaka S.A. «Increasing the efficiency of using machine units when working on a fuel mixture». Qualification scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis on obtaining a scientific degree of the candidate of technical sciences (doctor of philosophy) on the specialty 133 – mechanical engineering. Vinnytsia National Agrarian University, Vinnytsia, 2021.

This work concerns the relevant scientific and technical problem of improving the efficiency of machine units while working with a mixture of fuels. One of the most promising alternative fuels is biofuels, the use of which will reduce the consumption of petroleum fuels and diminish the amount of aggressive emissions into the atmosphere. The widespread use of a new type of fuel is impossible without a comprehensive, complete analysis in studying the impact of the values of biofuels on the reliability of the elements of the fuel equipment. In turn this affects the technical, economic and operational performance of the internal combustion engine.

In the introduction the relevance of the study substantiates, connects the work with the research topic, sets the goal and objectives of the study, object and subject of research, lists the research methods used to achieve the goal of the dissertation. The scientific novelty, practical significance of the obtained results and personal creative contribution of the applicant are formulated. Information on approbation and publication of research results is given.

The first part reviews the literature on the use of modernized power systems and devices for biofuel and its mixtures, the impact of fuel mixtures on the operation of the power unit and analysed the mathematical model for calculating the indicators of the engine Lyshevskiy O.S. and specified by professor Razleytsev M.F.

The second part reveals the improved diesel engine power system with electronic control of the composition of the metered fuel mixture, developed a mixer to provide the machine unit with mixed fuel, substantiation of the modes of operation of the machine-tractor unit (MTU), and developed a physical and mathematical model of MTA. A method for calculating the continuity of working fluid flows in the characteristic areas of the advanced power supply system with the definition of the

flow Q and pressures P at all key parts of the system and the relationship with the technical and economic performance of the engine. The method for constructing an external speed characteristic within the indicator diagram and influencing the effective indicators N_e – power, G_r – hourly fuel consumption, g_e – specific engine consumption and technological W – productivity, taking into account the mixture coefficient α . Criteria for optimizing the operation of the machine unit from the biofuel content have been determined.

The third part presents the program and methods for determining the operation of the machine-tractor unit using biofuels and their mixtures. An algorithm for the operation of the machine-tractor unit using mixed fuel to ensure efficient operation, taking into account the load-speed characteristics and operating modes. The geometrical parameters of the Savonius rotor of the developed mixer have been optimized in order to achieve the most expedient design solution. A multilevel experiment is proposed and two independent factors are chosen - engine load (force of the power measuring mechanism P , kg) and type of fuel, and a full-factor multilevel experiment is proposed to obtain the traction characteristic of the tractor, with three independent factors: gear ratio, depth of cultivation and type of fuel used.

The fourth part presents the results of experimental indicator and traction characteristics of MTU in plowing and determining the effect of biofuel and its mixtures on the efficiency of the diesel engine, changes in fuel injection angle depending on the physicochemical properties of fuels and studies of machine-tractor unit at work on a mixture of fuels. Checking the adequacy of the mathematical model confirms the efficiency of mixed fuel with a bio-component content of up to 50%. With increasing the deterioration of technical and economic indicators takes place. It is established that up to 30% of biofuel in the mixture the performance of the studied diesel engine does not deteriorate when changing the load and speed. The study of fuel supply parameters showed that the diameter of the drop when using rapeseed oil increased by 9%, the injection angle decreased by 9%, and the walls of the combustion chamber when using diesel fuel gets only 59% of fuel, and when using rapeseed oil 79%, which leads to violation of mixing processes. Therefore, the use of

a power supply system with a mixer ensures the operation of the engine and obtaining load-speed characteristics that correspond to the use of diesel fuel.

The difference between the opening of the supply throttle DP and BP, which corresponds to the required percentage. This indicator affects the technical and economic performance of the engine, increasing the content of vegetable fuel, causes an increase in specific fuel consumption, so at $\Delta S = 0.5$, which corresponds to a ratio of 5% DP / 95% BP $g_e = 267 \text{ g / (kWh)}$, torque when working on mixed fuel 5% DP / 95% PSU is 9.9% higher compared to 95% DP / 5% BP, and fuel savings when working on mixed fuel 5% DP / 95% BP by 3.9% less compared to 95% DP / 5% BP. Power increases with biofuel content to 95% by 10%.

With the help of the developed technique and the experiment conducted on it, the interrelation of factors influencing the work of MTU is determined, which is presented in the form of regression equations, which allowed to choose the gear ratio and the number of plows depending on the conditions and efficiency of plowing. unit using a mixture of fuels. According to the obtained equations, the response surfaces of the optimization criteria are constructed: technological criterion (specific fuel consumption g_e), efficiency criterion (productivity W) and economic criterion (per hectare fuel consumption). The complex optimization criterion A_u , which evaluates the impact of all three criteria, should be no more than 0.659 for diesel fuel, 0.812 for B20, 1.064 for B50 and 2.87 for biofuel. The uneven rotation of the upgraded engine increases at idle as the speed increases (from 13.7 to 39%). This is due to the increase in the action of inertial forces of unbalanced masses. The unevenness also increases as the load increases (from 6.0 to 10.1%). This is due to the increase in the average effective pressure in the engine cylinders due to the increase in the cyclic fuel supply.

It is established that the main diagnostic indicators are fuel supply parameters and indicator characteristics. They play a particularly important role in transients or sudden changes in load.

The fifth section defines the economic feasibility of manufacturing a faucet and the payback period of an advanced power supply and faucet system.

Scientific novelty of the obtained results.

For the first time:

- the influence of biofuel and its mixtures on technical and economic indicators of the machine unit is established;
- developed a system of mixing DP and BP fuels with a mixer and electronic control, sensitive to the load-speed modes of operation of the MTU to obtain a mixture of different percentages;
- solved the problem of optimizing the operating parameters of the machine-tractor unit by adjusting the percentage of mixed fuel;

Received further development:

- determination of operating modes of the machine unit depending on the ratio of biofuel components;
- substantiation of theoretical dependences of constructive-mode parameters of mixing system for preparation of biofuel mixture and increase of efficiency of functioning of machine units.

Improved:

- diesel engine power supply system with electronic fuel composition regulation.
- mixing system of the diesel engine for work on a mix of fuels with throttles for regulation of structure of the dosed fuel mix;
- biofuel mixture mixer using Savonius rotor based on D-240 fine filter engine.

The practical significance of the obtained results of research, theoretical generalizations and developments is to solve problems that have important applied value. The results of the study of the influence of fuel mixtures on the efficiency of machine units allow maximizing the content of biofuels in the mixture while maintaining the technical and economic indicators to perform the technological operation of plowing. The developed power supply system and the mixer allow to use biofuel both in pure and in the form of mixes of fuel with the minimum expenses for re-equipment with preservation of all power indicators of the machine unit.

Key words: machine unit, efficiency, optimization, indicator number, mixture coefficient, power supply system, mixer, biofuel, diesel engine, mixture, tractor.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні результати дисертаційної роботи

1. Гунько І.В., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. № 2 (97). С.47-51.
2. Гунько І.В., Ярощук Р.О., Бурлака С.А. Вибір оптимальної методики покращення складу сумішевого біопалива з рослинних олій. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2018. № 4. С. 123–127.
3. Гунько І.В., Єленич А.П., Бурлака С.А. Оцінка екологічності нафтового палива та біопалива з використанням методології повного життєвого циклу. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2018. № 6 (267). Том 2. С. 246–249.
4. Гунько І.В., Галушак О.О. Бурлака С.А. Визначення факторів впливу біопалива на глобальні зміни клімату. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. № 3 (102). С. 90–97.
5. Галушак О.О., Бурлака С.А., Галушак Д.О., Малаков О.І. Обґрунтування впливу температури компонентів сумішевого палива на роботу двигуна. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2019. № 1 (9). С. 38–43.
6. Бурлака С.А., Явдик В.В., Єленич А.П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного двигуна. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2019. № 2 (271). С. 212–220.
6. Малаков О.І., Бурлака С.А., Михальова Ю.О. Математичне моделювання та основи конструювання вібраційних змішувачів. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2019. № 5 (277). С. 30-33.
8. Бурлака С.А. Розробка змішувача біодизельного палива та моделювання процесу змішування. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. № 1 (11). С. 11-17.

9. Гунько І.В., Бурлака С.А. Математичне моделювання роботи системи живлення дизельного двигуна працюючого на біопаливі з дросельним регулювання складу паливної суміші. *The scientific heritage*. 2020. № 50. С. 34-38.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертаційної роботи

10. Бурлака С.А. Використання екологічних показників дизельних двигунів для визначення їх технічного стану. *Сучасний рух науки: X міжнародна науково-практична інтернет-конференція*, 2-3 квітня 2020 року. Дніпро, 2020. С. 174-178.

11. Бурлака С.А. Робота двигуна Д-240 при використанні біопалива обробленого ультразвуком. *Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: VIII міжнародна науково-практична інтернет-конференція*, 14-15 квітня 2020 року. Вінниця, 2020. С. 71-74.

12. Бурлака С.А. Оцінка викидів автотранспорту на основі моделі GREET. *Наука III тисячоліття: пошуки, проблеми, перспективи розвитку: IV міжнародна науково-практична інтернет-конференція*, 22-23 квітня 2020 року. Бердянськ, 2020. С. 171-172.

13. Бурлака С.А. Вплив емульгованих палив на характеристики розпилення. *Молодь і технічний прогрес в АПВ: міжнародна науково-практична конференції «Інноваційні розробки в аграрній сфері»*, 7-8 травня 2020 року. Харків, 2020. С. 4-6.

14. Бурлака С.А. Удосконалення системи живлення дизельного двигуна для роботи на біопаливі та його сумішах. *Science, society, education: topical issues and development prospects: abstracts of VI international scientific and practical conference 10-12 may 2020*. Kharkiv, Ukraine, 2020. С. 205-212.

Наукові праці, які додатково розкривають результати дисертаційної роботи

15. Система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу суміші: Пат. 125234, МПК F02М, 37/00. № 201705789; заявл. 12.06.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. № 9. 4 с.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	16
ВСТУП	18
РОЗДІЛ 1. ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ СУМІШЕЙ ПАЛИВ	24
1.1 Аналіз систем живлення тракторних двигунів з використанням сумішей палив.....	24
1.2. Аналіз складу паливних сумішей різного відсоткового співвідношення.....	28
1.3. Вплив складу паливних сумішей на показники ефективності машинних агрегатів.....	36
1.4. Аналіз конструкцій змішувачів дизельного палива та біопалива	42
1.5. Експлуатаційні показники машинно-тракторних агрегатів.....	48
1.5.1. Дослідження зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння	48
1.5.2. Дослідження теоретичного циклу роботи двигуна.....	52
1.5.3. Дослідження процесу горіння та тепловиділення.....	57
1.6 Висновки з розділу 1.....	59
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ БІОПАЛИВА ТА ЙОГО СУМІШЕЙ.....	61
2.1. Обґрунтування системи живлення дизельного двигуна для роботи на суміші палив.....	61
2.2. Розробка математичної моделі системи живлення дизельного двигуна для роботи на суміші палив з дроселями для регулювання складу дозованої паливної суміші.....	70
2.3. Математична модель роботи дизельного двигуна з використанням суміші палив	78
2.4 Обґрунтування конструктивних параметрів змішувача палив машинного агрегату.....	85

	14
2.5. Висновки з розділу 2.....	93
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	95
3.1. Програма досліджень.....	95
3.2. Об'єкт дослідження.....	95
3.2.1. Розробка алгоритму функціонування машинно-тракторного агрегату з використання системи живлення зі змішувачем палив.....	97
3.3. Планування проведення експериментальних досліджень.....	104
3.3.1. Методика досліджень зовнішніх характеристик дизельного двигуна з використанням сумішевого палива.....	104
3.3.2. Методика лабораторно-польових випробувань дизельного двигуна з використанням сумішей біопалив.....	107
3.4. Методика лабораторно-експериментальних досліджень дизельного двигуна з використанням змішувача палив.....	108
3.4.1. Вимірювальна апаратура для стендового випробування дизельного двигуна працюючого на суміші палив.....	108
3.4.2. Визначення фізико-хімічних показників суміші біопалива та дизельного палива.....	116
3.4.3. Отримання зовнішніх регуляторних характеристик роботи дизельного двигуна на суміші палив.....	120
3.5. Методика лабораторно-польових випробувань орного машинного агрегату під час роботи з використанням суміші палив.....	122
3.5.1. Вимірювальна апаратура.....	122
3.5.2. Лабораторно-польові дослідження фізико-механічних властивостей ґрунту.....	127
3.5.3. Визначення тягового зусилля трактора у лабораторно-польових умовах.....	128
3.5.4. Визначення тягової характеристики машинного агрегату.....	130
3.5.5. Лабораторно-польове дослідження розподілу завантаження двигуна в межах регуляторної характеристики орного агрегату.....	132

	15
3.6. Висновки з 3 розділу.....	132
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	134
4.1. Перевірка адекватності моделі визначення впливу суміші палив на ефективні показники роботи дизельного двигуна.....	134
4.2 Оцінка впливу зміни кута впорскування палива в залежності від його фізико-хімічних властивостей.....	139
4.3. Встановлення взаємозв'язку техніко-економічних параметрів двигуна працюючого на суміші паливі.....	144
4.4. Визначення тягових характеристик машинно-тракторного агрегату з використанням суміші палив.....	149
4.5. Рекомендації щодо визначення діагностично-вібраційних параметрів блоку і пульсацій тиску в паливопроводі високого тиску дизеля за допомогою діагностичного стенда «Дельфін - 1М».....	156
4.6. Висновки до розділу 4.....	161
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ТА ЗМІШУВАЧА МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ	163
5.1. Економічне обґрунтування витрат на виготовлення змішувача	163
5.2. Визначення економічної ефективності удосконаленої системи живлення.....	167
5.3 Висновки з розділу 5.....	171
ВИСНОВКИ.....	172
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	176
ДОДАТКИ.....	191
Додаток А.....	192
Додаток Б.....	204
Додаток В.....	210
Додаток Г.....	215
Додаток Д.....	218

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

БП – біопаливо;

ДП – дизельне паливо;

РО – ріпакова олія;

ДД – дизельний двигун;

МА – машинний агрегат;

п.к.в. – поворот колінчастого валу;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

ПННТ – паливний насос низького тиску;

ФГО – фільтр грубої очистки;

ФТО – фільтр тонкої очистки;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ВМТ – верхня мертва точка;

НМТ – нижня мертва точка;

ЕБК – електронний блок керування;

СО – оксид вуглецю;

СО₂ – двооксид вуглецю;

С_nН_m – неканцерогенні вуглеводні;

NO_x – оксиди азоту;

РМ – тверді частинки;

С_c – концентрація сажі;

n_{БП} – вміст біопалива в суміші;

$\theta_{впр}$ – кут випередження впорскування палива;

$\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування;

φ_c – тривалість горіння суміші палив;

d₃₂ – середній діаметр крапель впорскнутого палива (діаметр Саутера);

α – коефіцієнт надлишку повітря;

T_T – температура відпрацьованих газів перед турбіною, °K;

$P_{\phi max}$ – максимальний тиск впорскування форсункою, бар;

V_h – робочий об'єм циліндра двигуна, m^3 ;

n – частота обертів колінчастого вала двигуна, xv^{-1} ;

i – кількість циліндрів двигуна;

$\tau_{\phi s}$ – тактність двигуна (число ходів поршня за один цикл);

p_m – середній тиск механічних втрат;

ν – коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми;

p_c – тиск в кінці такту стиску, MPa ;

p_z – максимальний тиск робочого циклу двигуна, MPa ;

ε – ступінь стиску двигуна;

ρ – ступінь попереднього розширення;

δ – ступінь подальшого розширення;

n_1 – показник політропи стиску;

n_2 – показник політропи розширення;

S_n – хід поршня, m ;

D – діаметр циліндра, m ;

λ_u – постійна кривошипно-шатунного механізму (відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна);

a – емпіричний коефіцієнт першого члена рівняння визначення середнього тиску механічних втрат, MPa ;

b – емпіричний коефіцієнт другого члена рівняння визначення середнього тиску механічних втрат, $MPa \cdot c / m$;

N_{ex} , N_{enom} – відповідно поточна та номінальна ефективна потужність двигуна, kW ;

n_x , n_{nom} – відповідно поточна та номінальна частота обертів колінчастого вала двигуна, xv^{-1} ;

ВСТУП

Однією з основних проблем життєзабезпечення сучасного суспільства є наявність в достатній кількості енергетичних ресурсів. Енергетичний баланс в світі формується переважно на основі трьох невідновлюваних вуглеводневих джерел енергії – це природний газ, нафта і вугілля. Використання цих джерел викликає ряд проблем: обмеженість наявних запасів, ускладнення умов видобутку і транспортування, постійне зростання цін, погіршення екологічної ситуації. Перехід на використання моторного біопалива дозволяє частково вирішувати ці проблеми.

Зменшення світових запасів нафти, отже, і продуктів її переробки, а також погіршення екологічної ситуації ставить питання про використання альтернативних видів палива для двигунів внутрішнього згоряння. Одним з таких видів палива є біопалива, застосування якого дозволить скоротити споживання нафтового палива і зменшити кількість агресивних викидів в атмосферу.

На ефективність роботи двигуна мають вплив багато параметрів палива, зокрема: густина, кінематична в'язкість, фракційний та хімічний склад. Значний вплив на якість розпилу, величину циклової подачі і на повноту згоряння мають в'язкість і густина палива.

Широке застосування нового виду палива неможливе без проведення всебічного, комплексного аналізу з вивчення впливу значень показників біопалива на надійність роботи елементів паливної апаратури. А це в свою чергу впливає на техніко-економічні та експлуатаційні показники двигуна внутрішнього згоряння.

Актуальність теми Одним із шляхів збільшення виробництва сільськогосподарської продукції є підвищення ефективності функціонування машинних агрегатів (МА). На ефективність функціонування МА впливає цілий ряд факторів, в тому числі тип і склад використовуваного палива. Змінити вплив даного чинника можна, застосовуючи альтернативні палива.

Перспективними є палива отримані з використанням рослинних олій. За властивостями вони найбільш близькі до ДП і в процесі роботи ДД зменшується викид шкідливих речовин в атмосферу. Однак рослинні олії мають ряд недоліків, усунути які можна, застосовуючи їх в суміші з дизельним паливом або за допомогою реакції етерифікації, тобто отримання метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО). В якості палива кращі показники мають суміші МЕРО (біопаливо) з ДП. Для отримання таких сумішей потрібні змішувачі. У зв'язку з цим виникає необхідність в розробці ефективного технічного засобу для отримання якісного біопалива. Частковий або повний перехід на альтернативне паливо вимагає проведення попередніх досліджень для визначення ступеня впливу нового палива на експлуатаційні характеристики ДД і режими функціонування МА, що дозволяють оцінити його якість і розробити заходи щодо адаптації сільськогосподарських тракторів до цього палива, що є в даний час актуальним завданням.

Зв'язок із науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота є наслідком досліджень основні положення та висновки якої відображені у розділах звітів, підготовлених дисертантом за відповідними науково-дослідними темами Вінницького національного аграрного університету, зокрема, у межах науково-дослідних тем:

«Забезпечення ефективності роботи двигунів внутрішнього згорання працюючих на різних видах біопалива шляхом розробки змішувача з електронним керуванням чутливим до навантажувально-швидкісних режимів» (номер державної реєстрації 0118U001423) у межах якої обґрунтовано підходи до переобладнання двигуна та його систем для роботи на біопаливі та його сумішах.

«Методика визначення потенціалу джерел відновлюваної енергії на прикладі Сандракської ГЕС у Вінницькій області» (номер державної реєстрації 0118U003689) в межах якої дисертант самостійно сформував методику визначення ефективності використання альтернативних джерел енергії.

«Дослідження роботи машинних агрегатів з метою підвищення їх ефективності з урахуванням зміни виду палив» (номер державної реєстрації 0117U006827) в межах якої встановлена ефективність використання сумішевих палив на роботу машинних агрегатів.

Метою роботи є підвищення ефективності функціонування машинних агрегатів працюючих на біопаливі та його сумішах шляхом обґрунтування показників системи живлення та процесу змішування.

Об'єкт дослідження – процес функціонування машинних агрегатів працюючих на біопаливі та його сумішах.

Предмет дослідження – взаємозв'язок показників функціонування машинних агрегатів від навантажувально-швидкісних характеристик та складу сумішевого біопалива.

Методи дослідження включають теоретичні та експериментальні дослідження процесу отримання та подачі біопалива з використанням змішувального пристрою, порівняльні дослідження дизельного двигуна в стендових умовах і МА в умовах експлуатації на цьому паливі із застосуванням сучасних технічних засобів вимірювання та методів обробки цих даних на персональних електронно-обчислювальних машинах (ПЕОМ) з використанням стандартних пакетів прикладних програм для електронно-обчислювальних машинах (ЕОМ).

Наукова новизна полягає у:

Вперше:

- встановлено вплив біопалива та його сумішей на техніко-економічні показники машинного агрегату;
- розроблено систему змішування ДП та БП палив зі змішувачем та електронним керуванням, чутливу до навантажувально-швидкісних режимів роботи МТА для отримання суміші різного відсоткового співвідношення;
- вирішена задача оптимізації режимних параметрів роботи машинно-тракторного агрегату за рахунок регулювання відсоткового складу сумішевого палива;

Отримали подальший розвиток:

- визначення режимів функціонування машинного агрегату в залежності від співвідношення компонентів біопалива;
- обґрунтування теоретичних залежностей конструктивно-режимних параметрів системи змішування для приготування біопаливної суміші та підвищення ефективності функціонування машинних агрегатів.

Удосконалено:

- систему живлення дизельного двигуна з електронним регулювання складу палива.
- систему змішування дизельного двигуна для роботи на суміші палив з дроселями для регулювання складу дозованої паливної суміші;
- змішувач біопаливної суміші з використанням ротора Савоніуса на базі фільтра тонкої очистки двигуна Д-240.

Практична значимість роботи одержаних результатів досліджень, теоретичних узагальнень та розробок, полягає у вирішенні проблем, які мають важливе прикладне значення. Результати дослідження впливу паливних сумішей на ефективність роботи машинних агрегатів дозволяють максимально збільшити вміст біопалива у суміші зі збереженням техніко-економічних показників для виконання технологічної операції оранки. Розроблена система живлення та змішувач дозволяють з мінімальними затратами на переобладнання використовувати біопаливо як в чистому так і у вигляді сумішей палива зі збереженням всіх енергетичних показників машинного агрегату.

Реалізація результатів дослідження. Результати досліджень впроваджені і використані при вдосконаленні системи живлення дизельного двигуна і під час роботи машинних агрегатів на сумішевому біопаливі в Уладово-Люлинецькій дослідно-селекційній станції Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків Національної академії аграрних наук України, Калинівський район, с. Уладівське (акт від 11.08.2020р.); ТОВ «ВІНН-АГРО-ЕКСПОРТ» Вінницька обл., Козятинський р-н., с. Махаринці (акт

від 18.08.2020 р.) та здійснено впровадження в навчальний процес ВНАУ при викладанні дисциплін «Аналіз технологічних систем», «Трактори і автомобілі» та «Математичне моделювання електротехнічних систем» (довідка № 01.1-60-1527 від 02.10.2020 р.).

Основні положення, що виносяться на захист: напрямок підвищення ефективності функціонування МА; конструктивно технологічна схема системи живлення з електронним регулюванням складу суміші; теоретичні залежності обґрунтування конструктивних параметрів змішувального пристрою для приготування сумішевого біопалива, що підвищує ефективність функціонування машинних агрегатів; методика інженерного розрахунку змішувального пристрою; результати експериментальних досліджень функціонування МА на біопаливі; раціональне співвідношення компонентів біопалива, рекомендовані для використання в якості палива для МА.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертації виконано здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування результатів – спільно з науковим керівником.

Результати роботи викладені одноосібно автором у 1 друкованій праці [69]. У публікаціях, що виконані у співавторстві, дисертантові належить: розробка системи живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші в залежності від навантажувально-швидкісних характеристик машинного-агрегату [4, 9, 13, 52, 58]; розроблено системи змішування зі змішувачем для отримання однорідних сумішей дизельного та біопалива різного співвідношення [32, 69, 52, 58]; розроблено методику розрахунку нерозривності потоків робочої рідини на характерних ділянках удосконаленої системи живлення з визначенням витрат Q та тисків P на всіх ключових ділянках системи та зв'язок з ефективними показниками двигуна [64]; розроблена методика побудови зовнішньої швидкісної характеристики, що знаходиться з індикаторної діаграми та впливає на ефективні показники, продуктивність, годинну та питому витрату двигуна з урахуванням коефіцієнта суміші α [59, 85, 133, 138, 140, 142].

Особистий внесок здобувача у працях, які опубліковано у співавторстві складає 65-75 %.

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи повідомлені і схвалені на науково-технічних конференціях: Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: VIII міжнародна науково-практична інтернет-конференція, м. Вінниця 14-15 квітня 2020 р. Робота двигуна Д-240 при використанні біопалива обробленого ультразвуком; Science, society, education: topical issues and development prospects: Abstracts of VI international scientific and practical conference Kharkiv, Ukraine. 10-12 may 2020. Удосконалення системи живлення дизельного двигуна для роботи на біопаливі та його сумішах; Сучасний рух науки: X міжнародна науково-практична інтернет-конференція, м. Дніпро. 2-3 квітня 2020 р. Використання екологічних показників дизельних двигунів для визначення їх технічного стану; Наука III тисячоліття: пошуки, проблеми, перспективи розвитку: IV міжнародна науково-практична інтернет-конференція, м. Бердянськ. 22 - 23 квітня 2020 р. Оцінка викидів автотранспорту на основі моделі GREET; Інноваційні розробки в аграрній сфері: Міжнародна науково-практична конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ». м. Харків. 7-8 травня 2020 р. Вплив емульгованих палив на характеристики розпилення.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 15 наукових праць загальним обсягом 6,76 др. арк. (власний доробок автора 4,64 др. арк.), в тому числі 4,99 др. арк. у фахових виданнях; 0,75 др. арк. у фахових виданнях інших держав, 1,02 др. арк. у інших виданнях.

Обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків та списку використаних джерел, що включає 221 сторінки, у тому числі 5 додатків на 27 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 176 сторінок, містить 213 рисунків, 29 таблиць. Список використаних джерел нараховує 143 найменування на 15 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ СУМІШЕЙ ПАЛИВ

1.1 Аналіз систем живлення тракторних двигунів з використанням сумішей палив

Одним із способів поліпшення роботи дизельних двигунів та зменшення споживання палива, отриманого від нафти, є змішування дизельного палива з біопаливом.

Аналіз літератури [1,2,3], виявив, що використання сумішей з різним відсотком по-різному впливає на продуктивність двигуна. Більш того, продуктивність залежить від складу суміші та марки двигуна. Іноді результати досліджень призводять до протилежного результату. Найбільш поширеною на сьогоднішній день сировиною для виробництва дизельних сумішевих палив є олії: ріпакова, соєва, пальмова та інші.

Використання біопалив ускладнюється тим, що паливні системи дизельних двигунів не розроблені і не адаптовані до даного виду палива. Тому на першому етапі проаналізуємо конструктивні рішення сучасних систем живлення дизельних двигунів, що працюють на суміші палив (мінеральних дизельних і біопалив).

Найбільш простим способом вирішення використання біопалива в якості моторного палива є модернізація штатної паливної системи дизельного двигуна.

Конструкції розроблених паливних систем для використання біопалива не забезпечують необхідне відсоткове співвідношення мінерального і рослинного палив, з урахуванням їх температури, в залежності від навантажувальних і швидкісних режимів двигуна [4,5].

За своїми фізико-хімічними властивостями біопалива не відповідають вимогам, що пред'являються до дизельного палива. Ефективне функціонування

дизельних двигунів, без внесення істотних змін в конструкцію, можливо лише при роботі на біомінеральному паливі – суміші біологічного і мінерального дизельного палива. Для цього в штатну систему живлення двигуна вводяться додаткові елементи, тобто удосконалюється система живлення із певними конструктивними змінами, наприклад, як: бак рослинного палива 11, фільтр 13, змішувач-дозатор 15 (рис. 1.1) [6].

Пуск двигуна здійснюється на мінеральному паливі. При цьому електромагнітний клапан 14 закритий і паливо з бака 1, пройшовши через відкритий електромагнітний клапан 20 і фільтр 3 грубої очистки та змішувач-дозатор 15, подається паливопідкачувальним насосом 5 в фільтр 4 тонкого очищення, а потім в наповнювальну порожнину паливного насоса високого тиску 6 і далі форсункою 8 впорскується в циліндр 9 двигуна.

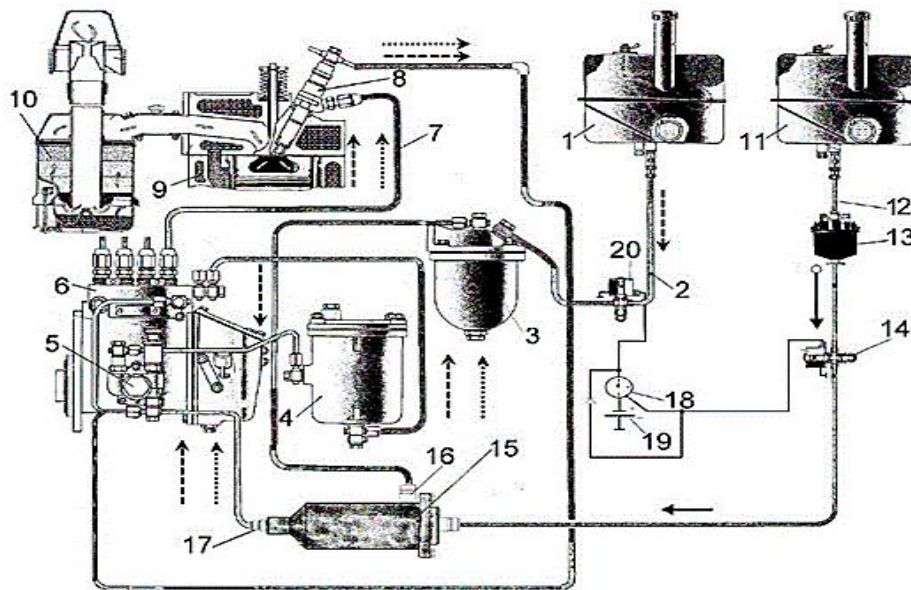


Рисунок 1.1 – Система живлення дизельного двигуна для роботи на біомінеральному паливі:

—> подача біопалива; - -> подача мінерального палива; - · - · -> подача біомінерального палива; 1 – бак для мінерального палива; 2 – паливопроводи; 3 – ФГО; 4 – ФТО; 5 – насос паливопідкачувальний; 6 – ПНВТ; 7 – трубопроводи високого тиску; 8 – форсунка; 9 – циліндр; 10 – очисник повітря; 11 – бак для рослинного палива; 12 – паливопровід рослинного палива; 13 – фільтр; 14, 20 – електромагнітні клапани; 15 – змішувач-дозатор; 16, 17 – штуцери; 18 – перемикач; 19 – джерело живлення

Після прогріву перемикачем 18 включають електромагнітний клапан 14, забезпечуючи подачу рослинного палива з бака 11 через фільтр 13 в змішувач-дозатор 15. Мінеральне паливо при цьому подається в змішувач-дозатор по лінії: бак 1, електромагнітний клапан 20, фільтр грубої очистки 3, змішувач-дозатор 15. У змішувачі-дозаторі обидва види палива перемішуються і отримане біомінеральне паливо надходить в наповнювальну порожнину паливного насоса високого тиску 6, далі форсункою 8 впорскується в циліндр 9 двигуна.

До недоліків цієї системи живлення можна віднести неможливість регулювання відсотку необхідного біопалива та дизельного палива на основі моделі швидкості навантаження дизельного двигуна.

Інша розглянута двопаливна система живлення (рис. 1.2) забезпечує подачу сумішевого палива в оптимальному відсотковому співвідношенні залежно від навантаження на машинно-тракторний агрегат [7].

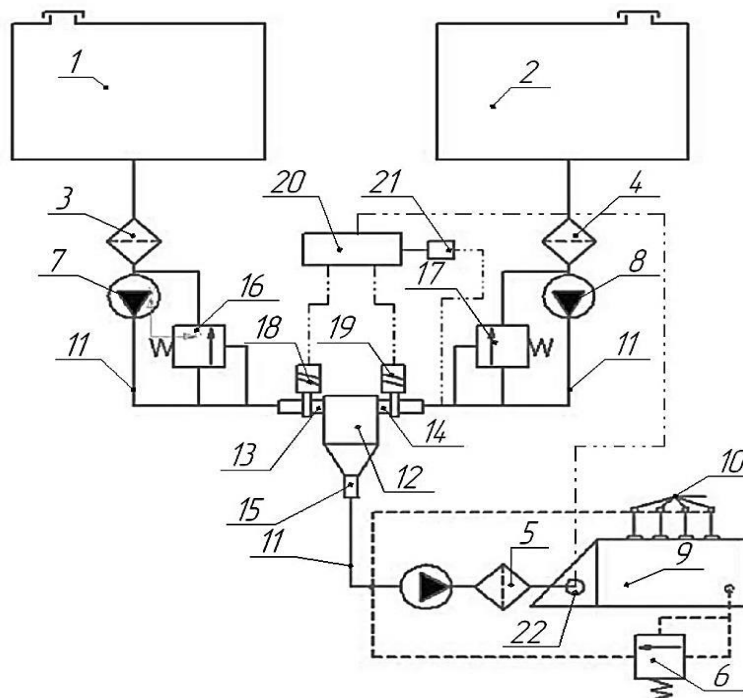


Рисунок 1.2 – Схема двопаливної системи живлення

Проаналізована двопаливна система живлення дизельного двигуна містить бак мінерального палива 1, бак рослинного палива 2, паливні фільтри 3, 4, 5, електричний насос подачі мінерального палива 7, електричний насос

подачі рослинного палива 8, паливний насос високого тиску 9 в комплекті з відцентровим регулятором частоти обертання і зворотним клапаном 6, форсунки 10, паливопроводи 11 і змішувач 12, який має два вхідних 13, 14 і один вихідний 15 канали, при цьому у вхідних каналах 13, 14 встановлені клапани тиску 16, 17 перед електродозаторами 18, 19, електрично з'єднаними через електронний блок управління 20 з датчиком температури рослинного палива 21 і датчиком навантажувально-швидкісного режиму 22.

Працює двопаливна система живлення двигуна наступним чином.

Пуск двигуна і його прогрів здійснюються на мінеральному паливі. При цьому електродозатор мінерального палива 18 повністю відкритий, а електродозатор рослинного палива 19 повністю закритий. Мінеральне паливо з бака 1, через фільтр грубої очистки 3, електронасосом 7 через паливопроводи 11 та електродозатор 18 подається в змішувач 12, фільтр тонкого очищення 5, далі паливним насосом високого тиску 9 і форсунками 10 впорскується в циліндри двигуна.

Після прогріву на мінеральному паливі включають електричний насос 8, що забезпечує подачу рослинного палива з бака 2 через паливний фільтр 4 і електродозатор 19 в змішувач 12. При цьому електродозатор 19, керований електронним блоком керування 20, в залежності від температури рослинного палива, що реєструється датчиком 21, автоматично регулює потік, забезпечуючи необхідне процентне співвідношення мінерального і рослинного палив в суміші при зміні температури рослинного палива. Мінеральне паливо при цьому подається в змішувач 12 аналогічно роботі дизеля в режимі пуску і прогріву. У змішувачі 12 обидва види палива перемішуються і отримане дизельне сумішеве паливо подається через фільтр тонкого очищення 5 в паливний насос високого тиску 9 і далі форсунками 10 впорскується в циліндри.

При зміні режиму роботи спрацьовує датчик навантажувально-швидкісних показників двигуна 22 і подає сигнал в електронний блок керування 20. Командний сигнал з блоку 20 надходить в електричний ланцюг

електродозаторів, які, спрацьовуючи, змінюють процентне співвідношення компонентів сумішевого палива.

За рахунок підтримки постійного тиску палива на вході в змішувач клапанами 16, 17, на виході штатним перепускним клапаном 6, електродозаторами 18, 19 забезпечується точне процентне співвідношення компонентів сумішевого палива в залежності від навантажувально-швидкісного режиму роботи двигуна і температури рослинного палива.

До переваг даної системи можна віднести те, що застосовано нові елементи (дозатори, виконавчий механізм, керовані і регульовані тяги), що забезпечують потрібне співвідношення складу суміші в залежності від навантажувально-швидкісного режиму двигуна.

До недоліків такої системи відноситься те, що вона не може забезпечити автономну роботу двигуна тільки з використанням біопалива.

Таким чином, за рахунок введення в систему живлення нових елементів (дозаторів та змішувача) досягається зниження похибки при забезпеченні необхідного відсоткового співвідношення компонентів сумішевого палива за рахунок забезпечення однакового тиску на вході в дозатори рослинного і мінерального палива, при зміні навантажувально-швидкісних режимів двигуна і температури рослинного палива.

1.2. Аналіз складу паливних сумішей різного відсоткового співвідношення

Біопаливо (БП), метилові ефіри рослинних олій (МЕРО), біо-нафта тощо – це екологічно чисте паливо для дизельних двигунів, отримане хімічною обробкою рослинної олії або тваринного жиру, яке може служити добавкою до дизельного палива або повністю замінювати його [8-12].

Сировиною для виробництва біопалива є переважно жири, рослинні олії різних рослин та водоростей, тваринні жири, риб'ячий жир та харчові відходи вірибництва. Основною сировиною у світі є рослинна олія. Наприклад, у Європі

- ріпакова олія, у США - соєва, у Канаді - ріпакова олія (генетично модифікована олія каноли, що використовується для виготовлення ріпакової олії з низьким вмістом ерукової кислоти), в Індії – строфа, в Індонезії та Філіппінах - пальмова та кокосова олія, в Африці - соя та ятрофа, в Бразилії - касторова олія [13].

Структура рослинних олій майже не відрізняється одна від одної, різняться лише вмістом вуглецю та насиченістю жирними кислотами.

Оскільки біопаливо отримують переважно з рослинної сировини, проблема обмеження площ насадження виникає через зростаючі потреби харчової промисловості. Міжнародна організація «The Global Petroleum Club» вивчала середній видобуток нафти з гектара посівних площ відповідно до виду сировини (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Виробництво олії з різної сировини з одного гектара землі в рік

Сировина	Середній вихід олії за рік		Сировина	Середній вихід олії за рік	
	кг/га	л/га		кг/га	л/га
Кукурудза	145	172	Рис	696	828
Кеш'ю	148	176	Соняшник	800	952
Овес	183	217	Какао	863	1026
Люпин	195	232	Арахіс	890	1059
Календула	266	305	Мак	978	1163
Бавовна	273	326	Ріпак	1000	1190
Коноплі	305	363	Олива	1019	1212
Соя	375	446	Кліщовина	1188	1413
Кава	386	459	Пекан	1505	1791
Льон	402	478	Жожоба	1528	1818
Лісний горіх	405	482	Ятрофа	1590	1892
Насіння гарбузу	449	534	Макадамія	1887	2246
Коріандр	450	536	Бразильський горіх	2010	2392
Насіння гірчиці	481	572	Авокадо	2217	2638
Насіння ріжика	490	583	Кокос	2260	2689
Кунжут	585	696	Олійна пальма	5000	5950
Сафлор	655	779	Водорості		95000

З огляду на відмінності у виробництві і методах оцінки біопаливних сумішей, увагу зосереджено на якості біопалива, використовуваного для

виготовлення готових сумішей [14]. Існуючі рекомендації виробникам, які виробляють і використовують 100% біопаливо (B100) і ДП на нафтовій основі для отримання 5% суміші біопалива (B5) вказують, що паливо повинне відповідати рекомендаціям WWFC для різних категорій ринків палива, як і звичайне ДП.

Використання біопалива є важливим фактором для збільшення поставок дизельного палива. Як поновлювані види палива вони мають потенціал щоб скоротити рівень викидів парникових газів. Правильна рецептура також може допомогти забезпечити більш низький рівень викидів звичайних забруднювачів. Ключ до досягнення низьких викидів полягає у виробництві сировини хорошої якості, а також змішування і реалізація готового палива способом, який зберігає його якість до кінцевого споживача [14,15].

Біопаливо представляє особливий інтерес сьогодні через потенціал в скороченні використання палива на основі нафти, підвищення енергетичної безпеки та зменшення викидів парникових газів. Біопаливо на основі ріпакової олії – один з таких видів палива, яке вже використовується, а також є інші перспективні види палива, такі як гідроочищені рослинні олії (НВО) і паливо, отримане з біомаси (BTL). Якість біопалива – важливий показник для його використання.

У роботі [16] містяться рекомендації для виробників, що стосуються якості біопалива, необхідного для його використання в двигунах.

Готові біопаливні суміші повинні відповідати вимогам, встановленим документацією для відповідної категорії дизельного палива.

Біопаливу властива зміна якості з плином часу. З моменту виробництва в ньому починаються реакції окислення. Температура повітря, а також вода і кисень, що містяться в ньому, впливають на швидкість окислення. Антиоксидантні добавки можуть допомогти уповільнити цей процес погіршення якості і до деякої міри поліпшити паливну стабільність [17,18]. Їх ефективність залежить від того чи додані вони під час виробництва біопалива,

або відразу ж після його закінчення. Надмірне використання антиоксидантів може привести до додаткового утворення осаду. Таким чином, необхідно дотримуватися обережності при виборі типу і кількості антиоксидантів. Не рекомендується зберігати готові суміші тривалий час (більше 30 діб) або в несприятливих умовах (підвищена вологість та температура) [19].

Біопаливо і його суміші повинні мати однорідні властивості, для забезпечення належної якості як до, так і після змішування. Високошвидкісне впорскування, змішування – краще розпилення, оскільки при цьому забезпечується вища якість палива.

Вміст ефіру (не менше 96,5%) в паливі показує кількість складного метилового ефіру жирних кислот (FAME) – це є показником якості палива. Низька його кількість може означати, що хімічні з'єднання, такі як тригліцериди, що використовуються в процесі виробництва, каталізатори (KOH / NaOH) або метанол залишилися в паливі. Низький рівень також може вказувати на забруднення FAME іншими сполуками [18]. Ці домішки можуть викликати засмічення паливного фільтра, відкладення в двигуні та інші проблеми. Держави можуть законодавчо встановлювати вміст ефіру (біокомпоненту) в паливі.

Цей стандарт поширюється на метилові ефіри жирних кислот (FAME), при їх 100% концентрації, що застосовуються в якості біопалива для дизельних двигунів або компонента палив, що відповідають вимогам стандарту [19]. Палива, приготовані тільки на основі метилових ефірів жирних кислот (FAME), призначені для транспортних засобів з дизельними двигунами, сконструйованими або переобладнаними для роботи на даному виді палива.

У табл. 1.2 наведений європейський стандарт EN 14214:2003 на біопаливо, Національний стандарт України на біопаливо ДСТУ 6081:2009 і ДСТУ 7688:2015 - на дизельне паливо.

Таблиця 1.2 – Фізико-хімічні показники та вимоги до біопалив та дизельних палив [20, 21]

Назва показника	Розмірність	Національний стандарт України на біопаливо ДСТУ 6081:2009	Європейський стандарт на біопаливо EN 14214:2003	Стандарт України на паливо дизельне ДСТУ 7688:2015	
		Значення	Значення	Значення	
				л	з
Вміст ефірів	% (м/м)	96,5	96,5	-	-
Густина за температури 15 °С	кг/м ³	860-900	860-900	860	840
Кінематична в'язкість за температури 40 °С	мг/с	3,5-5,0	3,5-5,0	3,0 - 6,0	1,8-6,0
Температура спалаху у закритому тиглі, не менше ніж	°С	120	120	40-62	35-40
Масова частка сірки, не більше ніж	мг/кг	10	10	0,05-0,20	0,05-0,20
Коксівність 10% залишку перегонки, не більше ніж	% (м/м)	0,3	0,3	0,30	0,30
Цетанове число, не менше ніж		51	51	45	45
Зольність, не більше ніж	% (м/м)	0,02	0,02	0,01	0,01
Вміст води, не більше ніж	мг/кг	500	500	-	-
Вміст механічних домішок, не більше ніж	мг/кг	24	24	-	-
Випробування на мідній пластинці (3 години при 50 °С)	оцінка	клас 1	клас 1	витримує	Витримує
Окисна стабільність, 110 °С, не менше ніж	годин	6,0	6,0	-	-

Кислотне число, не більше ніж	мг КОН/ г	0,50	0,50	5	5
Йодне число, не більше ніж	гJ ₂ /100	120	120	6	6
Метиліві ефіри ліноленової кислоти, не більше ніж	% (м/м)	12,0	12,0	-	-
Поліненасичені (>4= подвійні зв'язки) метиліві ефіри	% (м/м)	1	1	-	-
Вміст метанолу, не більше ніж	% (м/м)	0,20	0,20	-	-
Вміст моногліцеридів, не більше ніж	% (м/м)	0,80	0,80	-	-
Вміст дігліцеридів, не більше ніж	% (м/м)	0,20	0,20	-	-
Вміст тригліцеридів, не більше ніж	% (м/м)	0,20	0,20	-	-
Вільний гліцерин, не більше ніж	% (м/м)	0,02	0,02	-	-
Спільний гліцерин, не більше ніж	% (м/м)	0,26	0,26	-	-
1-а група лужних металів (Na+K), не більше ніж	мг/кг	5,0	5,0	-	-
2-а група лужних металів (Ca+Mg), не більше ніж	мг/кг	5,0	5,0	-	-
Вміст фосфору, не більше ніж	мг/кг	10,0	10,0	-	-

Стійкість до окислення є одним з найбільш важливих властивостей, оскільки FAME окислюється швидше в порівнянні з нафтовим дизельним паливом і виробляє продукти реакції, які можуть пошкодити двигун. Паливо з

великою кількістю молекул метилену, прилеглих до подвійного зв'язку, особливо схильне до окислення [22].

Процес починається з виробництва рослинної олії та триває до реакції переестерифікації. Окислення утворює пероксиди (гідропероксиди), які в подальшому реагують з утворенням кислот. Молекули також можуть полімеризуватися з утворенням смол, осадів та інших нерозчинних сполук. На відміну від пероксидів, які зазвичай зникають у певний момент в процесі переестерифікації, полімер, що утворюється в процесі окислення, не зникає і залишається в суміші.

Кислотне число є мірою кислоти в паливі. Вони походять з двох джерел: (I) кислоти, що використовуються для виробництва біопалива, які будуть повністю видалені в процесі виробництва; (II) кислоти, що утворюються як побічний продукт в процесі окислення. Значення кислоти вимірюється кількістю КОН (гідроксиду калію), необхідної для нейтралізації одного грама FAME. Кислотне число біопалива з часом змінюватиметься внаслідок нормального процесу окислення і ця зміна є хорошим показником стабільності B100. Наявність кислоти в паливі може шкодити системі впорскування та іншим металевим деталям [23].

Цетанове число є мірою якості займання і характеристикою згоряння. Паливо з низьким цетановим числом призводить до утрудненого пуску, жорсткої роботи двигуна, підвищеного шуму і димності вихлопних газів (табл. 1.3.).

Біопалива можуть бути використані як добавки у кількості 1-2% для нафтового дизельного палива з надзвичайно низьким вмістом сірки. Біопаливну суміш з дизельним паливом позначаються буквою "B", наприклад, суміш 20% біопалива та 80% дизельного палива позначають B20, яка є загальною заміною і найбільш поширеною сумішшю біопалива в Сполучених Штатах, що використовується індивідуальними сільськогосподарськими компаніями.

Таблиця 1.3 – Фізико-хімічні властивості біопалива та сумішей [24]

Фізико-хімічні властивості	Суміші дизпалива і похідних ріпакової олії							
	Чисте ДП	0,7 ДП + 0,3 РО	0,5 ДП + 0,5 РО	0,3 ДП + 0,7 РО		Чиста РО	МЕРО	ЕЕРО
Густина при 20°С, кг/м ³	830	856	873	890		916	877	895
В'язкість кінематична, при 20°С, мм ² /с	3,8	9,3	16,9	31		75	8	32
Теплота згорання нижча	42,5	40,9	39,9	38,9		373	37,8	36,8
Н.МДж/кг (МДж/л)	(35,3)	(35,0)	(34,8)	(34,6)		(34,2)	(33,2)	(32,9)
Цетанове число	45	42	41	22		26	48	-
Температура самозаймання, °С		260	-	-	-	318	230	-
Стехіометричне співвідношення (повітря: паливо)		143:1	13,8:1	13,4:1	13,0:1	12,5:1	12,6:1	12,6:1
Вміст, % мас.:		87,0	84,0	82,0	80,0	77,0	77,5	77,6
вуглець		12,6	12,4	12,3	12,2	12,0	12,0	12,0
водень		0,4	3,6	5,7	7,8	11,0	10,5	10,4
Вміст сірки, % мас.		0,20	0,14	0,1	0,06	0,002	0,002	
Коксованість 10%		0,2	-	-	-	0,4	03	0,3
Питомий вміст вуглецю (по Н _u), г/МДж		20,5	20,5	20,6	20,6	20,6	20,5	20,5

При відповідній підготовці паливної системи дизельного двигуна, наприклад установці спеціальних підігрівачів, а також заміні матеріалів ущільнювачів, що контактують з паливом, можна використовувати в двигуні і чисте біопаливо (B100). Встановлено, що біопаливо марки B20 погіршує показники викидів в п'ять разів в порівнянні з B100, а 2%-ва суміш біопалива може використовуватися як звичайна паливна присадка, але, природно, вона менше всього покращує викиди в атмосферу [25].

При виборі раціонального співвідношення альтернативного та дизельного палива можна стверджувати, що погіршення показників потужності двигуна не викликають сумішеві палива з вмістом альтернативного палива до 30%. Та слід

також зважати, якщо двигун працює не на номінальній потужності, а є недовантаженим, то майже при всіх співвідношеннях та режимах роботи потужність зменшується, а питома витрата палива збільшується не більш ніж на 1–3%. При суттєвому недовантаженні двигуна на 60% та більше можна виконувати сільськогосподарські операції на суміші палива, де частка альтернативного коливається від 5 до 100% без суттєвого погіршення продуктивності.

1.3. Вплив складу паливних сумішей на показники ефективності машинних агрегатів

При підвищенні ефективності механізованих робіт та зменшення технічних витрат відіграє значну роль оптимізація та встановлення режимних параметрів роботи двигуна (мінімальної витрати палива) з одночасним дотриманням агротехнологічних вимог. Авторами Б. С. Свірщевським [26] та Ю. К. Киртбаєм [27] машинно-тракторний агрегат (МТА) розглядався як система твердих тіл пов'язаних жорсткими і пружними елементами. В даному випадку система здійснює поступальний рух, а деякі елементи – обертовий рух. У більшості випадків рівняння руху МТА записується у вигляді балансу сил та потужності. В результаті можна знайти розподіл потужності, провести аналіз сил та визначити об'єкти, що впливають на зменшення енерговитрат. У своїх роботах Е.А. Фінн [28], І. І. Мельник [29], Л. В. Погорілий [30], І. Й. Натанзон [31] розглядали та обґрунтовували МТА як найбільш доцільні комплекси машин. При визначенні різних факторів автори проводили ряд експериментів для визначення експлуатаційних параметрів роботи двигуна. Чуба В.В. [32] провів силовий аналіз роботи МТА (рис. 1.3) враховуючи агротехнічні вимоги.

Виконання технологічної операції потребує спалювання певної кількості палива для отримання енергії, щоб привести в рух МТА. У дослідженнях Чуби В.В. на привід робочої машини через вал відбору потужності передається

крутний момент двигуна. Виходячи з цього сила тяги МТА, при роботі на біопаливі буде [29]:

$$F_T = \frac{1}{r_{BK}} \left(\frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_{НДБП} \eta_{ЕДП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{M_{ВВП}}{\eta_{ТРВВП} i_{ТРВВП}} \right) (1 - \delta_B) \eta_{ТРБК} i_{ТРБК}, \quad (1.1)$$

де F_T – сила тяги трактора, Н;

r_{BK} – діаметр ведучого колеса, м;

$S_{ПЛ}$ – площа плунжерної пари, м²;

$l_{ПЛ}$ – активний хід плунжера, м;

$\rho_{П}$ – густина палива, кг/м³;

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

i – кількість впорскувань палива за один оберт двигуна, об⁻¹;

$Q_{НДБП}$ – нижча теплотворна здатність дизельного біопалива, Дж/кг;

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

$k_{ЗМДБП}$ – коефіцієнт зменшення ефективності використання дизельного біопалива порівняно з дизельним паливом; відн. од.;

$M_{ВВП}$ – крутний момент робочої машини на валу відбору потужності, Н·м;

$\eta_{ТРВВП}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії валу відбору потужності, відн. од.;

$i_{ТРВВП}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до вала відбору потужності, од.;

δ_B – коефіцієнт буксування ведучих коліс, відн. од.;

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

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

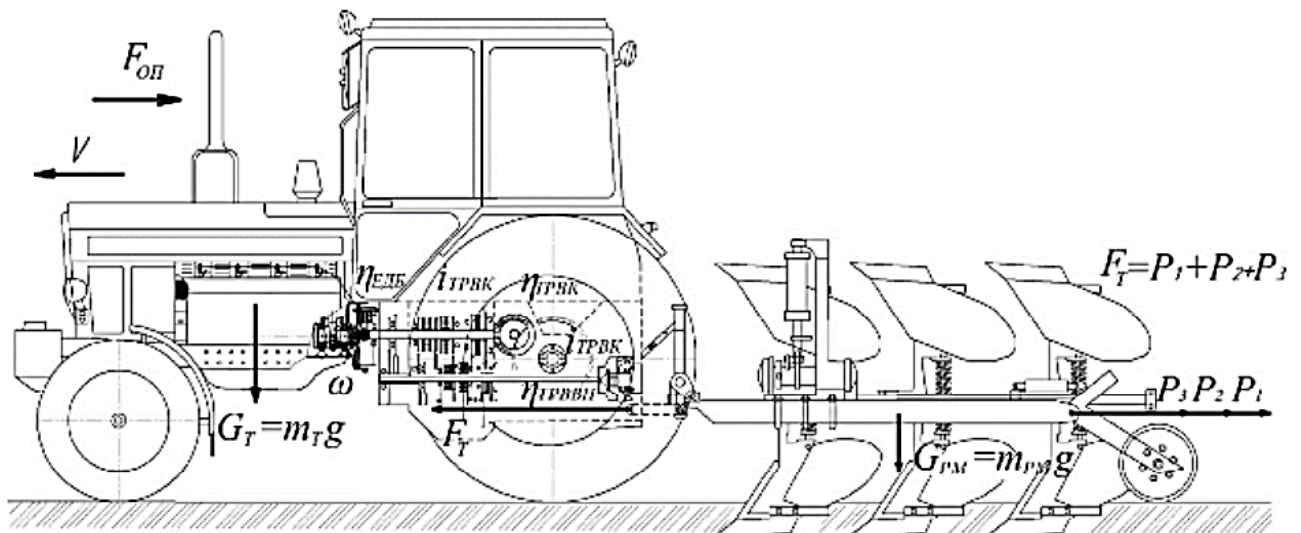


Рисунок 1.3 – Силовий аналіз роботи МТА [32]

Використання біопалива супроводжується зменшенням ККД двигуна. У обернено пропорційній залежності від ККД двигуна знаходиться співвідношення витрат дизельного палива та біопалива. ККД двигуна характеризується фактичним співвідношенням нижчої теплоти згорання біопалива та дизельного палива. Коефіцієнт зменшення ефективності використання дизельного біопалива порівняно з дизельним паливом знаходився за таким виразом [32]:

$$k_{ЗМДБП} = \frac{\eta_{ЕДБП}}{\eta_{ЕДП}} = \frac{Q_{НДП} G_{ДП}}{Q_{НДБП} G_{ДПБ}}, \quad (1.2)$$

де $\eta_{ЕДБП}$ – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна на дизельному біопаливі відн. од.;

$Q_{НДП}$ – нижча теплотворна здатність дизельного палива, Дж/кг;

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

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

Науковцем виведено рівняння динаміки руху МТА в залежності від параметрів та режимів роботи, агротехнологічних вимог, параметрів паливоподачі та виду палива, що має наступний вигляд [32]:

$$\frac{(m_T + m_{PM}) r_{БК}^2 (1 - \delta_B)}{i_{TPBK}} \frac{d\omega}{dt} =$$

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{S_{\Pi\Pi} l_{\Pi\Pi} \rho_{\Pi} k_{\Pi\Pi} i Q_{\text{НДБП}} (\alpha \omega^2 + \beta \omega + \gamma) k_{\text{ЗМДБП}}}{2\pi} - \frac{M_{\text{ВВП}}}{i_{\text{ТРВВП}} \eta_{\text{ТРВВП}}} \right) (1 - \delta_{\text{Б}}) \eta_{\text{ТРВК}} i_{\text{ТРВК}} \\
& - r_{\text{БК}} f m_{\text{T}} g - \frac{k_{\text{ОБТ}} S_{\text{ЛОБ}} \omega^2 r_{\text{БК}}^3 (1 - \delta_{\text{Б}})^2}{i_{\text{ТРВК}}^2} - r_{\text{БК}} f' m_{\text{PM}} g - r_{\text{БК}} k a b - \\
& r_{\text{БК}} \theta a b \left(\frac{\omega}{i_{\text{ТРВК}}} r_{\text{БК}} (1 - \delta_{\text{Б}}) \right)^2,
\end{aligned} \tag{1.3}$$

де m_{T} – маса трактора, кг;

m_{PM} – маса робочої машини, кг;

ω – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с;

f – коефіцієнт опору кочення коліс, відн. од.;

g – прискорення сили земного тяжіння, м/с²;

$k_{\text{ОП}}$ – коефіцієнт опору повітря, Н с²/м⁴;

$S_{\text{ЛОБ}}$ – площа лобового опору МТА, м²;

α, β, γ – коефіцієнти апроксимації експериментальної залежності зміни ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна від кутової швидкості обертання колінчастого вала;

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

k – питомий опір деформації ґрунту, Н/м²;

a – ширина оброблюваного пласта, м;

b – глибина оброблювального пласта, м;

θ – коефіцієнт, який враховує співвідношення швидкості відкидання пласта та швидкості плуга, Н с²/м⁴.

Рішення цього диференційного рівняння дало змогу отримати кутову швидкість обертання двигуна [29]:

$$\omega = \frac{1}{2P} \left(\sqrt{L^2 - 4PK} \right) \left(\frac{2P\omega_{\Pi} + L + \left(\sqrt{L^2 - 4PK} \right) \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})}}{(2P\omega_{\Pi} + L) \frac{(1 - e^{tJ})}{(1 + e^{tJ})} + \sqrt{L^2 - 4PK}} \right) - L \tag{1.4}$$

де ω_{Π} – початкова кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с;

$P = \frac{Ga-C}{A}$, $L = \frac{G\beta}{A}$, $K = \frac{G\gamma-H-I}{A}$, $J = \sqrt{L^2 - 4PK}$ – згруповані значення параметрів математичної моделі, до складу яких входять величини, що характеризують: $A = \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}^2(1-\delta)}{i_{TPBK}}$ – момент інерції МТА, кг·м²; $G = \frac{S_{ПЛ}l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_{НДБП} k_{ЗМДБП}}{2\pi} (1-\delta_B) \eta_{TPBK} i_{TPBK}$ – енергію палива, виходячи із параметрів паливоподачі, Дж; $C = \frac{(k_{ОБТ} S_{ЛОБ} + \theta ab) r_{BK}^2 (1-\delta_B)^2}{i_{TPBK}^2}$ – вплив лобового опору повітря та кінетичної енергії при переміщенні пласта ґрунту, Н·с²·м; $H = \frac{M_{ВВП}}{i_{TPBВП} \eta_{TPBВП}} (1-\delta_B) \eta_{TPBK} i_{TPBK}$ – момент опору на валу відбору потужності, Н·м; $I = r_{BK} (f m_T g + f m_{PM} g + kab)$ – суму моментів опору перекочування трактора, опору тертя при переміщенні агрегату та опору деформації пласта ґрунту, Н·м.

В результаті отримане рівняння описує зміну кутової швидкості колінчастого вала двигуна, що характеризує роботу МТА.

Проведені науковцями дослідження з використанням отриманої моделі визначають динаміку руху МТА. Наприклад Чубою В.В. виконано моделювання зміни експлуатаційних параметрів МТА з використанням трактора Кий-14102 при оранці (рис. 1.4) для визначення техніко-економічних та параметрів паливоподачі (рис. 1.5).

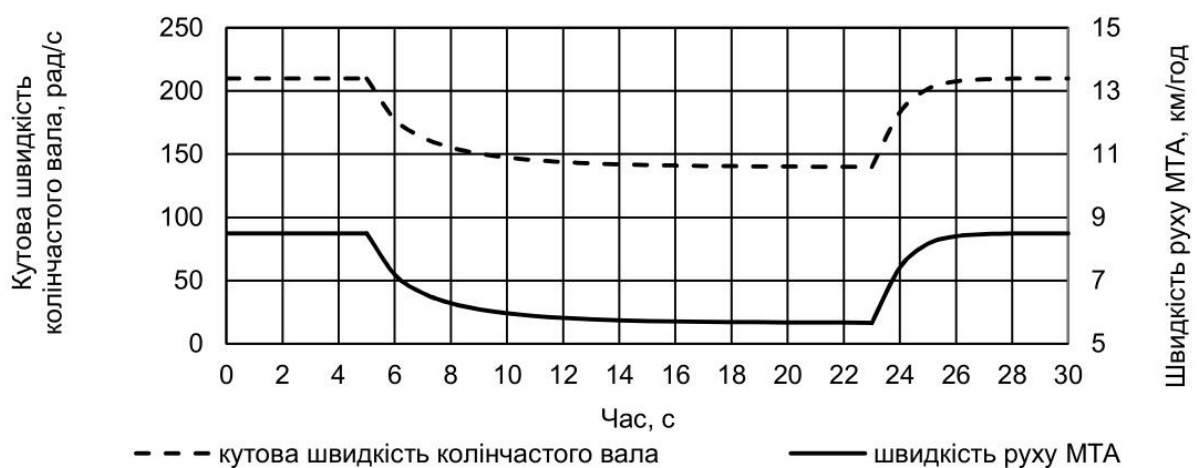


Рисунок 1.4 – Динаміка швидкісних характеристик двигуна та МТА при зміні навантаження та подачі палива [32]

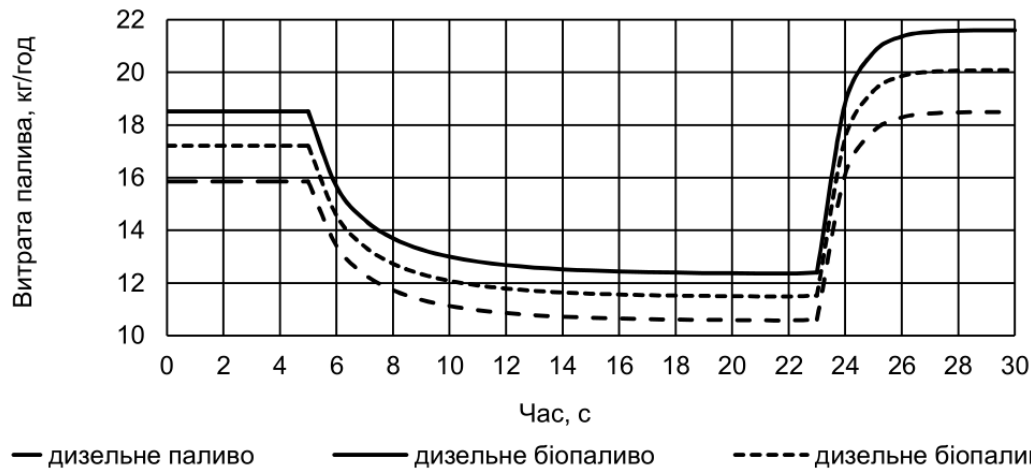


Рисунок 1.5 – Динаміка витрати палива при зміні навантаження на різних типах палива [32]

В результаті з рис. 1.4 та рис. 1.5 автор отримав збільшення тягового зусилля на 25 %, при незмінній подачі палива, тобто перехідний режим, який триває 18 с. В результаті чого витрати палива зменшуються на 33 %.

При незмінній швидкості руху МТА і відповідно постійній кутовій швидкості колінчастого валу, із рівняння (1.4) отримано вираз для розрахунку витрат палива [32]:

$$G_{ГОД} = \frac{3600\omega(C\omega^2 + H + I)}{Q_{НДБП}k_{ЗМДБП}(a\omega^2 + \beta\omega + \gamma)(1 - \delta_B)\eta_{ТРВК}i_{ТРВК}}; \quad (1.5)$$

$$g = \frac{3600}{Q_{НДБП}k_{ЗМДБП}(a\omega^2 + \beta\omega + \gamma)} 10^6, \quad (1.6)$$

де $G_{ГОД}$ – годинна витрата палива, кг/год;

g – питома витрата палива, г/(кВт·год).

Автором також наведено на рис.1.6 результати експериментальних та теоретичних розрахунків годинної витрати палива при змінній ширині захвату операції оранки з використання дизельного палива та біопалива.

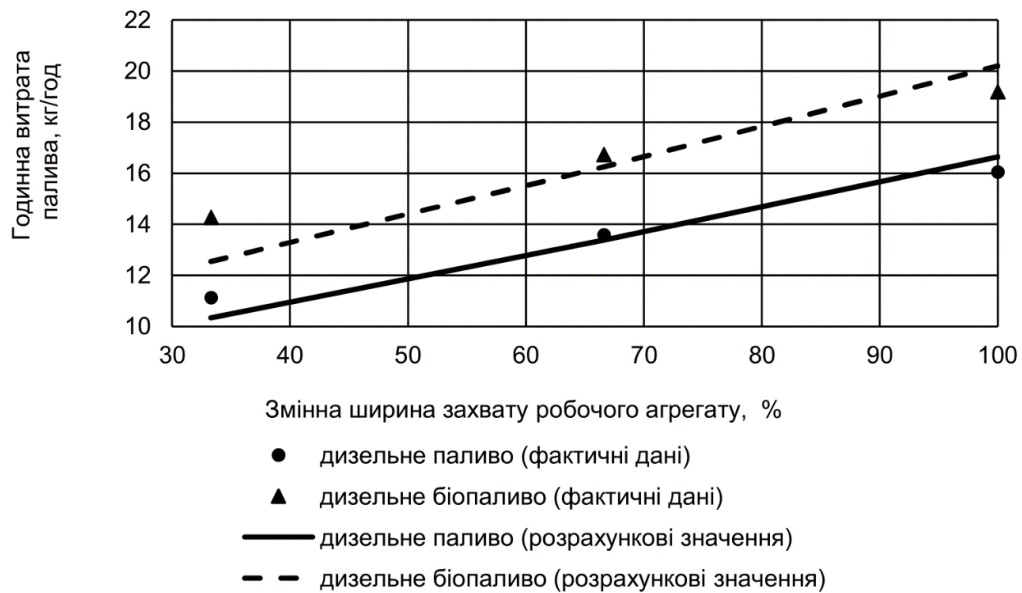


Рисунок 1.6 – Залежність годинної витрати палива від тягового опору агрегату при роботі МТА на дизельному паливі та дизельному біопаливі [32]

Розглянута математична модель описує взаємозв'язок між кутовою швидкістю колінчастого валу, типом палива та виконанням технологічної операції. Отримані дані дають змогу стверджувати про ефективність використання сумішевих палив та необхідність удосконалення не лише конструкції але й математичного апарату, що яскраво описують проаналізовані залежності.

Проте розглянута математична модель не враховує параметри паливоподачі які безпосередньо впливають на економічність роботи двигуна та збільшення чи зменшення вмісту біопалива для отримання максимальної продуктивності з мінімальними витратами.

1.4. Аналіз конструкцій змішувачів дизельного палива та біопалива

Перемішування рідких середовищ є дуже поширеним в промисловості процесом. Воно використовується для приготування емульсій, суспензій, розчинів тощо, для інтенсифікації теплових, масообмінних та хімічних процесів [33]. В результаті перемішування досягають диспергування однієї фази в іншу, рівномірного розподілу компонентів системи за обсягом апарату, відновлення

поверхні контакту фаз, забезпечують підведення нових порцій речовини в зону контакту, зменшення товщини прикордонного шару.

Перемішування рідких середовищ здійснюють за допомогою: механічних мішалок; стисненого газу (пневматична); в трубопроводах, найчастіше за рахунок установки в них турбулізуючих вставок; сопел; насосів (рис. 1.7).

Найбільш поширене перемішування механічними мішалками.

Механічні мішалки – це тверді тіла, які створюють в рідині обертальний (рідше зворотно-поступальний або коливальний) рух. Механічне перемішування, як правило, здійснюється в тих апаратах, в яких безпосередньо здійснюються технологічні процеси: реакторах, нейтралізаторах тощо.

Основними характеристиками процесу перемішування є ефективність і інтенсивність перемішування.

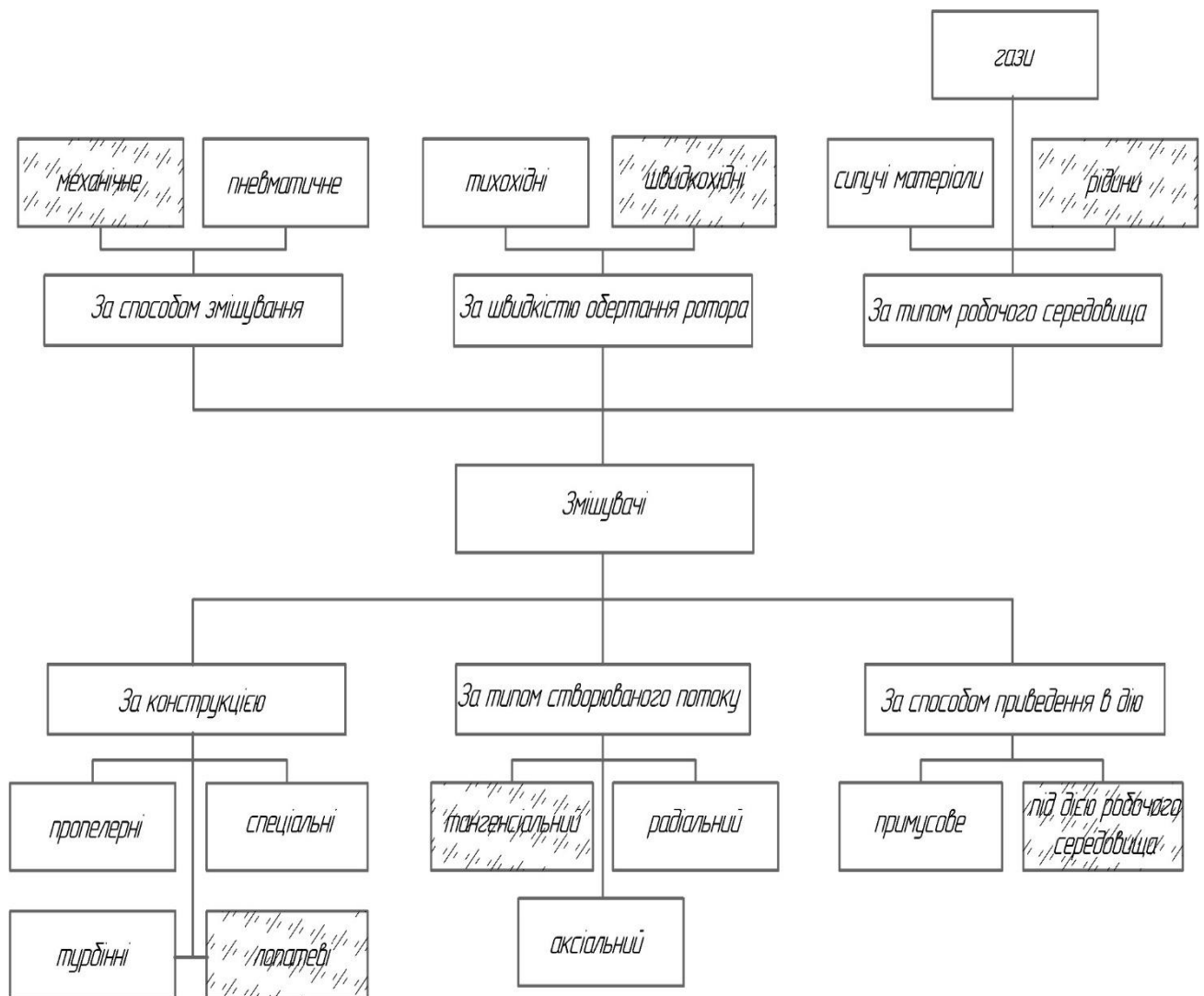


Рисунок 1.7 – Класифікація змішувачів

Ефективність перемішування характеризує якість проведення процесу. При отриманні суспензій перемішування визначається рівномірністю розподілу твердої фази в рідкій, а для теплових і масообмінних процесів – співвідношенням коефіцієнтів тепловіддачі і масопередачі відповідно, досягаються при перемішуванні і без нього.

Якість, ефективність перемішування залежить від конструкції пристрою, а також від кількості енергії, підведеної до одиниці об'єму середовища [34].

Інтенсивність перемішування визначають за часом досягнення заданого технологічного результату. При більшій інтенсивності перемішування час досягнення бажаного ефекту скорочується, проте необхідні великі питомі потужності.

У той же час підвищення інтенсивності перемішування підвищує продуктивність обладнання, знижує питомі капітальні витрати. При техніко-економічній оцінці слід вибирати варіант, що забезпечує мінімальну суму енергетичних і капітальних витрат на одиницю об'єму середовища, що перемішується при досягненні заданої ефективності.

Розглянемо та проаналізуємо роботу деяких з них.

Змішувач компонентів біомінерального палива з активним приводом (рис. 1.8) працює наступним чином [35].

Змішуються компоненти біомінерального палива через вхідний патрубок 2 і 3 розміщені на передній кришці 9 корпусу 1, де вони надходять в робочу порожнину 14 змішувача. Там відбувається інтенсивне перемішування мінерального і біологічного компонентів основною 5 і додатковою 6 крильчатками, які обертаються з різною частотою. Різна частота обертання 5 і 6 можлива завдяки тому, що основна крильчатка 5, виконана у вигляді «колеса» з лопатками 16, жорстко закріплена на валу 7 приводу 8. Додаткова крильчатка 6 кінематично з'єднана з валом 7 через планетарну передачу, містить коронну шестерню 17, запресовану всередині корпусу 1, три сателіта 18, водило 19, жорстко з'єднане з додатковою крильчаткою 6 і сонячну шестерню 20, встановлену на шліцах заднього кінця вала 7.

Готова суміш (дизельне сумішеве паливо) з робочої порожнини 14 змішувача через отвори 13 в корпусі 1 потрапляє в сумішеву порожнину 15, пройшовши через сітку-заспокоювач 12 і порожнину 11, виходить із змішувача через патрубок виведення суміші 4 в конусній кришці 10. При цьому підвищення якості змішування компонентів забезпечується за рахунок різної частоти обертання основної 5 і додаткової 6 крильчаток.

Загальний вигляд змішувача з активним приводом, встановленого на двигун трактора МТЗ-82, представлена на рис. 1.8.

Недоліком такого пристрою є складність конструкції, великі затрати при виробництві та значне підвищення інертності системи, що створює перебої в роботі двигуна та зниження продуктивності МТА.

Тому використання даного змішувача не є доцільним.

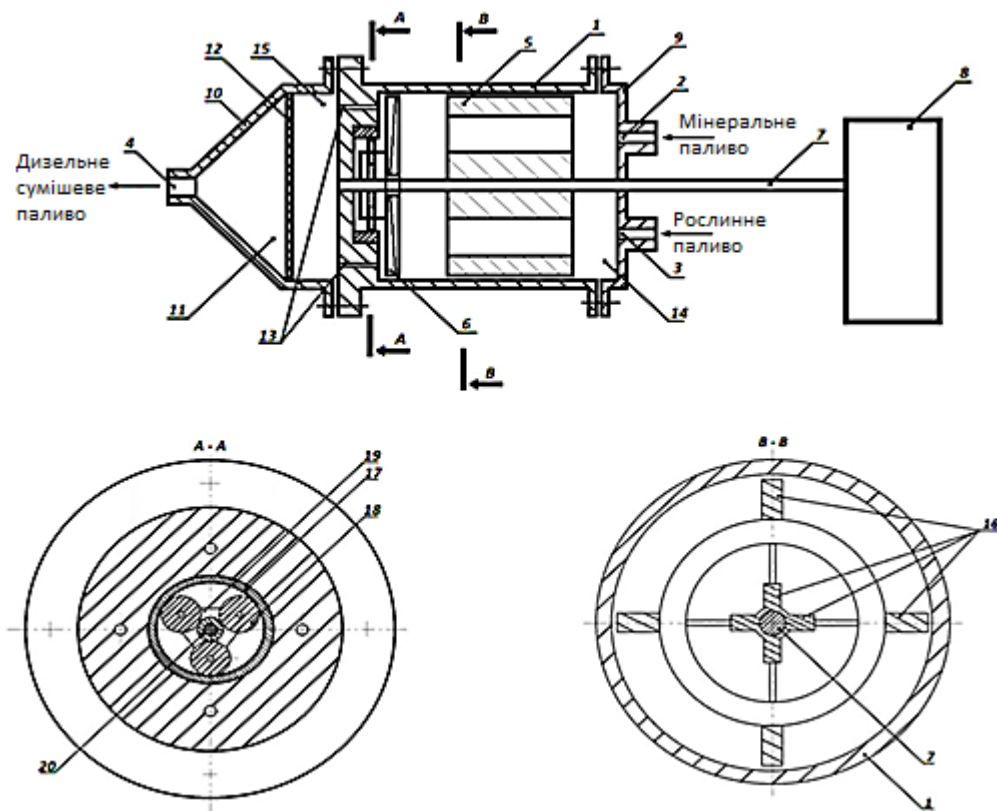


Рисунок 1.8 – Схема змішувача компонентів біомінерального палива з активним приводом

Також варто звернути увагу на звичайні проточні змішувачі. Один з таких наведений на рис. 1.9, де палива змішуються (мінеральне і рослинна олія) через

канали введення компонентів 9 і 10, а також електродозатори 3 і 4, розміщені на кришці 1, надходять в робочу порожнину 11 змішувача. З робочої порожнини 11 по каналу в спеціальному болті компоненти надходять в сумішеву порожнину 12. Змішуються компоненти, проходячи по лабіринтах металевої набивки (металева стружка з нержавіючої сталі) 8 постійно змінюють швидкість і напрямок руху, за рахунок чого інтенсивно перемішуються. Приготовлене сумішеве паливо з порожнини 12, пройшовши через сітку-заспокоювач 13, виходить із змішувача через канал виведення сумішевого палива 14 і поступає в П-подібний канал ПНВТ і далі до форсунок двигуна [36].

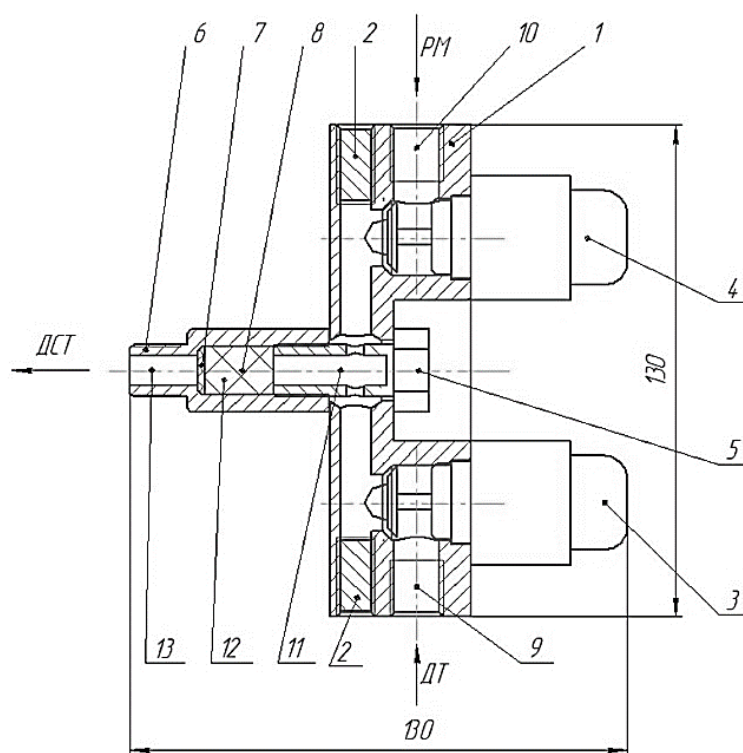


Рисунок 1.9 – Змішувач-дозатор рослинного масла і мінерального дизельного палива

Недоліком таких змішувачів є неможливість регулювання необхідного відсоткового співвідношення палив в залежності від режимів роботи двигуна та навантажувально-швидкісних характеристик МТА.

Через те, що біопаливо з рослинних олій володіє вищою густиною, в'язкістю і коефіцієнтом поверхневого натягу, ускладнюється його використання в штатній системі живлення дизеля [37,38]. Крім усього іншого,

суміш формується недостатньо якісно через слабку турбулентність струменів, що виходять з отворів розпилювача. Це збільшує тривалість подачі палива, погіршує рівномірність структури паливного факела, зменшує кут його розкриття, призводить до закоксовування каналів розпилювача. Одним з ефективних шляхів адаптації є модернізація штатних форсунок.

На рис. 1.10 схематично показаний розпилювальний вузол форсунки для спалювання в'язкого палива, який містить конусну соплову насадку 1 (на рис. 1.10) з центральним паливним соплом 2 і встановлену навколо 1 кільцеву насадку 3, що утворює канал 4 для подачі повітря [39]. На вихідному торці насадки 1 виконана конічна кромка 5, яка утворює при перетині з його зовнішньою поверхнею гостру кромку. Відношення радіусу R цієї кромки до радіусу r_c паливного сопла 2, визначається залежністю:

$$\frac{R}{r_c} = 1 + 1,41K^4 \sqrt{\frac{b_3}{r_c^3 \cos^2 \alpha}} \quad (1.7)$$

де b – ширина каналу 4 для подачі повітря, мм;

α – кут, що утворює поверхні конусного соплового насадка, град;

K – варійований числовий коефіцієнт, що визначає діапазон оптимальних режимів роботи форсунки ($K_1 = 0,93-1,14$).

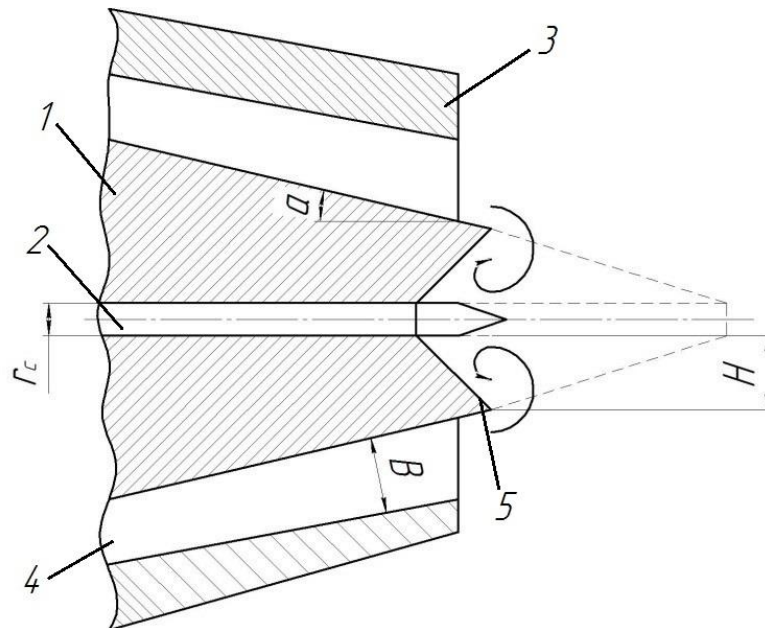


Рисунок 1.10 – Схема розпилювача форсунки (пояснення в тексті)

При роботі паливо подається в насадку 1 і розпилюється через сопло 2, взаємодіючи з повітряним струменем, що надходить з каналу 4. При цьому в області конічної виїмки 5 формується вихор з в'язкого палива, який інтенсифікує масоперенос в зоні розпилювання і сприяє підвищенню стійкості роботи форсунки при зміні навантаження. Варіації коефіцієнта K визначаються в'язкістю палива.

Описаний спосіб адаптації форсунки тракторного дизеля, дозволяє оптимізувати показники його робочого процесу при роботі на в'язкому паливі, яким є біопаливо з рослинної сировини, проте є лише покращуючим методом для роботи двигуна на альтернативних видах палива і не дозволяє регулювати та створювати суміш палив.

Кожен із розглянутих варіантів не задовольняє роботу двигуна в тих чи інших параметричних характеристиках. Постає завдання створення принципово нового пристрою для створення сумішевого палива.

1.5. Експлуатаційні показники машинно-тракторних агрегатів

1.5.1. Дослідження зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння

Виходячи з аналізу відомих досліджень та наведеної методики в підрозділі 1.3. визначено, що для розрахунку регуляторних характеристик найбільш точним методом є тепловий розрахунок двигуна.

Визначимо параметри зовнішньої характеристики двигуна для номінального режиму, використовуючи відомі залежності.

Дослідниками Чубою В.В. [32], Войтюком Д.Г. [40], Аниловим В.Я. [41] та Николаенко А. В. [42], запропоновані різні підходи для проведення теплового розрахунку двигуна проте всі вони схожі чи наближені один до одного. Розглянемо приклад математичного розрахунку індикаторних показників наведену Чубою В.В. (1.18-1.24) та удосконалену Рябошапкою В.Б.

Ефективна потужність двигуна (1.18) [43]:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau_{\partial\partial}}, \quad (1.18)$$

де p_e – середній ефективний тиск, що дорівнює (1.19) [43]:

$$p_e = p_i - p_m, \quad (1.19)$$

де p_i – дійсний середній індикаторний тиск, з урахуванням закруглення індикаторної діаграми (1.20) [43]:

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \quad (1.20)$$

де p'_i – теоретичний середній індикаторний тиск, знаходимо за формулою Гринивецького-Мазинга для змішаного циклу дизеля (1.21) [43]:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (1.21)$$

де λ – ступінь підвищення тиску визначаємо з характерних точок індикаторної діаграми (1.22) [43]:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (1.22)$$

Тиск механічних втрат (1.23) [43]:

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cp}, \quad (1.23)$$

де $W_{n.cp}$ – середня швидкість поршня. Визначається за формулою (1.24) [43]:

$$W_{n.cp} = \frac{S_n \cdot n}{30}. \quad (1.24)$$

Застосовуючи рівняння (1.18 – 1.24) і знаючи змінні для розрахунку кінематичних параметрів КШМ та визначення об'ємів циліндра [43], коефіцієнтів спрощення в кінцевому результаті отримаємо формулу для визначення ефективної потужності (1.25):

$$N_e = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S_n \cdot n \cdot i}{120 \cdot \tau_{\partial\theta}} \cdot \left(\frac{p_c \cdot v}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\frac{p_z}{p_c} \cdot \left(k_1 + \frac{1+k_1}{k_2} \cdot \left(1 - \left(\frac{\varepsilon}{1+k_1} \right)^{-k_2} \right) \right) - \frac{1 - \varepsilon^{-n_1}}{n_1 - 1} \right) - \left(a + \frac{b \cdot n \cdot S_n}{30} \right) \right) \quad (1.25)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти спрощення, вони характеризують положення поршня в точці з індикаторної діаграми та показник політропи які визначаємо з формул (1.26-1.27):

$$k_1 = \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[1 - \cos \varphi_z + \frac{1}{\lambda_{uu}} \cdot (1 - \cos \beta_z) \right], \quad (1.26)$$

$$k_2 = n_2 - 1, \quad (1.27)$$

де φ_z та β_z – кути положення кривошипа шатуна в залежності від вертикальної осі де тиск робочого циклу двигуна досягає максимального значення.

Параметри $p_c, p_z, \varphi_z, \beta_z$ знаходимо із рівнянь (1.25) і (1.26).

Ефективний крутний момент двигуна (1.28) [43]:

$$M_e = \frac{9550 \cdot N_e}{n}. \quad (1.28)$$

Ефективна питома витрата палива знаходиться із залежності (1.29) [37]:

$$g_e = \frac{120 \cdot G_{\text{ц}} \cdot n \cdot i}{N_e \cdot \tau_{\partial\theta}}, \quad (1.29)$$

де $G_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, кг/цикл .

Існує залежність між об'ємною і масовою цикловою подачею яка визначається (1.30):

$$G_{\text{ц}} = V_{\text{ц}} \cdot \rho_n \cdot 10^{-9} \quad (1.30)$$

де $V_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, $\text{мм}^3 / \text{цикл}$;

ρ_n – густина палива, $\text{кг} / \text{м}^3$.

Рівняння (1.29) дозволяє знайти циклову подачу палива враховуючи густину палива, що можна використати в розрахунках для переходу на біопаливо та його суміші без додаткових регулювань та уточнень.

Використовуючи вирази (1.27 – 1.28) у (1.29) та (1.30) маємо (1.31):

$$g_e = \frac{1,44 \cdot 10^{-5} \cdot V_u \cdot \rho_n \cdot D^{-2} \cdot (S_n \cdot \pi)^{-1}}{\left(\frac{p_c \cdot v}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\frac{p_z}{p_c} \cdot \left(k_1 + \frac{1+k_1}{k_2} \cdot \left(1 - \left(\frac{\varepsilon}{1+k_1} \right)^{-k_2} \right) \right) - \frac{1-\varepsilon^{-n_1}}{n_1-1} \right) - \left(a + \frac{b \cdot n \cdot S_n}{30} \right) \right)}, \quad (1.31)$$

Годинна витрата палива (1.32) [43]:

$$G_n = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}. \quad (1.32)$$

Рівняння (1.27 – 1.29, 1.30, 1.31) дозволяють охарактеризувати роботу двигуна з використанням теплового розрахунку. Проте використання такої моделі не дозволяє повністю описати роботу двигуна, оскільки характеристики теплового розрахунку враховують лише один режим роботи – номінальний [43].

Дані [43] стосовно дослідження двигунів, в основному на біопаливах, перш за все передбачають хоча б два режими роботи – номінальний та максимальний (режим перевантаження при максимальному крутному моменті). Залежності (1.27, 1.32) доцільно використовувати для двох режимів зовнішньої характеристики, наступні необхідно проводити з використанням рівнянням кубічного тричлена, враховуючи характеристики двигуна необхідні коефіцієнти та вид палива.

Звідси потужність двигуна (1.18) матиме наступний вигляд (1.33):

$$N_{ex} = N_{enom} \frac{n_x}{n_{nom}} \left[A + B \frac{n_x}{n_{nom}} - B \left(\frac{n_x}{n_{nom}} \right)^2 \right], \quad (1.33)$$

де A , B , B – емпіричні коефіцієнти, змінюються в залежності від типу двигуна та виду палива.

Ефективна питома витрата в залежності від частоти обертів (1.34):

$$g_{ex} = g_{enom} \left[\Gamma - \mathcal{D} \frac{n_x}{n_{nom}} + \mathcal{J} \left(\frac{n_x}{n_{nom}} \right)^2 \right], \quad (1.34)$$

де Γ , $\mathcal{D}$, $\mathcal{J}$ – емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу двигуна і потребують уточнення при використанні іншого виду палива.

Математична модель, що отримана з формул (1.27 – 1.29, 1.30 – 1.34), потребує додаткового уточнення, а саме моделювання теоретичного циклу роботи двигуна для побудови зовнішніх характеристик.

1.5.2. Дослідження теоретичного циклу роботи двигуна

Моделювання теоретичного циклу роботи двигуна заключається у побудові індикаторної діаграми, яка будується виходячи з теплового розрахунку.

Щоб визначити робочий цикл достатньо змодельовати частину процесу сумішоутворення та згорання. Відомі методи отримання індикаторних діаграм [40-44] під час практичних розрахунків не дають достовірних даних. Скористаємося методикою Е.В. Пьядичева [45], в якій тиск в циліндрі визначається із залежності (1.35):

$$p = \frac{V_\beta \cdot R \cdot T}{V}, \quad (1.35)$$

де V_β – об'єм робочого тіла (1.36) [44,45]:

$$V_\beta = M_a \cdot \left(1 + \frac{m_H \cdot \chi}{19,04 \cdot \alpha \cdot \left(n_C + \frac{m_H}{4} \right)} \right), \quad (1.36)$$

де M_a – кількість заряду на початку такту впуску (1.37) [45]:

$$M_a = M_1 \cdot (1 + \gamma_r). \quad (1.37)$$

Із залежностей моделювання теоретичного циклу двигуна (1.35 – 1.37), виникає потреба врахування конструктивних особливостей двигуна. Для проведення досліджень використовуємо двигун 4Ч11,5/12,5, що має нероздільну камеру згорання ЦНИДИ, в якій діаметр тарілки клапана $d_1 \geq d_2$ діаметру тарілки.

Кількість свіжого заряду знаходимо з формули (1.38) [43-45]:

$$M_1 = \frac{V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_o}{\mu_{\text{сум}}}, \quad (1.38)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, л;

η_v – коефіцієнт наповнення циліндра (1.39) [43-45]:

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{\text{оч}}}{\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}}} \cdot \frac{p_r}{p_a} \right) \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}, \quad (1.39)$$

де p_a – тиск кінця такту впуску (1.40) [43-45]:

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \quad (1.40)$$

де Δp_a – втрати тиску під час наповнення циліндра (1.41) [43-45]:

$$\Delta p_a = (\beta_{\text{ен}}^2 + \xi_{\text{ен}}) \cdot \left(\frac{\omega_{\text{ен}}^2}{2} \right) \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}, \quad (1.41)$$

де $\omega_{\text{ен}}$ – середня швидкість руху заряду (1.42) [39]:

$$\omega_{\text{ен}} = n \cdot \frac{r \cdot \pi^2 \cdot D^2}{120 \cdot f_{\text{ен}}} \cdot \sqrt{1 + \lambda_{\text{ш}}^2}. \quad (1.42)$$

де $f_{\text{ен}}$ – площа мінімально поперечного перерізу впускної системи (1.43) [39]:

$$f_{\text{ен}} = \pi \cdot h_{\kappa} \cdot (d_2 \cdot \cos \alpha_{\kappa} + h_{\kappa} \cdot \alpha_{\kappa} \cdot \cos^2 \alpha_{\kappa}). \quad (1.43)$$

Залежність (2.53) відповідає дійсності коли $\mu_{\text{сум}} = \mu_{\text{нов}}$.

Провівши уточнення Е.В. Пьядичева [43-45] об'єм робочого тіла пі час робочого циклу (1.44):

$$V_{\beta} = \frac{V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_o}{\mu_{\text{сум}}} \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \left(1 + \frac{m_H \cdot x}{19,04 \cdot \alpha \cdot \left(n_C + \frac{m_H}{4} \right)} \right). \quad (1.44)$$

За формулою Е.В. Пьядичева визначаємо густину заряду, що потрапляє до циліндра [43-45] враховуючи основні фізичні закономірності для розрахунку процесу впуску (1.45):

$$\rho_0 = \frac{1,2925 \cdot [1 + 9,869232 \cdot (p_0 - 1,01325 \cdot 10^{-1})]}{1 + 3,665 \cdot 10^{-3} \cdot (T_0 - 273,15)}. \quad (1.45)$$

Так ми можемо знайти густину заряду в атмосферному дизелі враховуючи тиск і температуру повітря при впуску.

Молекулярну масу суміші газів (робочого тіла) знаходимо із рівняння (1.46) [45]:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{сум}} = & \left[44,01 \cdot n_C \cdot x + 9,01 \cdot x \cdot m_H + 32 \cdot \left(n_C + \frac{m_H}{4} \right) \cdot (\alpha - x) + \right. \\ & \left. + 105,844 \cdot \alpha \cdot \left(n_C + \frac{m_H}{4} \right) \right] \cdot \left[4,76 \cdot \alpha \cdot \left(n_C + \frac{m_H}{4} \right) + \frac{m_H \cdot x}{4} \right]^{-1} \end{aligned} \quad (1.46)$$

Коефіцієнт надлишку повітря визначається за формулою (1.47) [43-45]:

$$\alpha = \frac{M_1}{G_y \cdot L_0}, \quad (1.47)$$

де M_1 – кількість свіжого заряду, яку знаходимо (1.48) [43-45]:

$$M_1 = \frac{p_0 \cdot \eta_v \cdot V_h \cdot 10^{-3}}{8,314 \cdot T_0}. \quad (1.48)$$

Якщо у (1.66) підставити формули (1.32, 1.38 – 1.42, 1.45, 1.46) з урахуванням основних геометричних характеристик циліндра та

стехіометричних співвідношень [43-45], можна вивести формулу для визначення коефіцієнту надлишку повітря (1.49):

$$\alpha = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S_n \cdot k_3 \cdot (1 - k_4) \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{оч}}{k_3} \cdot \frac{p_r}{p_0 - k_4}\right) \cdot \frac{p_0}{T_0 + \Delta T}}{6,315 \cdot 10^{-9} \cdot V_u \cdot \rho_n \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32}\right) \cdot (\varepsilon - 1)}. \quad (1.49)$$

де k_3, k_4 – коефіцієнти спрощення, що знаходимо із рівнянь (1.50-1.51):

$$k_3 = \varphi_{доз} \cdot \varepsilon, \quad (1.50)$$

$$k_4 = \frac{(\beta_{en}^2 + \xi_{en}) \cdot n^2 \cdot S^2 \cdot \pi^2 \cdot D^4 \cdot (1 + \lambda_{ui}^2) \cdot (12,755982 \cdot p_0 + 2,925 \cdot 10^{-1})}{2,4 \cdot 10^5 \cdot h_k^2 \cdot (d_z \cdot \cos \alpha_k + h_k \cdot \alpha_k \cdot \cos^2 \alpha_k)^2 \cdot (7,33 \cdot p_0 \cdot T_0 - 2,19)}. \quad (1.51)$$

Рівняння (1.48 – 1.51) включають конструктивні, режимні та регульовальні параметри процесу впуску та паливоподачі з елементним складом палива.

Коефіцієнт залишкових газів (1.52) [42]:

$$\gamma_r = \frac{\varphi_{оч}}{\eta_v \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r}. \quad (1.52)$$

χ – коефіцієнт тепловиділення у формулах (1.44, 1.46) залежить від характеристики тепловиділення та вимагає моделювання процесу згорання.

Якщо підставити у (1.44) рівняння (1.38 – 1.41, 1.44), враховуючи основні геометричні характеристики циліндра [43] та коефіцієнти спрощення (1.50, 1.51), отримаємо залежність для визначення поточного об'єму робочого тіла (1.53):

$$V_B = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot T_0}{4 \cdot 10^{-3} \cdot (\varepsilon - 1)} \cdot \left[k_3 \cdot (1 - k_4) \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{оч}}{k_3} \cdot \frac{p_r}{p_0 - k_4}\right) \cdot \frac{1}{T_0 + \Delta T} + \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{p_0 \cdot T_r} \right] \times \\ \times \frac{\frac{12,755982 \cdot p_0 + 2,925 \cdot 10^{-1}}{(3,665 \cdot T_0 - 1,095) \cdot 10^{-3}} \cdot \left(4,76 \cdot \alpha \cdot k_5 + \frac{m_H \cdot \chi}{4}\right) \cdot \left(1 + \frac{m_H \cdot \alpha - \chi}{19,04 \cdot \alpha \cdot k_5}\right)}{44,01 \cdot \chi \cdot n_C + 9,01 \cdot \chi \cdot m_H + 32 \cdot k_5 \cdot (\alpha - \chi) + 105,844 \cdot \alpha \cdot k_5}, \quad (1.53)$$

де k_5 – коефіцієнт спрощення (1.54):

$$k_5 = n_c + \frac{m_H}{4}. \quad (1.54)$$

Рівняння (1.53, 1.54) включають в себе режимні, конструктивні та регулювальні параметри.

Реальний об'єм циліндра знаходимо з кінематичних залежностей КШМ (1.55) [44]:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left\{ \frac{S}{\varepsilon - 1} + \frac{S}{2} \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_u} \cdot (1 - \cos \beta) \right] \right\}, \quad (1.55)$$

де φ та β – кути повороту колінчастого вала двигуна та відхилення шатуна (1.56) [45]:

$$\beta = \arcsin(\lambda_u \cdot \sin \varphi). \quad (1.56)$$

Дослідження індикаторних діаграм реальних циклів показує, що температура в циліндрі змінюється за законами політропи стиску та розширення [43-45], а в процесі горіння за складними закономірностями які потребують більш детальних досліджень [43-45]. Проте з отриманої індикаторної діаграми під час експерименту для досліджуваного двигуна можна знайти температуру газів в циліндрі з рівняння стану ідеального газу.

Скористаємось експериментальними даними [46,47] роботи двигуна 4Ч11,0/12,5 з визначенням зміни температури газів в циліндрі двигуна при роботі на дизельному паливі. В роботі показана залежність зміни температури згорання від кута повороту колінчастого вала двигуна працюючого на дизельному паливі. Де температура горіння описується поліномом 6-ї ступені (1.57):

$$T = -a_1 \cdot (\bar{\varphi})^6 + a_2 \cdot (\bar{\varphi})^5 - a_3 \cdot (\bar{\varphi})^4 + a_4 \cdot (\bar{\varphi})^3 - a_5 \cdot (\bar{\varphi})^2 + a_6 \cdot \bar{\varphi} + a_7, \quad (1.57)$$

де $a_1 - a_7$ коефіцієнти полінома, що за припущенням змінюються в залежності від виду палива та режимів роботи. Дане припущення отримано з аналізу відомих досліджень Шуляка М.Л при роботі двигуна на біопаливі [47]. В яких вказано, що зміна робочих характеристик двигуна чи МТА на біопаливі

протікає так само як і на дизельному, а на графіках вони розташовані еквідистантно.

Математична модель розрахунку індикаторної діаграми, що описується формулами (1.36, 1.48 – 1.50, 1.52 – 1.57) потребує додаткового математичного моделювання процесу згорання.

1.5.3. Дослідження процесу горіння та тепловиділення

Для практичних розрахунків процесу тепловиділення використовуємо експоненціальну модель І.І. Вібе [48]. Рівняння тепловиділення буде мати вигляд (1.58) [48]:

$$x = 1 - e^{-C_z \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (1.58)$$

де C_z – постійна, що залежить від частки згорілого палива до моменту кінця згорання φ_z , визначається за формулою (1.59) [48]:

$$C_z = \ln(1 - x_z), \quad (1.59)$$

де x_z – частка палива.

Тривалість згорання φ_z в градусах повороту колінчастого вала двигуна знаходимо з методики Б.А. Шароглазова (1.60) [49]:

$$\varphi_z = 135 \cdot \alpha^{-1,36} + 25. \quad (1.60)$$

Зазначається, що показник характеру згорання m у формулі (1.57) варіюється.

Можна застосувати методику вирішення «зворотної задачі» І.І. Вібе при наявності характеристики тепловиділення $x = f(\varphi)$ звідси (1.61):

$$m = \frac{\ln \left[\frac{\ln(1 - x)}{\ln(1 - x_z)} \right]}{\ln \varphi - \ln \varphi_z} - 1, \quad (1.61)$$

Рішення формули (1.61) дало рівняння поліному 6-тої степені, що характеризує залежність варіювання m двигуна 4Ч11,0/12,5 при роботі (1.62):

$$m = b_1 \cdot \varphi^6 - b_2 \cdot \varphi^5 + b_3 \cdot \varphi^4 - b_4 \cdot \varphi^3 + b_5 \cdot \varphi^2 - b_6 \cdot \varphi + b_7, \quad (1.62)$$

де $b_1 - b_7$ – коефіцієнти поліному, виходять залежно від виду палива та режимів роботи [49].

Показники згорання на дизельному паливі $m_{дп}$ і на біопаливі $m_{бп}$ досліджені в роботі [50], де залежність A_m буде (1.63):

$$A_m = 1 - \frac{m_{бп} + 1}{m_{дп} + 1}, \quad (1.63)$$

Зміна відношення показників A_m описується поліномом (1.64):

$$A_m = -c_1 \cdot (\bar{\varphi})^6 + c_2 \cdot (\bar{\varphi})^5 - c_3 \cdot (\bar{\varphi})^4 + c_4 \cdot (\bar{\varphi})^3 - c_5 \cdot (\bar{\varphi})^2 + c_6 \cdot \bar{\varphi} + c_7, \quad (1.64)$$

де c_1, c_2, c_i – коефіцієнти поліному, виходять залежно від виду палива та режимів роботи;

$\bar{\varphi}$ – відносний кут повороту колінчастого вала (1.65):

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi_z}. \quad (1.65)$$

Звідси (1.66):

$$m_{бп} = \left(1 + c_1 \cdot \bar{\varphi}^6 - c_2 \cdot \bar{\varphi}^5 + c_3 \cdot \bar{\varphi}^4 - c_4 \cdot \bar{\varphi}^3 + c_5 \cdot \bar{\varphi}^2 - c_6 \cdot \bar{\varphi} - c_7\right) \cdot (m_{дп} + 1) - 1. \quad (1.66)$$

Швидкість зміни коефіцієнта тепловиділення [54] отримаємо диференціюванням (1.58):

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{-C_z \cdot (m+1)}{\varphi_z} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \cdot e^{C_z \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}. \quad (1.67)$$

Проводимо уточнення (1.61, 1.67) з урахуванням змінного показника характеру згорання (1.68) [55]:

$$x = 1 - e^{C_z \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m(\varphi)+1}}, \quad (1.68)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -e^{C_z \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m(\varphi)+1}} \times C_z \cdot \frac{dm}{d\varphi} \cdot \left[\frac{m(\varphi)+1}{\varphi_z} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m(\varphi)} - \ln \varphi_z \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m(\varphi)+1} \right], \quad (1.69)$$

де $m(\varphi)$ - змінний показник характеру згорання.

Швидкість зміни характеру згорання для двигуна 4Ч11,0/12,5 І.І. Вібе отримаємо диференціюванням (1.62):

$$\frac{dm}{d\varphi} = b_1 \cdot \varphi^5 - b_2 \cdot \varphi^4 + b_3 \cdot \varphi^3 - b_4 \cdot \varphi^2 + b_5 \cdot \varphi - b_6. \quad (1.70)$$

В результаті ми отримали математичну модель тепловиділення для тракторного дизеля – 4Ч11,0/12,5 [56] для розрахунків та моделювання процесу горіння, що описується формулами (1.58 – 1.60, 1.65 – 1.67) та (1.68 – 1.70).

1.6 Висновки з розділу 1

1. Аналітичний огляд літературних джерел інформації з питань використання модернізованих систем живлення та пристроїв для роботи на біопаливі та його сумішах засвідчив, що перспективно модернізувати та застосовувати нове обладнання та пристрої, проте вони потребують детального вивчення, аналізу, математичної обґрунтованості та розробки відповідного регулювання в залежності від навантажувально-швидкісних режимів роботи машинних агрегатів.

2. Так як біопаливо має високе цетанове число це сприяє кращому запалюванню та дозволяє його використовувати без додавання присадок.

3. Аналіз досліджень впливу паливних сумішей на роботу дизельного двигуна вказують на можливість збільшення біокомпоненту у традиційному паливі. Методика розрахунку враховує фізико-хімічні характеристики палива проте не враховується їх при різному відсотковому співвідношенні.

4. Аналіз відомих пристроїв для створення сумішевих палив показав доцільність їх використання. Більшість розроблених змішувачів дозволяють забезпечити ефективну роботу дизельного двигуна. До основних недоліків відносяться складність конструкції, значна вартість та неможливість регулювання складу суміші взаємності від навантажувально-швидкісних характеристик.

5. Математична модель розрахунку індикаторних показників двигуна та тягових характеристик трактора дозволяє описати їх роботу з використанням дизельного палива або 100% біопалива, проте не враховуються різні сумішеві варіації палив. Аналіз проведених досліджень вказує, що потужність двигуна знижується на 6–8% при використанні 100% біопалива, а витрата палива підвищується на 5–8%. Постає питання уточнення відомих формул для більш точного розрахунку та введення додаткових коефіцієнтів.

Основні положення розділу опубліковано у працях [4, 9, 13, 32, 52].

Рисунок 2.1 – Класифікація паливних систем дизельних двигунів

Процес впорскування палива в двигун значною мірою залежить від конструктивних параметрів паливного обладнання. Він має характеристики таких показників і параметрів.

Циклова подача палива – це кількість палива за об'ємом або масою, що за один цикл або за один хід плунжера подається через форсунку, відповідно $V_{ц}$, $\text{см}^3/\text{цикл}$, або $g_{ц}$, $\text{г}/\text{цикл}$.

Початок впорскування $\varphi_{в.п.}$ – це кут початку подачі палива через розпилювач форсунки в циліндр, який визначається кутом випередження впорскування палива $\theta_{впр}$, ° п.к.в. до в.м.т.

Кінець впорскування $\varphi_{в.к.}$ – це кут закінчення подачі палива через форсунку в циліндр.

Тривалість впорскування $\Delta\varphi_{в.}$ – дорівнює куту обертання колінчастого вала двигуна (або кулачкового вала паливного насоса) від початку до кінця впорскування.

Тиск початку впорскування $P_{фп}$ – це тиск, при якому починає підійматися голка форсунки.

Залишковий тиск палива $p_{зал}$ це тиск палива в нагнітальному паливоприводі після закінчення впорскування.

Максимальний тиск впорскування $p'_{ф_{\text{макс}}}$ – це максимальний тиск палива перед розпилюючими (сопловими) отворами розпилювача форсунки.

Початковим для визначення основних параметрів паливної апаратури є значення циклової подачі палива на номінальному режимі роботи двигуна. По ньому розраховується діаметр і повний хід плунжера, площі прохідних перерізів нагнітального клапана, внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, площа прохідних перерізів соплових отворів розпилювача, а також профіль кулачка паливного насоса.

Циклова подача палива на номінальному режимі (2.1) [51]:

$$V_{цном} = \frac{g_e N_{еном} \tau}{120 n_{ном} i \rho_{пал}} \quad (2.1)$$

де g_e – питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$;

$N_{\text{еном}}$ – номінальна потужність двигуна, кВт;

$n_{\text{ном}}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

τ – коефіцієнт тактності ($\tau = 4$ або 2); i – кількість циліндрів.

Враховуючи можливість перевантаження дизеля, забезпечення надійного запуску, а також можливість подальшого його форсування, в деяких роботах рекомендують використовувати для розрахунків $V_{\text{цмакс}}$ (2.2) [52].

$$V_{\text{цмакс}} = (2,5-3,2) V_{\text{цном}} \quad (2.2)$$

Робочий об'єм втулки плунжера значно більший об'єму $V_{\text{цном}}$ або $V_{\text{цмакс}}$. Це пов'язано з тим, що в процесі впорскування мають місце гідравлічні втрати, які враховуються коефіцієнтом подачі насоса η_e ; паливо стискується (ΔV_1), а нагнітальний паливопровід під тиском розширюється (ΔV_2). Крім того, частина ходу плунжера витрачається на зворотний перепуск палива в нагнітальний отвір (ΔV_3). Тоді об'єм втулки плунжера ($V_{\text{в.п.}}$), який відповідає повному ходу плунжера (2.3) [57]:

$$V_{\text{в.п.}} = \frac{V_{\text{цмакс}}}{\eta_H} + \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 \quad (2.3)$$

де η_H – ККД насоса

Визначити об'єми, які включені в залежність, важко, тому при проектуванні обладнання системи живлення та паливного насоса високого тиску використовують спрощені вирази, наприклад, такі позначення (2.4) [52]:

$$V_{\text{в.п.}} = \varphi_n \frac{V_{\text{цмакс}}}{\eta_H} \quad (2.4)$$

де φ_n - коефіцієнт, значення якого приведені у табл. 5.1.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти для розрахунку паливних систем

Тип паливної системи	φ_n	η_H	m	m_1
Розділена з золотниковим ПНВТ	2,0...3,5	0,75...0,90	0,7...1,8	0,3...0,5
Насос-форсунка	2,0...2,5	0,80...1,0	1,2...1,8	0,4...0,75

Діаметр (d_n) і повний хід плунжера (h_n) зв'язані відношенням (2.5) [52]:

$$m = h_n d_n \quad (2.5)$$

Тоді:

$$V_{в.н.} = \frac{\pi d_n^3 m}{4}$$

Звідси:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_{цмакс}\varphi_n}{\pi m \eta_H}}$$

При проектуванні паливних систем часто виходять не з повного, а з активного ходу плунжера [52] h_n^a . Тоді, якщо позначити h_n^a/d_n через m_1 , то отримаємо (2.6):

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4V_{цмакс}\varphi_n}{\pi m_1 \eta_H}} \quad (2.6)$$

Значення m_1 наведені в табл. 2.1. При цьому повний хід плунжера

$$h_n = m_1 h_n^a$$

де $m_1 = 2 \div 4$.

Визначені d_n і h_n округлюють до найближчого за ГОСТом. За обчисленням d_n визначають: зовнішній діаметр втулки плунжера $d_{в.п.} = (1,8 \dots 3,1) d_n$; довжину притертої поверхні плунжера $l_{п.п.} = (4,5 \dots 6,5) d_n$; діаметри наповнюючого $d_{нап}$ і відсічного $d_{від}$ отворів втулки:

$$d_{нап} = d_{від} = (0,2 \dots 0,35) d_n$$

Конструктивні розміри нагнітального клапана також доцільно визначити в залежності від d_n : $d_{клг} = (0,6 \div 1,2) d_n$; $d_{кл} = (0,35 \div 0,85) d_{клг}$; $l_{клг} = (1,5 \dots 3,0) d_{кл}$ [52].

Для забезпечення герметичності клапана ширина його ущільнювального пояса звичайно не перевищує 0,4...0,5 мм, що досягається різницею до одного градуса в кутах клапана ($2\alpha = 90^\circ$) і сідла. Площа перерізу під конусом клапана, в робочому стані повинна в 1,5...3,0 рази перевищувати площу перерізу внутрішнього діаметра паливопроводу високого тиску [52].

Площа перерізів соплових отворів розпилювача форсунки f_p , мм², може

бути визначена з виразу (2.7):

$$f_p = \frac{0.06 V_{ц_{\max}} n}{\Delta \varphi_{\epsilon} \mu_p \sqrt{2/\rho_{\text{нал}} (P_{\text{фсер}} - P_{\text{сер}})}} \quad (2.7)$$

де n – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} ;

$\Delta \varphi_{\epsilon}$ – тривалість впорскування, $^{\circ}\text{п.кул.в.}$, $\Delta \varphi_{\epsilon} = \Delta \varphi_{\epsilon} / 1,4$;

$\Delta \varphi_{\text{в}}$ – геометрична тривалість впорскування, яка відповідає геометричному активному ходу плунжера;

μ_p – коефіцієнт витрати розпилюючих отворів форсунки. $\mu_p = 0,6 \div 0,7$;

$P_{\text{фсер}}$ - значення середнього тиску впорскування палива приблизна дорівнює $(0,5 \div 0,7) P_{\text{фсер}}$ [52].

Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску $d_{\text{н.в.}}$, см, визначається за залежністю, що наведена у роботі (2.8) [52]:

$$d_{\text{н.в.}} \geq \sqrt{7,65 V_{\text{ц}} n / u_{\text{сер}} \Delta \varphi_{\epsilon}} \quad (2.8)$$

де $u_{\text{сер}}$ – середня швидкість палива в паливопроводі, високого тиску, см/с (для автомобільних дизелів $u_{\text{сер}} = 5000 \div 8000 \text{ см/с}$). Як видно з формул 2.1 – 2.8 проектування системи живлення досить складне та трудомістке, тому більш доцільно удосконалити систему живлення для роботи на біопаливі.

Система живлення дизельного двигуна виконує безліч функцій, а саме: підтримка подачі палива, видалення води та домішок, дозування палива відповідно до режиму роботи двигуна та розподіл пального відповідно до встановлених характеристик. Частина циклу палива спалюється в двигуні відповідно до послідовності впорскування та фаз газорозподілу для забезпечення необхідної динамічної якості двигуна, особливо на режимах переходу [53].

Завдяки дедалі жорсткішим екологічним нормам виробники дизельних двигунів постійно вдосконалюють свої системи подачі палива. Очевидно, що механічні принципи впорскування палива не можуть відповідати цим вимогам. У деяких системах тиск палива залежить від навантаження та частоти обертання колінчастого вала. Зниження тиску впорскування та якості

розпилення призведе до осідання великих крапель палива на поверхні, зменшення ефективності згоряння паливно-повітряної суміші та збільшення вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Для вирішення цих проблем, пов'язаних із використанням біопалива, рекомендується використовувати систему живлення з електронним управлінням та регулюванням складу паливної суміші для робочого режиму двигуна.

Використання біопалива в дизельних двигунах є дуже важливим, оскільки ці питання пов'язані з енергетичною безпекою України, тому багато вчених проводили над ними дослідження. Наприклад, в літературних джерелах [55, 56] результати досліджень вплинули на технічні, економічні та екологічні показники роботи двигуна на чистому біопаливі та їх сумішах з дизелем. Особливу увагу слід приділити роботі [57]. У ній з метою покращення екологічних показників двигуна автор розробив метод, що дозволяє визначити характеристики регулювання оптимального співвідношення сумішевого палива відповідно до режиму роботи двигуна.

З метою реалізації розробленої технології автор запропонував схему змішування дизельного та біопалива в різних пропорціях відповідно до робочого режиму двигуна. Недоліком цієї технології є те, що відсоток сумішевого палива залежить від частоти обертання колінчастого вала і не враховує ступінь навантаження двигуна. Крім того, аналіз інших паливних систем дизельних двигунів, що виробляються в країні та за кордоном, показує, що [57] все ще є моделями, які не можуть базуватися на навантаженні та швидкості роботи дизельних двигунів та здатності забезпечувати необхідний відсоток біологічного та викопного палива.

З метою ефективного використання біопалива ми вдосконалили систему живлення дизельного двигуна (рис. 2.2), яка змінює відсоток суміші дизельного палива та біопалива відповідно до режиму роботи двигуна. Удосконалена система була розроблена, щоб гарантувати роботу машинного агрегату не погіршуючи та забезпечуючи базову потужність і крутний момент, тобто було додано багато елементів: паливний бак для БП, фільтр грубою очистки,

1 – паливний бак для ДП; 2 – насос подачі дизельного палива (ДП); 3 – запобіжний клапан ДП; 4 – дроселі ДП та БП; 5 – запобіжний клапан БП; 6 – насос подачі біопалива (БП); 7 – паливний бак для БП; 8 – фільтр-змішувач; 9 – ПНВТ; 10 – форсунки; 11 – ємнісний датчик визначення складу суміші; 12 – електронний блок керування; 13 – важіль керування подачею палива; 14 – датчик обертів колінчастого валу; 15 – датчик температури охолоджуючої рідини.

Для отримання позитивних результатів від використання блоку живлення його слід використовувати на двигунах, на яких встановлено або дообладнано ЕБС, для оптимізації управління двигуном, збільшення частоти обертання та визначення точності параметрів енергозасобу. Оснащення ЕБС - це найсучасніший двигун.

Система живлення з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші забезпечує запуск та прогрів двигуна на ДП та працює таким чином.

В ЕБК 12 надходять вихідні дані про тиск T_o та температуру P_o навколишнього середовища, сигнал про положення важеля подачі палива 13 W_{nn} - положення важеля подачі палива від відповідного датчика, сигнал про частоту обертання колінчастого валу двигуна n_o від датчика 14, сигнал про температуру охолоджуючої рідини T_{ox} від датчика 15 та ємнісного датчика визначення складу суміші 11.

Прогрів двигуна виконується на дизельному паливі і встановлюється за температурою охолоджуючої рідини T_{ox} . При цьому лінія дроселя, що відповідає за подачу дизельного палива – відкрита ($U1 = 1$), насос подачі 2 ($U4 = 1$), а біопалива 4 – закрита ($U2, U3 = 0$). Так як фізико-хімічні характеристики БП мають відмінності від ДП, то необхідно підігрівати БП для зрівноваження показників. Так як фільтр-змішувач 8 розміщений безпосередньо на двигуні біопаливо та суміш підігрівається до відповідної температури.

Дані про температури палив у фільтрі-змішувачі 8 $T_{сум}$ надходять в ЕБК 12. Відповідно, якщо температура охолоджуючої рідини T_{ox} та температура $T_{сум}$

набули мінімально допустимого значення, то дизельний двигун переходить на роботу на суміші палив, склад якої регулюється та уточняється ємнісним датчиком 11 ($U_5 = 1$), вмикається насос подачі біопалива 6 ($U_3 = 1$).

В ЕБК 12 підбираються значення відсоткового складу $n_{БП}$ та циклової подачі q_u суміші палив. Далі інформація $n_{БП}$ надходить на дроселі 4, сигнал зі значенням q_u надходить на ЕКБ 12.

При роботі двигуна дроселями 4 регулюється кількісне відношення ДП, БП та суміші палив. Під час прогріву лінія ДП дроселя 4 ($U_1 = 1$) повністю відкрита, а БП ($U_2 = 0$) закрита. Далі в залежності від навантажувально-швидкісних показників та режимів роботи положення дроселів 4 для обох палив змінюється в залежності від відсоткового складу суміші яка регулюється ємнісним датчиком 11 ($U_5 = 1$) [59].

Перед зупинкою двигуна з ЕБК поступає сигнал на керуючий орган дроселя 4 на встановлення в положення, яке забезпечує 100% ДП ($U_1 = 1$), при цьому насос 6 вимикається ($U_3 = 0$), а лінія подачі біопалива дроселя 4 перекривається ($U_2 = 0$). При цьому суміш палив зі зворотнього трубопроводу подається в ПНВТ 9, система живлення (паливні трубопроводи низького тиску після змішувача, паливні трубопроводи високого тиску, ПНВТ, форсунки) заповнюється ДП. Це забезпечить наступний легкий запуск МА [59].

Двигун готовий до зупинки. Система живлення дизельного палива може бути наповнена безпосередньо перед зупинкою.

Особливістю управління під час переведення на роботу з використанням суміші і регулюванням її відсоткового складу є необхідність в управлінні змішувачем та елементами системи відводу невикористаного палива. Дизельне та біопаливо подаються до змішувача з індивідуальних трубопроводів та насосів. У змішувач залежно від положення регулювального пристрою створюється суміш палив із відповідним відсотковим складом та подається в ПНВТ.

У розробленій системі живлення додано лінію низького тиску подачі біопалива, у якій відбувається керування насосом. Підігрівання біопалива є

обов'язковим під час його використання, особливо за низьких температур навколишнього середовища. Так, під час підігрівання з 20°C до 50°C його в'язкість зменшується приблизно на 51% . Показники густини, поверхневого натягу тощо теж змінюються, але не так суттєво. На холодному двигуні погіршується процес випаровування та згорання палива та збільшується ймовірність потрапляння палива в картер двигуна, де воно розбавляє мастило. Вплив біопалива на мастило більш негативний, ніж дизельного палива. Властивості біопалива зумовлюють більшу його здатність до коксування, що особливо проявляється під час поганого розпилення палива (на непідігрітому біопаливі) [60].

Підігрівання відбувається автоматично завдяки розміщенню змішувача. Насос подачі біопалива вмикається тільки тоді, коли температура біопалива досягає значення допустимого для його використання та вимикається за умови зменшення температури біопалива нижче допустимої або перед зупинкою роботи двигуна, коли система живлення наповнюється дизельним паливом.

Використання системи паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші дасть можливість покращити його техніко-економічні і екологічні показники залежно від умов руху та завантаження машино-тракторного агрегата.

2.2. Розробка математичної моделі системи живлення дизельного двигуна для роботи на суміші палив з дроселями для регулювання складу дозованої паливної суміші

Розрахункову схему системи живлення дизельного двигуна представлено на рис. 2.2.

Запропонована система живлення дизельного двигуна для двох видів палива складається із системи подачі та змішування палива (низький тиск), системи високого тиску.

При складанні математичної моделі з врахуванням результатів попередніх досліджень [61-62] були прийняті такі припущення:

1. густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі системи подачі палива в усталеному температурному режимі;
2. не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах системи подачі палива;
3. коефіцієнт податливості палива не залежить від тиску і вмісту газової складової, так як в усталеному режимі роботи паливної системи його величина змінюється незначно;
4. коефіцієнт витоків і перетоків рідини у складових системи подачі палива є постійним і не залежить від розмірів та форми щілин;
5. відстань між елементами системи подачі палива є незначною, що дозволяє розглядати її як систему з зосередженими параметрами і не розглядати вплив хвильових процесів [63,64];
6. пульсація подачі насосів з врахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску у системі подачі палива;

Робота підсистеми низького тиску описується рівняннями нерозривності потоків робочої рідини [65].

Рівняння нерозривності потоків робочої рідини в лінії насоса дизельного палива має наступний вигляд (2.9):

$$Q_{H1} = Q_{d1} + Q_{vit1} + Q_{def1} + Q_{k1} \quad (2.9)$$

де Q_{H1} – подача насоса дизельного палива;

Q_{d1} – витрата палива через дросель дизельного пального;

Q_{k1} – витрата палива через зворотній клапан;

Q_{vit1} – втрати рідини в лінії дизельного палива;

Q_{def1} – витрата робочої рідини, викликана деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску p_1 .

Рівняння балансу витрат в лінії насоса біопалива (2.10):

$$Q_{H2} = Q_{d2} + Q_{вum2} + Q_{деф2} + Q_{k2} \quad (2.10)$$

де Q_{H2} – подача насоса біопалива;

Q_{d2} – витрата палива через дросель біопалива;

$Q_{вum2}$ – втрати рідини в лінії біопалива;

$Q_{деф2}$ – витрата робочої рідини, викликана деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску p_2 .

Рівняння балансу витрат палива у порожнині 3 (2.11):

$$Q_{d1} = Q_{zm1} + Q_{вum3} + Q_{деф3} \quad (2.11)$$

де Q_{zm1} – витрата на вході у змішувач дизельного палива;

$Q_{вum3}$ – втрати рідини на витоки у магістралі 3;

$Q_{деф3}$ – витрата робочої рідини, викликана деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску p_3 .

Рівняння балансу витрат палива у порожнині 4 (2.12):

$$Q_{d2} = Q_{zm2} + Q_{вum4} + Q_{деф4} \quad (2.12)$$

де Q_{zm2} – витрата на вході у змішувач дизельного палива;

$Q_{вum4}$ – втрати рідини на витоки у магістралі 4;

$Q_{деф4}$ – витрата робочої рідини, викликана деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску p_4 .

Рівняння балансу витрат змішувача (2.13):

$$Q_{zm} = Q_{zm1} + Q_{zm2} + Q_{вum5} + Q_{деф5} \quad (2.13)$$

де Q_{zm1} – витрата на вході у змішувач дизельного палива;

Q_{zm2} – витрата на вході у змішувач біопалива;

$Q_{вum5}$ – втрати рідини у змішувачі;

$Q_{деф5}$ – витрата робочої рідини, викликана деформацією порожнин, заповнених робочою рідиною, під дією тиску p_5 .

Фактичні витрати палива, що подаються від i -ого нерегульованого насоса визначається згідно виразу (2.14) [66, 67]:

$$Q_{Hi} = q_{ni} \cdot n_{ni} \cdot \eta_{об}, i = 1..2 \quad (2.14)$$

де q_{ni} – робочий об'єм i -ого насоса;

n_{ni} – частота обертання вала i -ого насоса;

$\eta_{об}$ – об'ємний ккд i -ого насоса.

Втрати на витікання рідини крізь зазори в з'єднаннях деталей гідроапаратури і гідромеханізмів обчислюються як витрати рідини крізь плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, досконала;
- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;
- зазор симетричний.

В цьому випадку витрати рідини на витікання крізь прохідний переріз зазора будуть визначатись такими залежностями (2.15):

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{вит1} = \sigma_1 \cdot p_1; \\ Q_{вит2} = \sigma_2 \cdot p_2; \\ Q_{вит3} = \sigma_3 \cdot p_3; \\ Q_{вит4} = \sigma_4 \cdot p_4; \\ Q_{вит5} = \sigma_5 \cdot p_5, \end{array} \right. \quad (2.15)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4, \sigma_5$ – коефіцієнти витоків рідини з порожнин, які знаходяться під дією тисків p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 відповідно.

Згідно [66-68] значення коефіцієнтів витікання σ_i рідини крізь зазори, можуть бути визначені за такою формулою (2.16):

$$\sigma_i = \frac{b_{заз_i} \cdot \delta_{заз_i}^3}{l_{заз_i}} \cdot \mu(p_i, t_i^\circ C) \cdot l_0 \pm V_{ст.заз_i} \cdot b_{заз_i} \cdot \delta_{заз_i}, \quad i = 0..4 \quad (2.16)$$

де $b_{заз_i}$ – ширина зазорів витікання рідини в перпендикулярному напрямку до напрямку потоку рідини на i -ій ділянці гідросистеми;

$\delta_{заз_i}$ – глибина зазорів витікання рідини в i -ій ділянці гідросистеми;

$l_{заз_i}$ – довжина зазорів витікання рідини в напрямку потоку рідини в i -ій ділянці гідросистеми;

$\mu(p_i, t_i^\circ C)$ – динамічна в'язкість рідини, яка залежить від тиску та температури робочої рідини;

$V_{см.зая_i}$ – відносна швидкість переміщення однієї із стінок, яка задає межу щілини. Знак «+» стосується випадку, коли переміщення стінки відбувається в бік зони з пониженим тиском, «-» – в протилежному напрямку.

Зміна в'язкості $\mu(p, t^{\circ}C)$ в залежності від тиску p і температури $t^{\circ}C$ визначається згідно залежності (2.17) [65]:

$$\mu(p_i, t^{\circ}C) = \mu_{50, p_0} \cdot \exp(b_p \cdot p_i) \cdot \left(\frac{50}{t^{\circ}C}\right)^{n_B}, i = 0...7 \quad (2.17)$$

де b_p – коефіцієнт, який залежить від властивостей робочої рідини, $b_p = 0.0023 \dots 0.0033$;

n_B – показник вихідної в'язкості рідини.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідроприводу, заповнених рідиною крізь зміни тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями (2.18) [76, 77]:

$$Q_{def.i} = K_i(p_i) \cdot W_i \cdot dp_i/dt, i = 0...5 \quad (2.18)$$

де $K_i(p_i)$ – коефіцієнти податливості відповідних магістралей та порожнин даної гідросистеми;

W_i – об'єм i -ої паливної магістралі.

Вивченням залежності коефіцієнта податливості від тиску $K_i(p_i)$ займався багато дослідників як експериментально, так і теоретично. В результаті проведених ними досліджень [79], отримана формула для розрахунків коефіцієнту податливості, яка враховує сумарну деформацію робочої рідини як газорідинної суміші при ізотермічному стисканні, і трубопровода (порожнини) (2.19):

$$K_i(p_i) = \frac{1}{E_{см}(p_i)} + C_{ом}, i = 0..7 \quad (2.19)$$

де $C_{ом}$ – об'ємна жорсткість трубопровода (порожнини), по якій проходить робоча рідина;

$E_{см}$ – модуль пружності газорідинної суміші.

Величина об'ємної жорсткості трубопровода може бути приведена до лінійної жорсткості за допомогою виразу (2.20):

$$C_{mi} = \frac{F_{Ki}^2}{C_{omi}}, \quad (2.20)$$

де C_{mi} – приведена лінійна жорсткість і-ої порожнини;

F_{Ki} – конструктивна площа торцю порожнини, що навантажується.

Величина модуля пружності газорідинної суміші розраховується за залежністю (2.21):

$$E_{cm}(p_i) = \frac{E_{жс} \cdot \left(1 + \overline{V}_r \frac{p_{am}}{p_i}\right)^{\frac{1}{k}}}{1 + E_{жс} \cdot \left(\frac{\overline{V}_r}{k \cdot p_i}\right) \cdot \left(\frac{p_{am}}{p_i}\right)^{\frac{1}{k}}}, \quad i = 0..7, \quad (2.21)$$

де $E_{жс}$ – модуль пружності рідини;

$\overline{V}_r$ – питомий вміст нерозчиненого газу в рідині;

p_{am} – атмосферний тиск при нормальних умовах;

k – показник політропи.

Рівняння витрати палива через дросель 1 (2.22):

$$Q_{d1} = \mu \cdot F_{d1}(U_2) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{ДП}}} \cdot \sqrt{P_1 - P_3} \cdot \sin(P_1 - P_3) \quad (2.22)$$

де Q_{d1} – витрата палива через дросель дизельного пального;

μ – динамічна в'язкість дизельного палива;

F_{d1} – площа поперечного перерізу дроселя;

$\rho_{ДП}$ – густина дизельного палива;

P_1, P_3 – тиск до та після дроселя.

Рівняння витрати рідини крізь запобіжний клапан Q_{k1} (2.23):

$$Q_{k1} = \begin{cases} 0, & p_1 < p_{kl} \\ \mu \cdot F_{k1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1 - p_0} \cdot \text{sign}(p_1 - p_0), & p_1 \geq p_{kl} \end{cases} \quad (2.23)$$

де Q_{k1} – витрата палива через зворотній клапан дизельного пального;

μ – динамічна в'язкість дизельного палива;

F_{k1} – площа прохідного перерізу клапана;

$\rho_{БП}$ – густина біопалива;

P_1, P_0 – тиск у напірній лінії клапана та тиск навколишнього середовища;

p_{kl} – тиск налагодження клапана.

Рівняння витрати рідини крізь запобіжний клапан Q_{k2} (2.24):

$$Q_{k2} = \begin{cases} 0, p_2 < p_{kl} \\ \mu \cdot F_{k2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_2 - p_0} \cdot \text{sign}(p_2 - p_0), p_2 \geq p_{kl} \end{cases} \quad (2.24)$$

де Q_{k2} – витрата палива через зворотній клапан дизельного пального;

μ – динамічна в'язкість дизельного палива;

F_{k2} – площа прохідного перерізу клапана;

P_2, P_0 – тиск у напірній лінії клапана та тиск навколишнього середовища;

p_{kl} – тиск налагодження клапана.

Рівняння балансу витрат в лінії дроселя біопалива (2.25):

$$Q_{d2} = \mu \cdot F_{d2}(U_2) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{БП}}} \cdot \sqrt{P_2 - P_4} \cdot \text{sign}(P_2 - P_4) \quad (2.25)$$

де Q_{d2} – витрата палива через дросель біопального;

μ – динамічна в'язкість біопалива;

F_{d2} – площа поперечного перерізу дроселя;

$\rho_{БП}$ – густина біопалива;

P_2, P_4 – тиск до та після дроселя.

Витрата на вході у змішувач дизельного палива (2.26):

$$Q_{zm1} = \mu \cdot F_{zm1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{ДП}}} \cdot \sqrt{P_3 - P_5} \cdot \text{sign}(P_3 - P_5) \quad (2.26)$$

де Q_{zm1} – витрата на вході у змішувач дизельного палива;

μ – динамічна в'язкість дизельного палива;

F_{zm1} – площа поперечного перерізу вхідного отвору дизельного палива;

P_3, P_5 – тиск до та після змішувача.

Витрата на вході у змішувач біопалива (2.27):

$$Q_{zm2} = \mu \cdot F_{zm2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{БП}}} \cdot \sqrt{P_4 - P_5} \cdot \text{sign}(P_4 - P_5) \quad (2.27)$$

де Q_{zm2} – витрата на вході у змішувач біопалива;

μ – динамічна в'язкість біопалива;

F_{zm2} – площа поперечного перерізу вхідного отвору біопалива;

$\rho_{БП}$ – густина дизельного палива;

P_4, P_5 – тиск до та після змішувача.

Записавши рівняння (2.10) – (2.14) у формі Коші із врахуванням рівнянь (2.15) – (2.28), отримаємо наступну систему рівнянь:

Швидкість зміни тиску на ділянці від насоса до дроселя дизельного палива (2.28):

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{K_1 W_1} & \left(q_{n1} \cdot n_{n1} \cdot \eta_{об1} - \mu \cdot F_{d1}(U_2) \sqrt{\frac{2}{\rho_{ДП}}} \cdot \sqrt{|p_1 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_3) - \right. \\ & \left. - \sigma_1 \cdot p_1 - \begin{cases} 0, p_1 < p_{kl} \\ \mu \cdot F_{k1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_1 - p_0|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_0), p_1 \geq p_{kl} \end{cases} \right) \end{aligned} \quad (2.28)$$

Швидкість зміни тиску на ділянці від насоса до дроселя біопалива (2.29):

$$\begin{aligned} \frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{K_2 W_2} & \left(q_{n2} \cdot n_{n2} \cdot \eta_{об2} - \mu \cdot F_{d12}(U_1) \sqrt{\frac{2}{\rho_{ДП}}} \cdot \sqrt{|p_2 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_4) - \right. \\ & \left. - \sigma_1 \cdot p_2 - \begin{cases} 0, p_2 < p_{kl} \\ \mu \cdot F_{k2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_2 - p_0|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_0), p_2 \geq p_{kl} \end{cases} \right) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Швидкість зміни тиску на ділянці від дроселя до змішувача в лінії дизельного палива (2.30):

$$\begin{aligned} \frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{K_3 W_3} & \left(\mu \cdot F_{d1}(U_2) \sqrt{\frac{2}{\rho_{ДП}}} \cdot \sqrt{|p_1 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_3) - \right. \\ & \left. - \mu \cdot F_{zm1} \sqrt{\frac{2}{\rho_{ДП}}} \cdot \sqrt{|p_3 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_5) - \sigma_3 \cdot p_3 \right) \end{aligned} \quad (2.30)$$

Швидкість зміни тиску на ділянці від дроселя до змішувача в лінії біопалива (2.31):

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{1}{K_4 W_4} \left(\mu \cdot F_{d2}(U_2) \sqrt{\frac{2}{\rho_{дп}}} \cdot \sqrt{|p_2 - p_4|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_4) - \mu \cdot F_{zm2} \sqrt{\frac{2}{\rho_{дп}}} \cdot \sqrt{|p_4 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_4 - p_5) - \sigma_4 \cdot p_4 \right) \quad (2.31)$$

Швидкість зміни тиску після змішувача в лінії сумішевого палива (2.32):

$$\frac{dp_5}{dt} = \frac{1}{K_5 W_5} \left(\mu \cdot F_{zm} \sqrt{\frac{2}{\rho_{зм}}} \cdot \sqrt{|p_5 - p_6|} \cdot \text{sign}(p_5 - p_6) - \sigma_5 \cdot p_5 - \mu \cdot F_{zm1} \sqrt{\frac{2}{\rho_{дп}}} \cdot \sqrt{|p_3 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_3 - p_5) - \mu \cdot F_{zm2} \sqrt{\frac{2}{\rho_{дп}}} \cdot \sqrt{|p_4 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_4 - p_5) \right) \quad (2.32)$$

Залежність відкриття заслінки дроселя від напруги буде мати вигляд (2.33):

$$F_{d1} = f(U_2); F_{d2} = f(U_1); U_1 = \left(1/U_2 \right); \quad (2.33)$$

Показники подачі напруги безпосередньо залежать від характеристик двигуна, звідси (2.34):

$$U_2 = f \begin{pmatrix} N_e \\ n \\ M_e \\ G_{\eta} \\ g_e \end{pmatrix} \quad (2.34)$$

З рівняння (2.34) знаходимо показники двигуна та машинного-агрегату з урахування роботи на суміші палив.

2.3. Математична модель роботи дизельного двигуна з використанням суміші палив

Оцінку ефективної потужності двигуна внутрішнього згорання під час застосування біопалива та його сумішей проводимо з використанням

коефіцієнта суміші α , значення якого отримані на основі експериментів та розраховується за формулою (2.35):

$$\alpha = \begin{cases} 1 & \text{при } \beta = 0 \\ 0,97 \exp(-0,0987) & \text{при } \beta > 0 \end{cases} \quad (2.35)$$

де α – коефіцієнт сумішевого палива;

β – частка біодизеля, %.

В рівняння (1.18) вводимо коефіцієнт α отримаємо (2.36):

$$N_e = \frac{Q_n^p \cdot \rho}{3600} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_y)} \cdot \alpha \cdot \mu \cdot \frac{\pi d^2 z}{4} \cdot \frac{\varphi_{en}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot n \cdot \eta_e. \quad (2.36)$$

Даний коефіцієнт α безпосередньо впливає на ефективну потужність дизеля. Застосування коефіцієнта дає змогу провести аналіз зміни ефективної потужності двигуна під час експлуатації і провести відповідні коригування.

Ефективна потужність двигуна визначалась за формулою (2.37):

$$N_e = \frac{Q_n^p \cdot \rho}{3600} \cdot \alpha \cdot G_T \eta_e, \quad (2.37)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння робочої суміші, $\frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$;

G_T – годинна витрата палива, кг/год;

η_e – ефективний ККД двигуна;

α – коефіцієнт суміші.

Тягова потужність трактора при використанні біопалива.

В основу оцінки тягової потужності трактора покладено рівняння тягового балансу з урахуванням зниження потужності двигуна при використанні біопалива.

Дотична сила тяги трактора визначається за формулою (2.38):

$$P_{\text{дот}} = \frac{M_k \cdot i_{kn} \cdot i_0}{r_{\partial}} \cdot \eta_{TP}, \quad (2.38)$$

де M_k – крутний момент двигуна, Н·м;

i_{kn} – передаточне число коробки передач;

i_0 – передаточне число головної передачі;

η_{TP} – механічний ККД. трансмісії;

r_∂ – динамічний радіус ведучих коліс, м.

Крутний момент двигуна визначається за формулою (2.39):

$$M_K = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_\partial} = \frac{N_e}{\omega_\partial}, \quad (2.39)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

n_∂ – частота обертання валу двигуна, хв⁻¹;

ω_∂ – кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна, рад/с.

Підставивши рівняння отримаємо (2.40):

$$P_{\partial om} = \frac{N_e \cdot i_{kn} \cdot i_0}{r_\partial \cdot \omega_\partial} \cdot \eta_{TP}. \quad (2.40)$$

З рівняння видно, що ефективна потужність двигуна впливає на силу тяги трактора, тобто її зменшення, в наслідок коксування циліндро поршневої групи зменшується і сила тяги. В рівняння вводимо коефіцієнт α , що враховує зміну складу суміші.

Отримаємо (2.41):

$$P_{\partial om} = \frac{\alpha \cdot N_e \cdot i_{kn} \cdot i_0}{r_\partial \cdot \omega_\partial} \cdot \eta_{TP}, \quad (2.41)$$

З рівняння тягового балансу трактора знаходимо гакову силу тяги (2.42):

$$P_{зак} = P_{\partial om} - P_f \pm P_a \pm P, \quad (2.42)$$

де $P_{\partial om}$ – дотична сила тяги трактора, Н;

$P_{зак}$ – гакове зусилля, яке реалізоване трактором, Н;

P_f – сила опору коченню, Н; P_a – сила опору підйому, Н;

P_i – сили інерції, Н.

Сила опору кочення дорівнює (2.43) [80]:

$$P_f = \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi p_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\varphi}{180^\circ} - \sin \varphi \right)}, \quad (2.43)$$

де G_i – вертикальне навантаження на i -е колесо, Н;

$\gamma_{ш}$ – коефіцієнт пропорційності;

$p_{ш}$ – тиск повітря в шині, Па;

r – вільний радіус шини, м;

r_c – радіус перерізу шини, м;

φ – кут обхвату шини ґрунтом, град.

Підставивши рівняння, отримаємо (2.44):

$$P_{зак} = \frac{\alpha \cdot N_e \cdot i_{кп} \cdot i_0}{r_\partial \cdot \omega_\partial} \cdot \eta_{TP} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi p_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\varphi}{180^\circ} - \sin \varphi \right)}. \quad (2.44)$$

Кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна (2.45):

$$\omega_\partial = \frac{V_T \cdot i_{TP}}{r_k}, \quad (2.45)$$

де V_T – теоретична швидкість руху, м/с; i_{TP} – передаточне число трансмісії; r_k – радіус ведучих коліс, м.

Рівняння матиме вигляд (2.46):

$$P_{зак} = \frac{\alpha \cdot N_e \cdot r_k}{r_\partial \cdot V_T} \cdot \eta_{TP} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi p_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\varphi}{180^\circ} - \sin \varphi \right)}. \quad (2.46)$$

Гакова потужність визначається за формулою (2.47):

$$N_{зак} = P_{зак} \cdot V_T (1 - \delta), \quad (2.47)$$

де δ – буксування рушіїв, %.

Підставивши рівняння 2.44 у 2.47 отримаємо (2.48):

$$N_{\text{зак}} = \left(\alpha \cdot N_e \cdot \frac{r_k}{r_o} \cdot \eta_{TP} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi p_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\varphi}{180^\circ} - \sin\varphi \right)} \cdot V_T \right) \cdot (1 - \delta). \quad (2.48)$$

Залежність продуктивності машинно-тракторних агрегатів від складу палива (який характеризується коефіцієнтом α) можна визначити по експоненціальній залежності (2.49):

$$W = A \exp(0,22\alpha) \quad (2.49)$$

де A – емпіричний коефіцієнт який залежить від складу агрегату. Так наприклад для агрегату МТЗ-80+КПС-4 $A=4,0$, а для МТЗ-80+КРН-5,6А - $A=5,4$.

Аналогічно знаходимо питому гектарну витрату палива:

$$g_z = A \exp(-0,22\alpha)$$

де A – емпіричний коефіцієнт, який залежить від складу агрегату. Для агрегату МТЗ-80+КПС-4 він дорівнює $A=0,16$, а для МТЗ-80+КРН-5,6А, $A=0,176$.

За даної залежності виконано моделювання з оцінки експлуатаційних характеристик машинних агрегатів з різними сільськогосподарськими знаряддями при роботі двигуна на дизельному паливі і суміші палив (рис. 2.3 – 2.5).

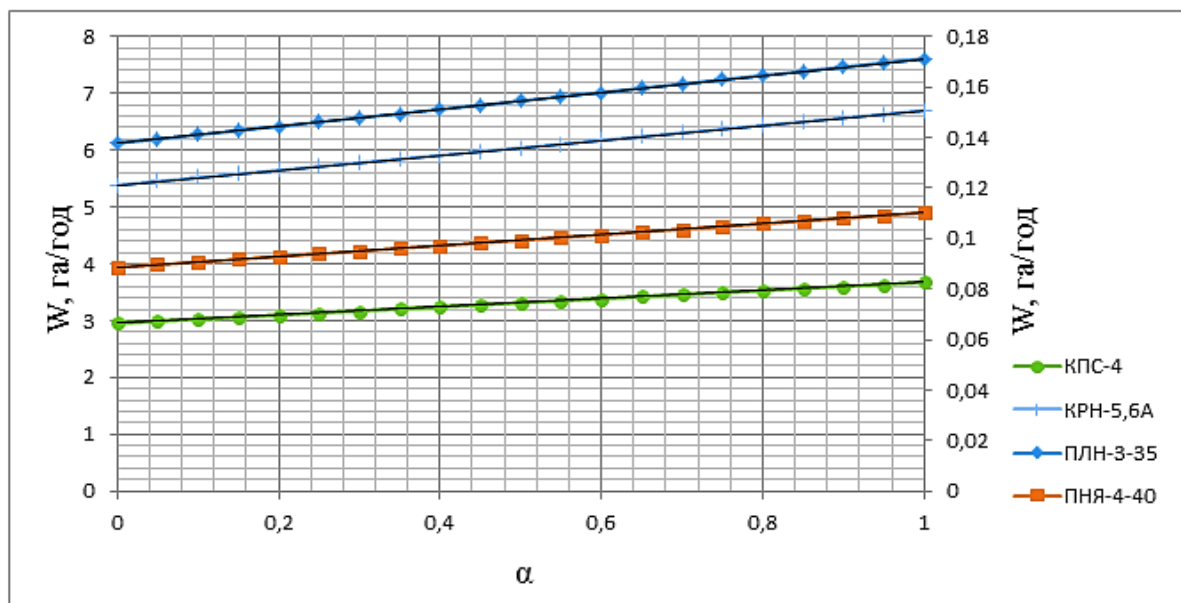


Рисунок 2.3 – Продуктивність сільськогосподарських агрегатів в залежності від вмісту біопалива

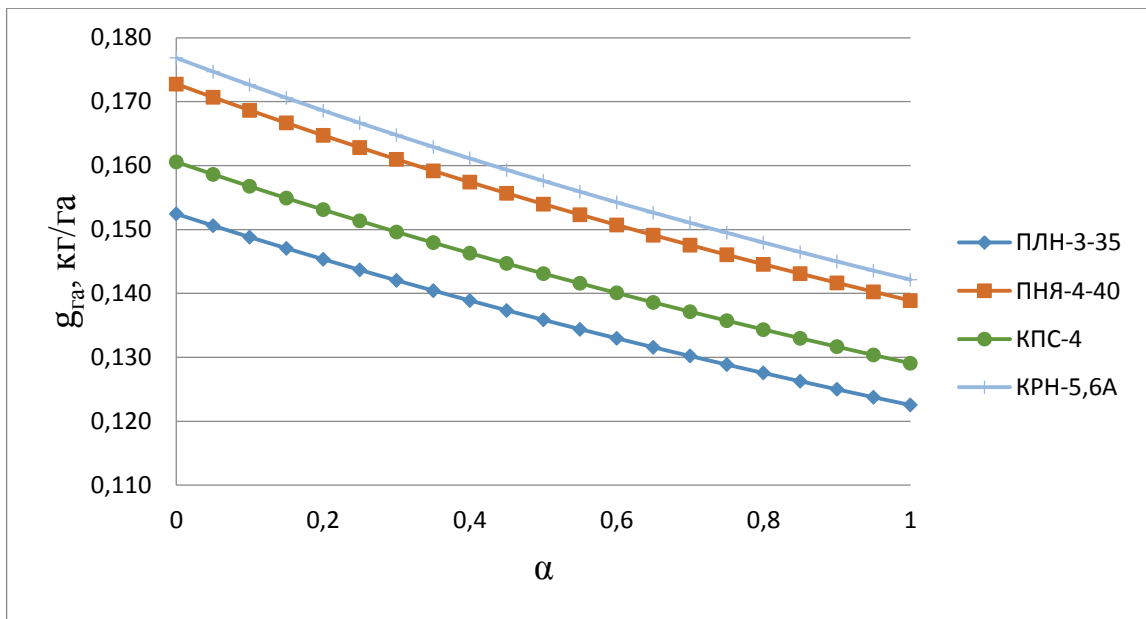


Рисунок 2.4 – Питомі гектарні витрати палива при агрегуванні з різними агрегатами в залежності від вмісту біопалива

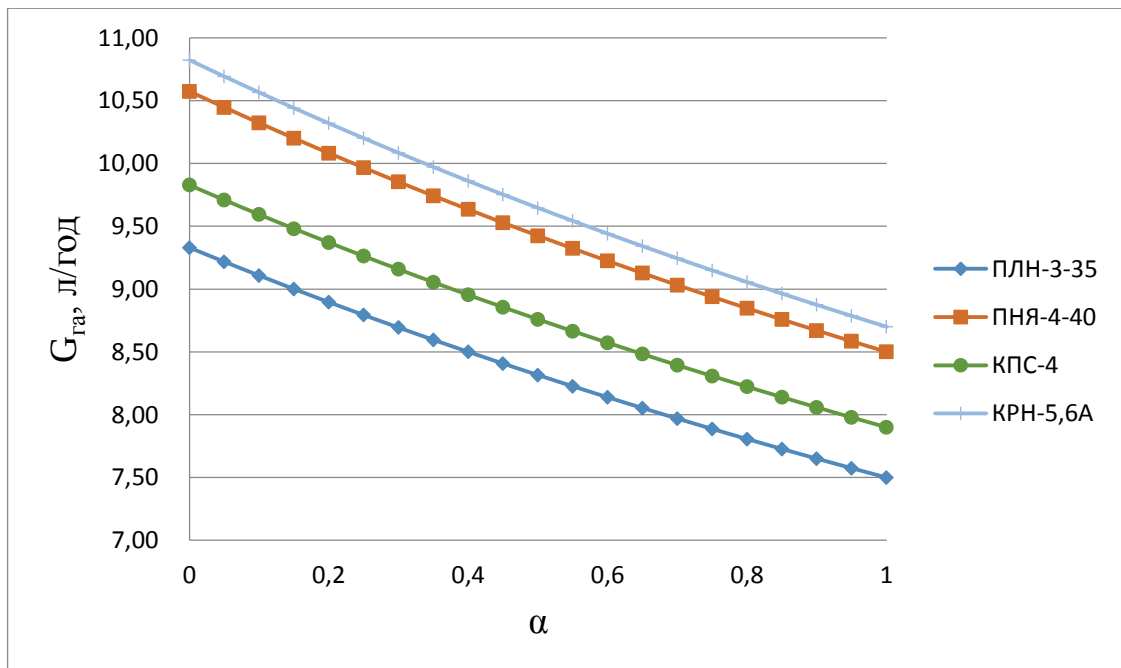


Рисунок 2.5 – Годинні витрати палива при агрегуванні з різними агрегатами в залежності від сумішевого коефіцієнта

Підвищення вмісту біопалива призводить до зниження продуктивності та підвищення питомої гектарної та годинної витрати палива. Оптимізаційні показники роботи машинного агрегату наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Оптимізаційні показники роботи машинного агрегату з використанням суміші палив

α	Потенційна продуктивність W , га/год				Потенційна питома гектарна витрата палива $g_{га}$, кг/год				Потенційна годинна витрата палива $G_{га}$, л/год			
	ПЛН-3-35	ПНЯ-4-40	КПС-4	КРН-5,6А	ПЛН-3-35	ПНЯ-4-40	КПС-4	КРН-5,6А	ПЛН-3-35	ПНЯ-4-40	КПС-4	КРН-5,6А
0	0,17	0,11	3,67	6,71	0,123	0,139	0,129	0,142	7,50	8,50	7,90	8,70
0,05	0,17	0,11	3,64	6,64	0,124	0,140	0,130	0,144	7,57	8,58	7,98	8,79
0,1	0,17	0,11	3,60	6,57	0,125	0,142	0,132	0,145	7,65	8,67	8,06	8,87
0,15	0,17	0,11	3,56	6,51	0,126	0,143	0,133	0,146	7,73	8,76	8,14	8,96
0,2	0,16	0,11	3,53	6,44	0,128	0,145	0,134	0,148	7,81	8,85	8,22	9,06
0,25	0,16	0,10	3,49	6,38	0,129	0,146	0,136	0,149	7,89	8,94	8,31	9,15
0,3	0,16	0,10	3,46	6,31	0,130	0,148	0,137	0,151	7,97	9,03	8,39	9,24
0,35	0,16	0,10	3,42	6,25	0,132	0,149	0,139	0,153	8,05	9,13	8,48	9,34
0,4	0,16	0,10	3,38	6,18	0,133	0,151	0,140	0,154	8,14	9,22	8,57	9,44
0,45	0,16	0,10	3,35	6,11	0,134	0,152	0,142	0,156	8,23	9,32	8,66	9,54
0,5	0,15	0,10	3,31	6,05	0,136	0,154	0,143	0,158	8,32	9,42	8,76	9,65
0,55	0,15	0,10	3,28	5,98	0,137	0,156	0,145	0,159	8,41	9,53	8,85	9,75
0,6	0,15	0,10	3,24	5,92	0,139	0,157	0,146	0,161	8,50	9,63	8,95	9,86
0,65	0,15	0,10	3,20	5,85	0,140	0,159	0,148	0,163	8,60	9,74	9,05	9,97
0,7	0,15	0,10	3,17	5,79	0,142	0,161	0,150	0,165	8,69	9,85	9,16	10,08
0,75	0,15	0,09	3,13	5,72	0,144	0,163	0,151	0,167	8,79	9,97	9,26	10,20
0,8	0,14	0,09	3,10	5,65	0,145	0,165	0,153	0,169	8,90	10,08	9,37	10,32
0,85	0,14	0,09	3,06	5,59	0,147	0,167	0,155	0,171	9,00	10,20	9,48	10,44
0,9	0,14	0,09	3,02	5,52	0,149	0,169	0,157	0,173	9,11	10,32	9,59	10,56
0,95	0,14	0,09	2,99	5,46	0,151	0,171	0,159	0,175	9,22	10,45	9,71	10,69
1	0,14	0,09	2,95	5,39	0,152	0,173	0,161	0,177	9,33	10,57	9,83	10,82

Вирішуючи оптимізаційну задачу, можна стверджувати, що використання суміші палив дозволяє підвищити вміст використання біодизеля до 50% при виконанні різних технологічних операцій з незначним зменшенням продуктивності та збільшенням питомої та годинної нектарної витрати палива. Проте необхідно провести лабораторно-польові дослідження з трактором МТЗ-80 в агрегуванні з плугом ПЛН-3-35 для детального вивчення та аналізу впливу суміші палив у реальних умовах.

2.4 Обґрунтування конструктивних параметрів змішувача палив машинного агрегату

Відповідно до вимог, одним із видів моторного палива, що використовується в сільськогосподарських тракторах, є дизельне сумішеве паливо (ДСП), яке вимагає мінімальних структурних налаштувань двигуна, а його фізична та теплотворна здатність дещо відрізняються від відповідних характеристик мінерального палива (МП). З технічних та економічних причин найбільш зручним методом є підготовка ДСП безпосередньо в системі живлення двигуна під час роботи трактора. З цією метою в паливній системі низького тиску дизельного двигуна (ПНВТ) встановлений паливний змішувач з двома вхідними каналами та одним вихідним каналом. Вхідний канал підключений до паливного баку для мінеральної речовини та рослинного масла через паливний трубопровід, а вихідний канал - до паливного насоса (ПН) [69].

Наявність в ПНВТ трубопроводів значної довжини, що мають різний прохідний переріз, спричиняє появу потоків, спрямованих поперек основного потоку руху рідини і створення завихрення, що сприяють інтенсивному перемішуванню рідини. Тому основне призначення змішувача – дотримання заданої концентрації компонентів в процесі приготування ДСП і його первинне перемішування. Це дозволяє спростити конструкцію змішувача і забезпечити необхідну швидкість руху компонентів при приготуванні ДСП.

В основу роботи фільтра-змішувача поставлено задачу створення стабільної роботи силового агрегату з використанням альтернативних видів палива (біопалив) без втрати потужності, використовуючи перероблений фільтр тонкої очистки двигуна Д-240 (рис. 2.6.).

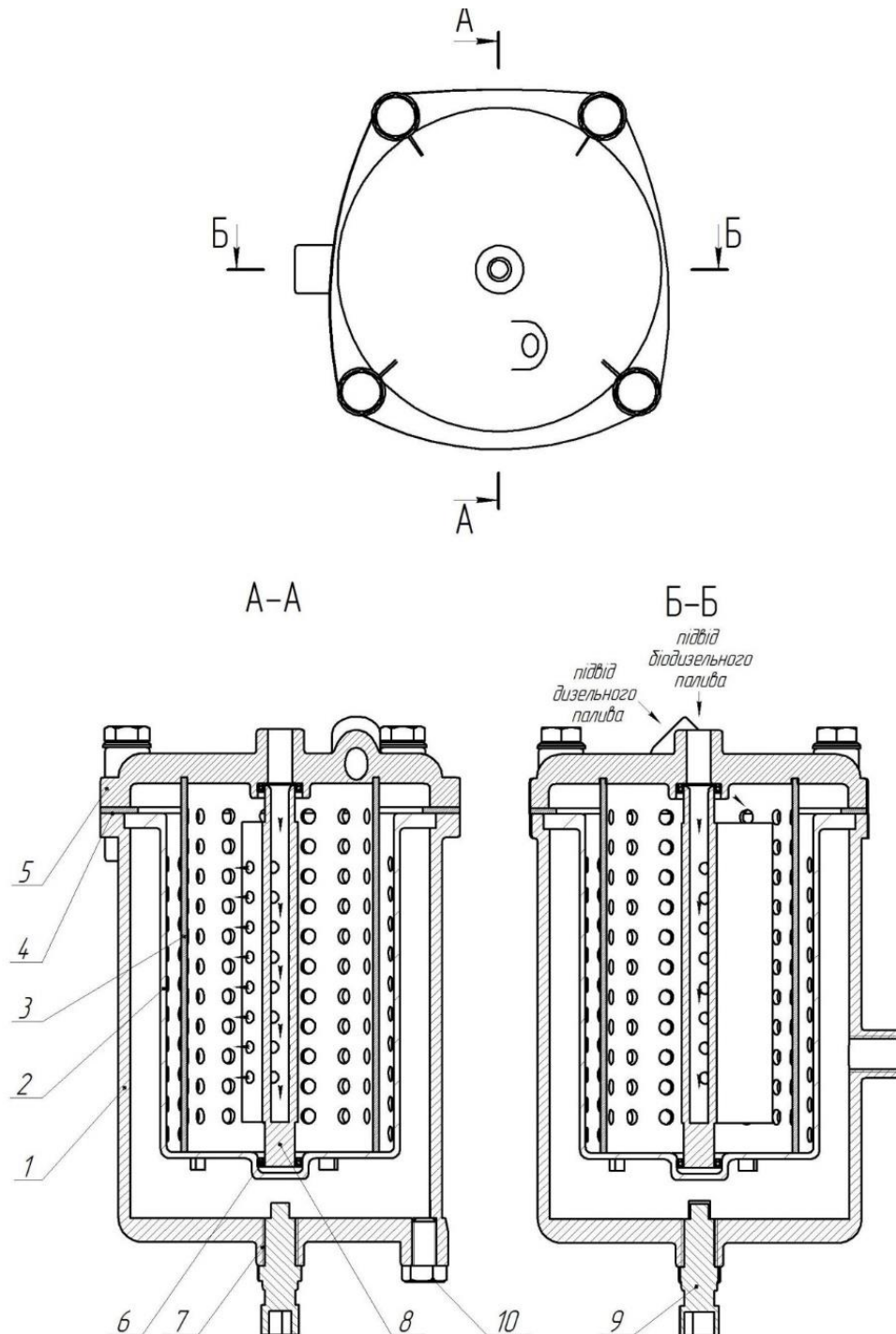


Рисунок 2.6 – Загальний вигляд фільтра-змішувача

Пристрій складається з корпусу 1, стакану 2, вставки 3, прокладки 4, кришки 5, підшипників 6, отвору для датчика 7, ротора Савоніуса 8, датчика температури суміші 9, зливної пробки 10. При проходженні біопалива від паливного бака до паливного насоса високого тиску воно проходить через фільтр-змішувач, в якому піддається термофорсуванню, змішуванню і очищенню. В основу процесу очищення і термофорсування покладено принцип роботи ротора Савоніуса. Подача дизельного палива відбувається під кутом на ротор, результатом прикладеної сили рідини на ротор є пришвидження обертання, що створюється подачею біопалива через отвори в лопатях ротора перпендикулярних його осі. За рахунок роботи ротора виникають відцентрові сили, які в сумі з силами тяжіння дозволяють продавити паливо через фільтруючий елемент, що встановлений між вставкою 3 та стаканом 2. За рахунок того, що пристрій прикріплений безпосередньо до двигуна відбувається також підігрівання суміші. Встановлений у корпусі змішувача датчик температури дозволяє моніторити зміну густини суміші за раніше знайденими залежностями. При цьому забезпечується додаткове очищення і покращення фізико-хімічних властивостей біодизеля [70].

Механічне перемішування з точки зору гідродинаміки є аналізом і вирішенням завдання (обтікання рідиною твердого тіла). При повільному русі тіла в рідині, що має високу в'язкість у її шарі, що примикає до поверхні цього тіла, утворюється тонкий прикордонний шар. Форма і товщина якого залежить від форми і розмірів тіла, швидкості руху, а також від щільності і в'язкості рідини. При високих швидкостях руху тіла відбувається відрив прикордонного шару від поверхні тіла, у першу чергу від його країв, що рухаються з найбільшою швидкістю. За тілом утворюється турбулентний слід, опір руху при цьому різко зростає [71].

При обертанні механічної мішалки найбільша швидкість спостерігається на її периферії (швидкість пропорційна радіусу обертання). Відповідно до рівняння Бернуллі в периферійній зоні, у порівнянні з центральною, утворюється область зниженого статичного тиску. Під дією зміни тиску, а

також відцентрових сил, що виникають при обертанні, рідина спрямовується від центру до периферії [72-74].

У результаті виникають радіальні струмені рідини, які викликають її інтенсивне перемішування. Однак описати математично такий рух рідини надзвичайно складно, тому для опису гідродинаміки перемішування використовуємо критерій Рейнольдса. Використання змішувачів пристроїв широко розповсюджене в машинобудуванні не лише при виготовленні, але й при експлуатації. Сучасні двигуни внутрішнього згорання можуть працювати на все ширшому різноманітті альтернативних джерел енергії, одним з яких є рослинні олії (біопаливо), проте системи живлення таких агрегатів часто потребують удосконалення та модернізації конструкції.

Важливою величиною, яку необхідно вирахувати, є потужність, що витрачається на змішування N , Вт (2.51). Ця потужність пропорційна перепаду тиску на лобовій і тильній частині мішалки ΔP , Па, площі розподіленого тиску S , м² і кутовій швидкості $W_{\text{кут}}$, м/с, що знаходиться з формули (2.50):

$$W_{\text{кут}} = \pi d_M n = d_M n, \quad (2.50)$$

$$N = \Delta P S (nd) \quad (2.51)$$

де n – частота обертів мішалки, об/с; d – діаметр мішалки, м.

Площа розподілу сил пропорційна діаметру в квадраті ($S = d^2$). Отже, перепад тиску визначається із залежності (2.53) [75]:

$$\Delta P = \frac{N}{nd^3} \quad (2.53)$$

Для подальших розрахунків використовуємо модифікований (для змішувачів) критерій Рейнольдса Re_M (2.54).

$$Re_M = \frac{d_m W_{\text{кут}} \rho}{\mu} = \frac{nd_m^2 \rho}{\mu} \quad (2.54)$$

При проведенні розрахунків необхідно врахувати фізико-механічні властивості палив та їх сумішей та конструктивні особливості змішувача. Використовуючи вирази (2.50 – 2.54) знаходимо величини гідродинамічної подібності фільтра-змішувача в залежності від динамічної в'язкості, густини та

вмісту біопалива. Розрахункові дані наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Дані гідродинамічної подібності фільтра-змішувача в залежності від динамічної в'язкості, густини та вмісту біопалива

Критерій Re_M	Динамічна в'язкість при $T=323K$, Па с	Густина ρ при $T=323K$, кг/м ³	Вміст біопалива (Б) у дизельному паливі (Д), %
373357	0,003196	832,2	5Б/95Д
352713	0,003392	834,4	10Б/90Д
334325	0,003588	836,6	15Б/85Д
317841	0,003784	838,8	20Б/80Д
302981	0,00398	841	25Б/75Д
289516	0,004176	843,2	30Б/70Д
277259	0,004372	845,4	35Б/65Д
266053	0,004568	847,6	40Б/60Д
255769	0,004764	849,8	45Б/55Д
246298	0,00496	852	50Б/50Д
237547	0,005156	854,2	55Б/45Д
229437	0,005352	856,4	60Б/40Д
221900	0,005548	858,6	65Б/35Д
214877	0,005744	860,8	70Б/30Д
208318	0,00594	863	75Б/25Д
202178	0,006136	865,2	80Б/20Д
196418	0,006332	867,4	85Б/15Д
191004	0,006528	869,6	90Б/10Д
185905	0,006724	871,8	95Б/5Д
181096	0,00692	874	100Б/0Д

При перемішуванні механічними пристроями розрізняють два режими: ламінарний і турбулентний. Ламінарний режим ($Re_M < 30$) – неінтенсивне

перемішування при якому рідина плавно обтікає кромки лопаті мішалки, захоплюється лопатями і обертається разом з ними. При ламінарному режимі переміщується тільки та частина рідини, яка безпосередньо примикає до ротора змішувача (рис. 2.7).

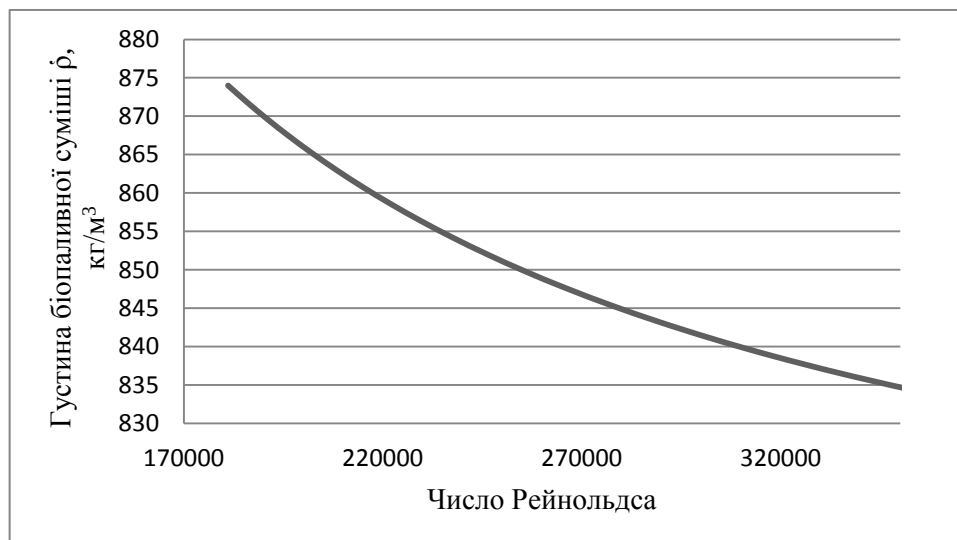


Рисунок 2.7 – Зміна числа Рейнольдса Re_M в залежності від густини біопаливної суміші ρ , кг/м³

Зі збільшенням частоти обертання мішалки зростає опір середовища, викликаний турбулізацією прикордонного шару і утворенням турбулентного сліду в просторі за рухомими лопатями. Формується вимушена циркуляція, яка забезпечує тривимірне протікання рідини в апараті. Орієнтовно це відповідає числам $Re_M = 10^2 - 10^3$.

В області розвиненої турбулентності ($Re_M > 10^4$) відбувається інтенсивне перемішування рідини. Наведені критичні значення критерія Рейнольдса є наближеними й залежать від конструкції, розмірів ротора й апарату в цілому (рис. 2.8).

Проводимо оптимізацію конструктивних параметрів змішувача при зміні розмірів лопаті (діаметра) від 0,015м до 0,075м. Так як сам пристрій виконаний на базі фільтра тонкої очистки двигуна Д-240, то основним параметром оптимізації є геометричні розміри ротора Савоніуса, а саме діаметр лопаті, що

враховується при розрахунках та суттєво впливає на роботу змішувача. Головним показником ефективності роботи обрано число Рейнольдса.

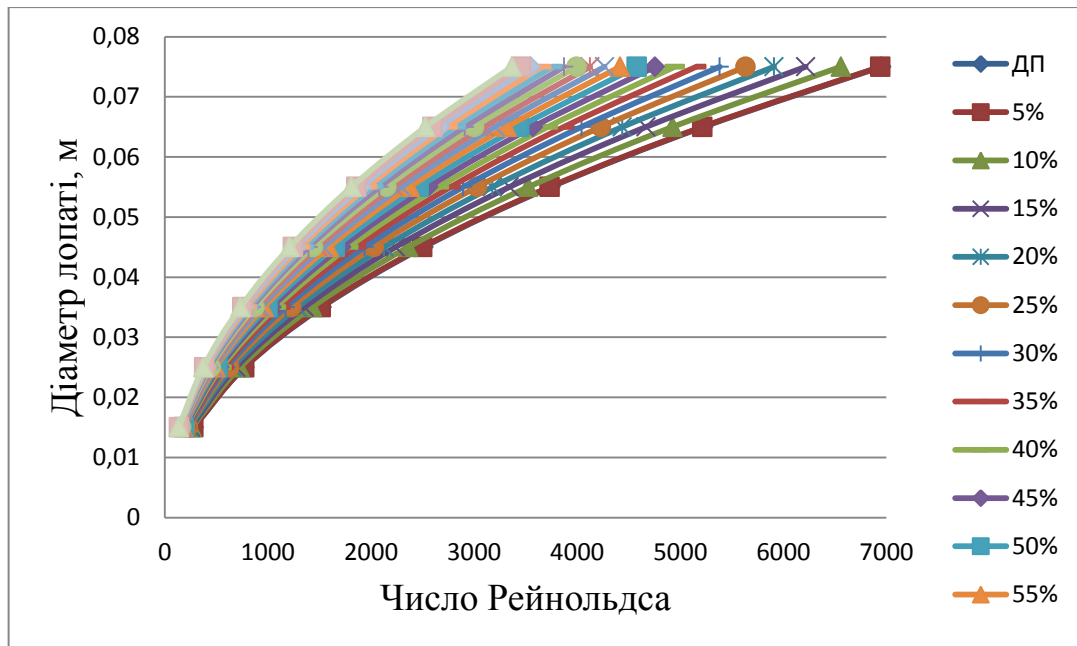


Рисунок 2.8 – Показники числа Рейнольдса різних видів палива в залежності від діаметра лопаті змішувача

Аналізуючи отримані графіки, можна стверджувати, що область розвиненої турбулентності ($Re_M > 10^4$) досягається при діаметрі лопаті 0,015 м, проте для підвищення ефективності, плавності роботи та забезпечення інтенсивного змішування найбільш конструктивно доцільним є діаметр 0,055 м. Геометричні розміри обрані з урахуванням виду палива, конструктивних особливостей та розрахункових даних. При збільшенні розмірів лопаті (більше 0,075 м) зменшується її міцність, підвищується складність виготовлення, а саме головне знижується швидкість обертання, в результаті падає продуктивність змішувача в цілому.

Для підтвердження адекватності проведених розрахунків, виконуємо моделювання процесу змішування з використанням програми FlowVision. Використовуючи розроблену модель змішувача, моделюємо робочу порожнину пристрою, який заповнено рідиною з указанням всіх вихідних, вхідних отворів та фізико-хімічних показників палива (рис. 2.9 – 2.11).

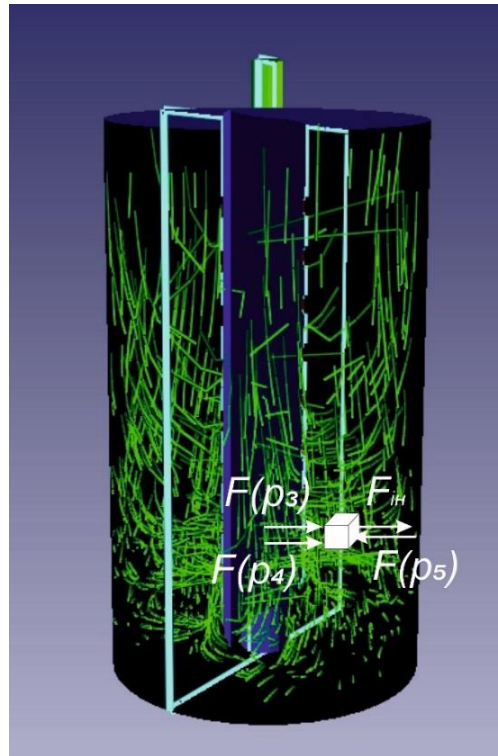


Рисунок 2.9 – Моделювання руху потоків рідини у змішувачі програмою FlowVision

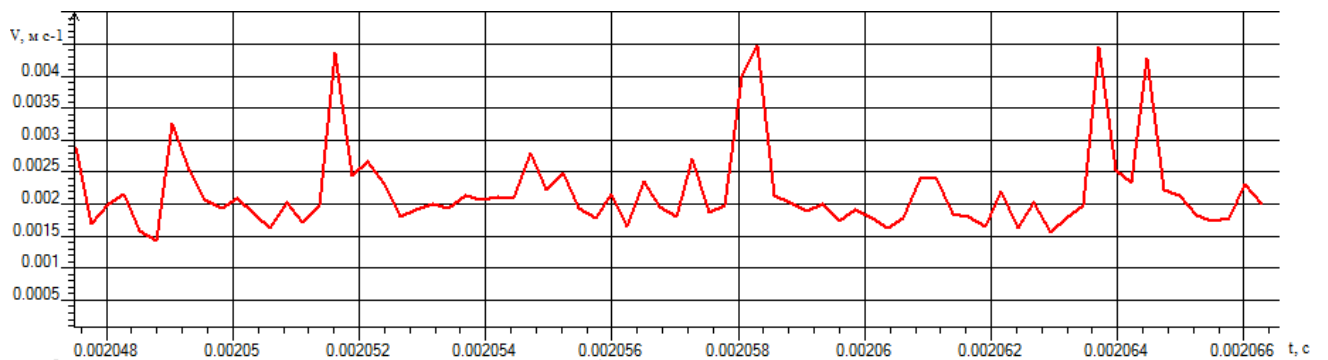


Рисунок 2.10 – Залежність швидкості потоку частинок рідини від часу

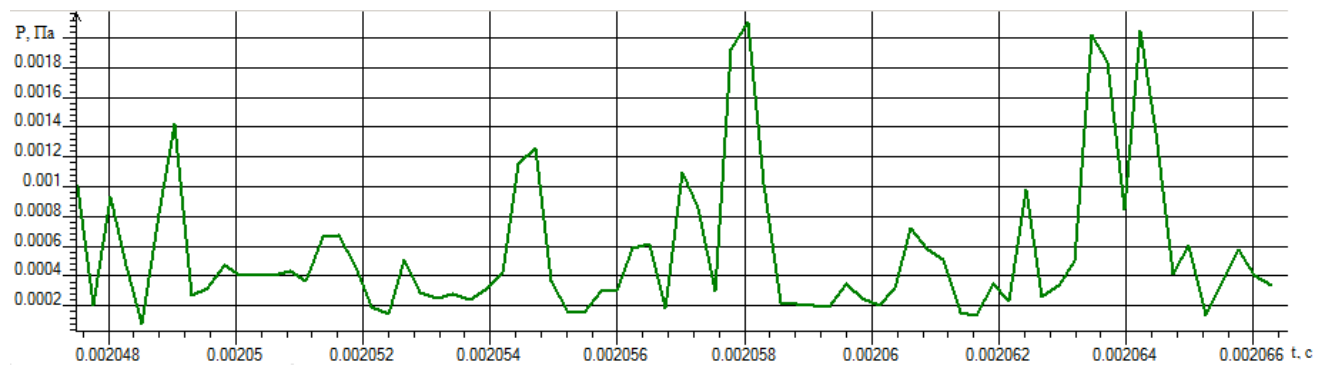


Рисунок 2.11 – Залежність перепадів тиску рідини від часу

Як бачимо, відбувається інтенсивне, турбулентне змішування потоків рідини, що вказує на адекватність проведених розрахунків. Також програмою отримані залежності швидкості та тиску робочої рідини у змішувачі від часу.

2.5. Висновки з розділу 2

Можна зробити наступні висновки з отриманих даних:

1. Ефективне використання біопалива та його сумішей дозволяє досягти позитивних результатів за рахунок конструктивних удосконалень. Для забезпечення всіх експлуатаційних показників була розроблена система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші в залежності від навантажувально-швидкісних характеристик та режимів роботи.

2. Розроблена методика розрахунку нерозривності потоків робочої рідини на характерних ділянках удосконаленої системи живлення з визначенням витрат Q та тисків P на всіх ключових ділянках системи та зв'язок з ефективними показниками двигуна.

3. Розроблена методика побудови зовнішньої швидкісної характеристики, що знаходиться з індикаторної діаграми та впливає на ефективні показники продуктивності W , N_e , годинну витрату G_z , g_e двигуна з урахуванням коефіцієнта суміші α . Визначені критерії оптимізації роботи машинного агрегату від вмісту біопалива. Для подальших досліджень вибираємо одну технологічну операцію (оранку).

Основним завданням математичного моделювання технологічного процесу оранки є встановлення оптимальних експлуатаційних та технологічних параметрів машинно-тракторного агрегату з використанням сумішей палив для досягнення мінімальної ефективної витрати палива при різних режимах роботи.

Проте для визначення всіх необхідних параметрів недостатньо вихідних даних та характеристик двигуна і палива. Необхідно провести ряд експериментальних досліджень для отримання більшої інформаційної бази.

Проте для отримання інформативності експерименту, необхідно провести планування з обмеженням параметрів на критичних режимах, які бувають рідко але для уточнення користуємось математичною моделлю підставляючи відомі вихідні дані.

Основні положення розділу опубліковано у працях [58, 59, 64, 69].

Дані математичної моделі висвітлені у 4 розділі.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма досліджень

Програма лабораторних досліджень орного агрегату дозволяє оцінити:

- необхідну відсоткову пропорцію суміші дизельного та біопалив для роботи двигуна в залежності від навантажувально-швидкісних характеристик;
- залежність зміни ефективного прохідного перерізу регулюючих дроселів системи змішування від вмісту біопалива при роботі двигуна на суміші палив.

Програма експериментальних досліджень орного агрегату дозволяє оцінити:

- тягово-енергетичні характеристики трактора при роботі двигуна зі змінним навантаженням при зміні складу суміші;
- необхідну відсоткову пропорцію суміші дизельного та біопалив для роботи МТА в залежності від тягово-швидкісних характеристик трактора;
- експлуатаційно-технологічні показники МТА при роботі двигуна на суміші палив.

3.2. Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження прийнято трактор МТЗ-80 з дизельним двигуном Д-240 характеристики якого наведені в табл. 3.1.

Трактор МТЗ-80 перед початком досліджень мав напрацювання 1800 мотогодин.

Відповідно до ДСТУ ГОСТ 7057:2003 [76], ГОСТ 24055 – 2016 [77] та ГОСТ 18509 – 88 [78] визначались потужнісно-економічні характеристики двигуна Д-240 шляхом створення навантаження на гальмівному, обкатувальному стенді КИ-5542 для імітації робочих процесів.

Таблиця 3.1 – Показники технічної характеристики двигуна Д-240 [79]

Показники	Одиниця вимірювання	Значення
Потужність експлуатаційна	кВт	59
Номінальна частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	2200
Число циліндрів		4
Діаметр / хід поршня	мм / мм	110/125
Ступінь стиску	-	16,0
Камера згоряння	-	нероздільна
Порядок роботи циліндрів	1 - 3 - 4 - 2	
Паливний насос	Секційний 4-плунжерний правого обертання, з відцентровим режимним регулятором	
Форсунка	4-х соплова закритого типу 4x0,32; Р _ф =17,5МПа	
Система охолодження	Водяна примусова, закритого типу	
Турбокомпресор	-	
Фази газорозподілу		
	Впускний клапан	Випускний клапан
Відкриття	16 ⁰ до ВМТ	46° до НМТ
Закриття	56 ° після НМТ	18 ⁰ після ВМТ

Отримані результати досліджень та їх обробку виконуємо згідно ДСТУ ГОСТ 7057:2003 [76,80].

3.2.1. Розробка алгоритму функціонування машинно-тракторного агрегату з використання системи живлення зі змішувачем палив

Під час роботи машинно-тракторного агрегату відбувається постійна зміна теплового, навантажувального та швидкісного режимів. Двигуни внутрішнього згорання під час експлуатації зазвичай працюють на несталих режимах – пуск, прогрів, розгін, гальмування, збільшення та зменшення навантаження, зупинка. Виникає необхідність розробити методику керування робочими процесами дизельного двигуна для його роботи на суміші ДП та БП з електронним регулюванням складу паливної суміші в залежності від режимів роботи.

Двигуни є динамічно не симетричними об'єктами [81,82], тобто процеси, що протікають при збільшенні та зменшенні навантаження на колінчастий вал, при запуску та зупинці двигуна, відрізняються один від одного.

Розробка алгоритму керування робочими процесами дизельного двигуна при роботі на суміші ДП та БП з електронним регулюванням складу паливної суміші в залежності від режимів роботи двигуна буде відрізнятися.

Технічні показники дизельного двигуна та системи живлення, якими необхідно керувати в процесі роботи: крутний момент, частота обертання колінчастого валу, потужність, температура охолоджуючої рідини, температура БП, відсотковий склад суміші палив. Витрата палива відноситься до економічних показників, до екологічних – склад і кількість шкідливих викидів. Величина цих показників безпосередньо залежить від режимів роботи.

Протікання робочих процесів двигуна при роботі на БП та його суміші з ДП має прямопропорційну залежність. Нижча теплота згорання БП менша ніж у ДП і це означає, що при повному згорянні БП отримується менше енергії ніж при згорянні тієї ж кількості ДП [83,84].

Керування робочими процесами дизельного двигуна при використанні ДП БП та їх суміші різного відсоткового співвідношення з електронним

регулюванням складу паливної суміші в залежності від режимів роботи повинна забезпечити:

- ефективність протікання робочих процесів;
- надійний запуск;
- тривалу експлуатацію;
- максимальне наближення технічних показників до базових;
- підвищення екологічних показників.

В удосконаленій системі живлення двигуна, на робочі процеси двигуна також впливає відсотковий склад суміші ДП та БП, тому його регулювання здійснюється з п'яти міркувань:

- забезпечення мінімальної ефективної питомої витрати палива;
- забезпечення потрібної ефективної потужності;
- забезпечення необхідного співвідношення сумішевого палива
- забезпечення ефективного протікання робочих процесів;
- максимальне використання БП.

За розробленою методикою управління робочими процесами дизеля реалізується таким чином [85,86,87]. Запуск двигуна проводиться на ДП. Пояснюється це значно вищою в'язкістю та густиною БП, що погіршують роботу системи живлення та показники згорання і розпилення палива, а головне високими температурами застигання та помутніння біопалива порівняно з дизельним.

Розпочинаючи роботу ЕБК дизельного двигуна отримує сигнали від датчиків і система живлення працює відповідно до алгоритму, відповідного штатній системі.

Ефективне протікання робочих процесів перед використанням БП у машинному агрегаті забезпечується завдяки підігріванню до встановленої температури, що призводить до зниження в'язкості та поверхневого натягу БП. Завдяки чому фізико-хімічні показники БП наближуються до властивостей ДП (штатна система живлення) [88-90]. Ще одна необхідна умова - прогрівання двигуна, оскільки в холодному двигуні погіршуються процеси випаровування

та згоряння палива, збільшується ймовірність потрапляння палива в мастило. У момент коли температура охолоджуючої рідини та БП досягають відповідних позначок, система живлення зі змішувачем переходить на роботу на суміші палив. При зниженні температури БП двигун знову переходить на роботу на ДП.

Після того як встановлена мінімальна ефективна циклова подача та склад суміші, відбувається аналіз потужності, крутного моменту та частоти обертів. При збільшенні показників - вміст БП в суміші збільшується [91,92] до тих пір, поки не буде отримано необхідне значення годинної витрати, або відсотковий вміст БП в суміші не стане рівним 100 %. Нижча теплота згоряння змінюється залежно від відсоткового вмісту суміші ДП та БП. Проте енергетична цінність заряду, що впорскується в циліндр двигуна, має залишитись незмінною за різного відсоткового співвідношення, компенсувати її можна за рахунок регулювання мінімальної ефективної циклової подачі сумішевого палива.

Підвищення циклової подачі можливе до 12,4% при якому сумішеве паливо різного відсоткового відношення забезпечить необхідну потужність, крутний момент та частоту обертів, що наближено рівна показникам роботи на ДП.

Під час дослідження в дисертаційній роботі приймаємо той факт, що всі робочі процеси протікають в допустимих межах на всіх режимах роботи [93].

На малих навантаженнях використання БП при роботі машинних агрегатів забезпечує необхідну потужність зі збереженням необхідних показників роботи двигуна. При збільшенні навантаження, для підтримки всіх технічних показників машинно-тракторного агрегату потрібно збільшувати циклову подачу БП варіюючи склад суміші, прагнучи не виходити за межі мінімальних витрат.

Підвищення навантаження до максимального потребує збільшення вмісту ДП в суміші з подальшим переходом на 100%ДП для забезпечення необхідної кількості теплоти та збереження технічних показників дизеля.

Для його подальшого легкого запуску, під час зупинки двигуна, система живлення (паливні трубопроводи низького тиску після змішувача, змішувач, паливні трубопроводи високого тиску, ПНВТ, форсунки в системі живлення) заповнюються ДП. Суміш палив із системи живлення випрацьовується, а лінія подачі біопалива перекривається.

Важливим показником під час розробки алгоритму керування та визначення відсоткового складу сумішевого палива є інертність системи живлення. Процес регулювання складу сумішевого палива досить швидкий але через інертність певна кількість попереднього сумішевого палива залишається перед подачею нового [94].

Беручи до уваги інертність в системі живлення, приймаємо в розробленій методиці реагування не на короткочасну зміну режиму роботи машинно-тракторного агрегату, а на тривалий час так як необхідний відсоток паливної суміші не встигне потрапити до циліндрів двигуна. Безпосередньо на керуючий механізм дроселів системи змішування подається сигнал, що відповідає за певний відсотковий склад суміші, який забезпечить ефективну роботу двигуна з мінімальною подачею палива протягом 25 с роботи машинно-тракторного агрегату.

Щоб розробити алгоритм керування системи живлення та змішування з електронним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біопалива машинно-тракторного агрегату необхідно побудувати розрахункову схему регуляторної характеристики (рис. 3.1).

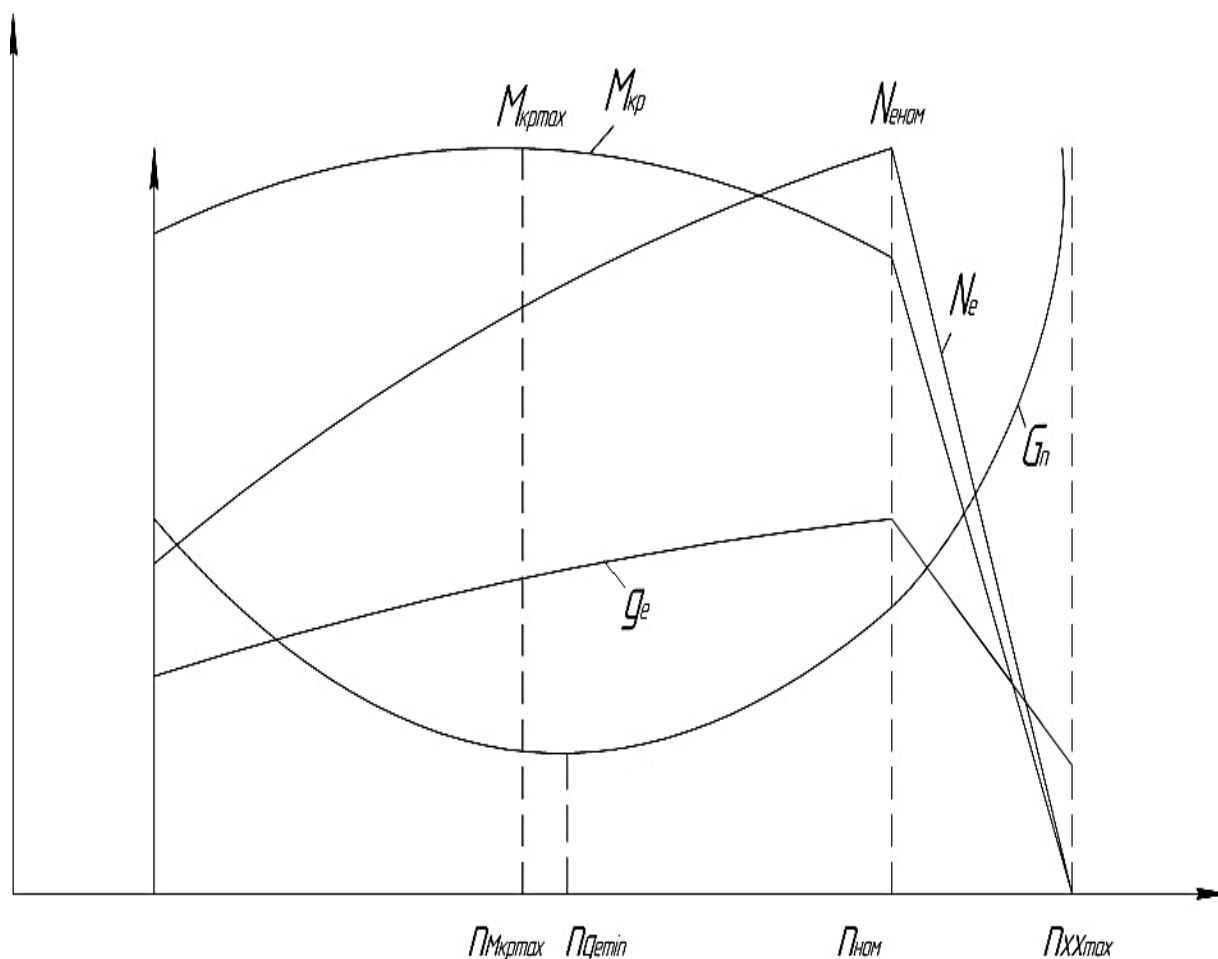


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема для побудови алгоритму функціонування машинно-тракторного агрегату

Для розробленої методики покращення економічних та екологічних показників машинного агрегату шляхом використання системи живлення та змішування з електронним регулюванням відсоткового складу суміші дизельного та біопалив було удосконалено алгоритм роботи системи живлення, представлений на рис. 3.2. Рациональним відсотковим співвідношенням складу суміші палив ДП та БП забезпечуються ефективні технічні показники під час виконання роботи; питома ефективна витрата суміші палив раціонального відсоткового складу при різних режимах роботи має наближатися до мінімального значення з найбільшим вмістом БП, яка забезпечує необхідний крутний момент, ефективну потужність, годинну витрату та частоту обертів двигуна.

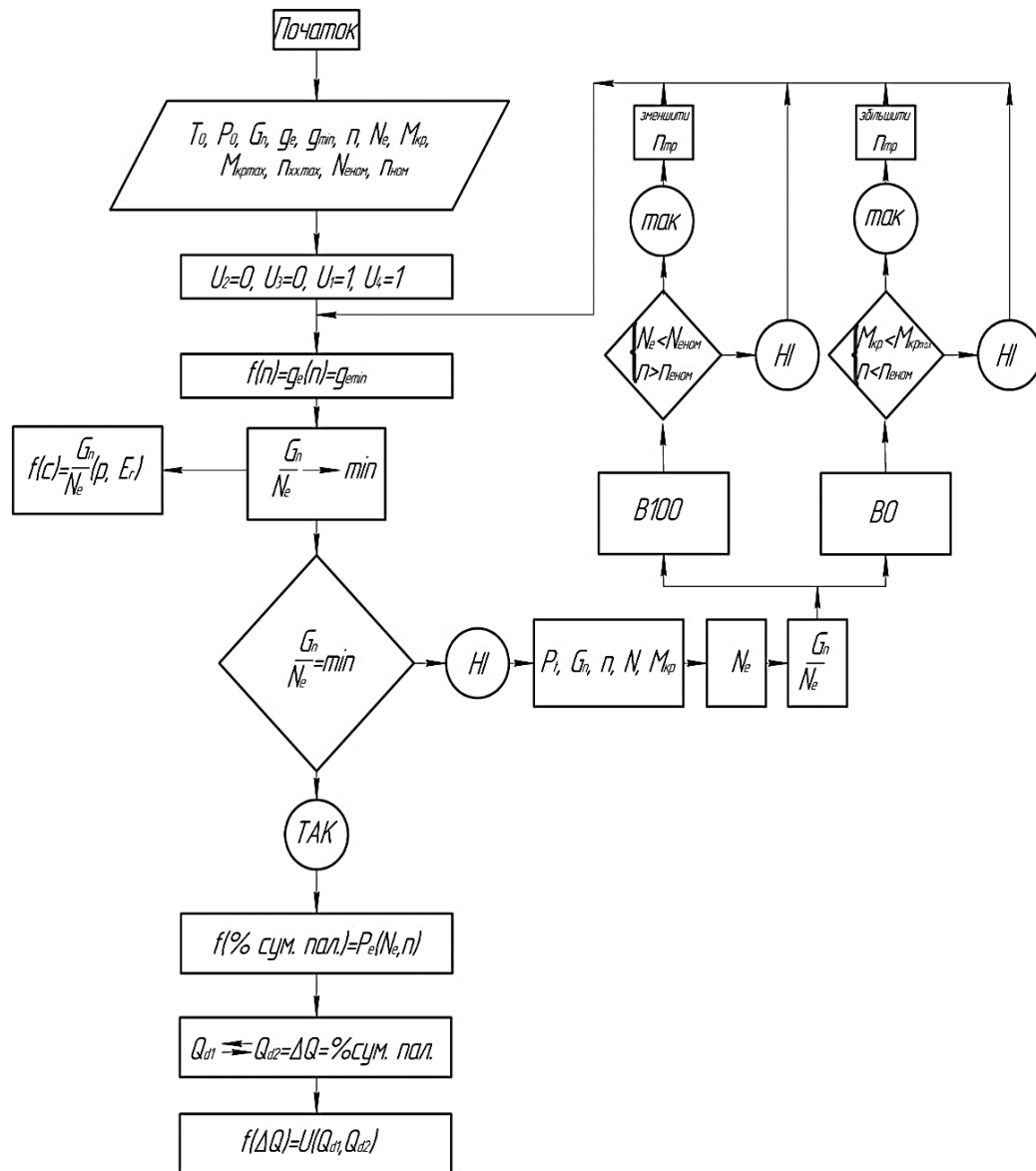


Рисунок 3.2 – Удосконалений алгоритм функціонування машинно-тракторного агрегату з використання системи живлення зі змішувачем палив

Відповідно до розробленого алгоритму, системи живлення дизельного силового агрегату починає працювати з моменту холостого ходу, тобто коли він прогрітий до робочої температури.

Робота алгоритму починається зі зчитування вхідних даних:

- T_o , температура навколишнього середовища;
- P_o , тиск навколишнього середовища;
- g_e , ефективна питома витрата сумішевого палива;
- g_{min} , мінімальна ефективна питома витрата сумішевого палива;
- n , частота обертання колінчастого валу дизеля;

- $n_{ххmax}$, максимальна частота обертання холостого ходу колінчастого валу дизеля;
- $n_{ном}$, номінальна частота обертання колінчастого валу дизеля;
- N_e , ефективна потужність двигуна;
- $N_{еном}$, номінальна ефективна потужність двигуна;
- $M_{кр}$, крутний момент двигуна;
- $M_{крmax}$, максимальний крутний момент двигуна.

Змінним U_2 , U_3 присвоюється значення «0», а змінним U_1 , U_4 – «1».; частота обертання колінчастого валу дизеля n приймається рівною частоті холостого ходу. Всі ці визначення описують роботу двигуна на режимі холостого ходу [95,96].

Далі необхідно забезпечити мінімальну ефективну питому витрату палива g_{emin} сумішевого палива в залежності від частоти обертів n . Виходячи з цього відношення годинної витрати G_n , до потужності N , наближається до мінімального значення, коригування якого відбувається завдяки ємнісному датчику, що безпосередньо визначає склад сумішевого палива виходячи з густини ρ та діелектричної проникності ε_r . Після необхідних коригувань відношення годинної витрати G_n , до потужності N , має дорівнювати мінімальному значенню ефективної питомої витрати палива g_{emin} . Якщо умова виконується «так», то формується сумішеве паливо відповідного відсоткового співвідношення для необхідного навантаження P_e в залежності від ефективної потужності N_e та частоти обертів n . Підбирається необхідна величина відкриття дроселів Q_{d1} , Q_{d2} в залежності від відсоткового складу сумішевого палива ΔQ . Як результат подається напруга U на керуючі органи дроселів Q_{d1} , Q_{d2} .

Якщо умова не виконується «ні», то відбувається підбір параметрів ефективної потужності N , крутного моменту $M_{кр}$, частоти обертів n , годинної витрати G_n , виходячи на ефективну потужність N_e , тягове зусилля P_t . Далі відбувається співвідношення годинної витрати G_n до ефективної потужності N_e і знову наближення до мінімальної ефективної питомої витрати [98].

Якщо співвідношення сумішевого палива наближається або дорівнює В100 переглядається умова ефективної потужності та частоти обертання $\begin{cases} N_e < N_{e\text{ном}} \\ n_e > n_{e\text{ном}} \end{cases}$ (регуляторна вітка характеристики (див. рис. 3.1)), при виконанні умови «так» необхідно зменшити передаточне число трансмісії $\eta_{\text{тр}}$. Як «ні» (коректорна вітка характеристики (див. рис. 3.1)), то відбувається знову перегляд умови наближення до мінімальної питомої витрати.

Якщо співвідношення сумішевого палива наближається або дорівнює В0 переглядається умова крутного моменту та частоти обертання $\begin{cases} M_{\text{кр}} < M_{\text{крном}} \\ n_e < n_{e\text{ном}} \end{cases}$ (режим перевантаження), при виконанні умови «так» необхідно збільшити передаточне число трансмісії $\eta_{\text{тр}}$. Як «ні», то відбувається знову перегляд умови наближення до мінімальної питомої витрати.

3.3. Планування проведення експериментальних досліджень

3.3.1. Методика досліджень зовнішніх характеристик дизельного двигуна з використанням сумішевого палива

Використаємо методику Г.І. Трубникова [98] для проведення лабораторних досліджень та зняття зовнішньо-швидкісних характеристик з дотриманням ГОСТ 18509-88 [78], де вказано, що для зняття характеристик необхідно спланувати однофакторний багаторівневий експеримент.

Для того щоб провести експеримент з порівнянням роботи двигуна на дизельному, біопаливі та сумішевому паливі різного відсоткового співвідношення необхідно спланувати двофакторний багаторівневий експеримент для швидкісної та регуляторної характеристики двигуна.

Визначимо та задамо незалежні і змінні фактори в процесі зняття характеристик двигуна.

Фактор А – для регуляторної характеристики – навантаження двигуна (зусилля силовимірjuвального механізму P , кг).

Фактор В – паливо, що використовується одне для всіх характеристик.

Для одержання зовнішніх характеристик двигуна формуємо матрицю планування двофакторного експерименту (табл. 3.2).

Заносимо кількість дослідів в перший стовбець таблиці та розділяємо їх на два рівні:

- серія I – при використанні дизельного палива розпочинаємо характеристику з першого дослідів, вона відповідає нижньому рівневі, потім проводиться i -тий дослід, i -тий+1 тощо. З урахуванням кроку варіювання фактора число дослідів n визначається під час виконання досліджень, зміни характеристики, що моніторяться під час експерименту: димність, температура відпрацьованих газів, жорсткість тощо;

- серія II – характеристика на сумішевому біопаливі B20 виконується аналогічно з кількістю дослідів $k - n$, що може не співпадати з кількістю у першій серії, так як при зміні палива можуть змінитися обставини, варіюватися змінні тощо.

- серія III – характеристика на сумішевому біопаливі B50 проводиться аналогічно з кількістю дослідів $m - k - n$, що може не співпадати з кількістю у першій та другій серії, так як при зміні палива можуть змінитися обставини, варіюватися змінні тощо.

- серія IV – характеристика на біопаливі B100 проводиться аналогічно з кількістю дослідів $j - m - k - n$, яка може не співпадати з кількістю у першій серії, другій та третій, так як при зміні палива можуть змінитися обставини, варіюватися змінні тощо.

Для вищезгаданих характеристик планується провести по j дослідів.

Вказуємо номер дослідів в першому стовбці.

Таблиця 3.2. Проведення порівняльних зовнішніх характеристик двигуна 4Ч11,0/12,5 з використанням біопалива та його сумішей та матриця планування двофакторного багаторівневого експерименту

№ дослідів	Фактори та їх взаємодія			Кодове позначення рівнів експерименту
	A	B	AB	
Серія дослідів I (B0)				
1	− 1	− 1	+1	(1)
<i>i</i>	+ <i>i</i>	− 1	− <i>i</i>	<i>a_i</i>
<i>i</i> +1	+ <i>i</i> +1	− 1	- <i>i</i> -1	<i>a_{i+1}</i>
<i>n</i>	+ 1	− 1	− 1	<i>a</i>
Серія дослідів II (B20)				
<i>n</i> +1	− 1	+2	-2	<i>b2</i>
<i>n</i> + <i>i</i>	+ <i>i</i>	+2	+2i	b2i
<i>n</i> + <i>i</i> +1	+ <i>i</i> +1	+2	+2 <i>i</i> +2	b2i+1
<i>k</i>	+ 1	+2	+2	<i>ab2</i>
Серія дослідів III (B50)				
<i>k</i> +1	− 1	+3	-3	<i>b3</i>
<i>k</i> + <i>i</i>	+ <i>i</i>	+3	+3i	<i>b3i</i>
<i>k</i> + <i>i</i> +1	+ <i>i</i> +1	+3	+3i+3	<i>b3i</i> +3
<i>m</i>	+ 1	+3	+3	<i>ab3</i>
Серія дослідів IV (B100)				
<i>m</i> +1	− 1	+1	-1	<i>b</i>
<i>m</i> + <i>i</i>	+ <i>i</i>	+1	+1i	<i>bi</i>
<i>m</i> + <i>i</i> +1	+ <i>i</i> +1	+1	+i+1	<i>bi</i> +1
<i>j</i>	+ 1	+1	+1	<i>b</i>

Рівні варіювання фактора А вказуємо в другому стовбці: перший – нижній, з позначенням - 1, другий – +2, третій – +3, що позначає номер дослідів зі знаком «+»; останній рівень – верхній, кодується позначенням + 1.

Нижній та верхній рівень варіювання фактора В заноситься в третьому стовбці.

Перемноженням факторів $A \times B$ утворюється четвертий стовбець, що вказує на взаємозв'язок та їх знаки в кожному досліді.

Таким чином, по аналогії до класичного планування [101] в нашому випадку матрицю планування (Таблиця 3.1) можна представити формулою n^2 з графічним представленням прямокутника замість квадрата.

Між дослідями експерименту рандомізація не допускається, а от між серіями дослідів можлива. В процесі досліджень будемо приймати рішення про рандомізацію.

3.3.2. Методика лабораторно-польових випробувань дизельного двигуна з використанням сумішей біопалив

Вивчення зовнішніх характеристик двигуна при проведенні польових досліджень потребує створення повнофакторного експерименту (див. дод. А, табл. А1).

Фактори у даній матриці змінюються наступним чином.

Фактор А – передаточне число має багато рівнів варіювання, що встановлюється після проведення пошукових дослідів або ж шляхом математичного моделювання тягової характеристики трактора.

Фактор В – глибина обробітку обмежується агротехнічними умовами, наприклад з літературних джерел відомо, що глибина оранки під цукровий буряк становить 28 – 32 см [99], що й становитиме максимальний рівень варіювання фактору. Кількість та крок рівнів буде варіювання та залежати від механізму регулювання плуга (наскільки мінімально треба повернути регулювальний гвинт, щоб отримати найменшу зміну фактора, яку можливо зафіксувати вимірювальним пристроєм).

Фактор С – вид палива має чотири рівні варіювання (дизельне В0, сумішеве В20, В50 та біопаливо В100).

Таким чином отримано багаторівневий експеримент для порівняльних тягових показників машинно-тракторного агрегату МТЗ-80 з плугом ПЛН-3-35.

Допускається рандомізація дослідів лише всередині факторів.

Перед тим як розпочинати дослід необхідно провести регулювання плуга на стандартну глибину обробітку (20 – 22 см) [100].

Зміну фактора А отримаємо після проведення дослідів на всіх передачах при середньому значенні параметра В. Далі необхідно регулювати плуг для отримання мінімально можливої глибини обробітку. Починаючи з середнього рівня варіювання до нижчого відбудеться рандомізація фактора В і навпаки.

Фактор С має чотири рівні, розпочинати слід з дизельного палива, провівши на ньому всі заплановані дослідів, а потім переходити до аналогічних на суміші та біопаливі. Ми зможемо отримати еталонні характеристики на дизельному, аналогічні на сумішах, порівнюючи та аналізуючи проведення експерименту при використанні біопалива.

Обробку результатів експерименту проводитимемо за ДСТУ ГОСТ 7057:2003 [76].

3.4. Методика лабораторно-експериментальних досліджень дизельного двигуна з використанням змішувача палив

3.4.1. Вимірювальна апаратура для стендового випробування дизельного двигуна працюючого на суміші палив

Для проведення лабораторних експериментальних досліджень використовуємо чотири види палива: дизельне нафтове паливо EN950 марки С, суміш дизельного та біопалива різного співвідношення – В20 та В50, біопаливо В100.

Використовуємо стандартні лабораторні прилади, щоб визначити фізичні показники палива. Використовуємо аерометр з ціною поділки 1 кг/м³ для

визначення густини, віскозиметр Пинькевича – для кінематичної в'язкості, що входять в комплект лабораторії ПЛ-2 ГОСТ 33–2016 [101].

Використовуємо хроматографування для визначення хімічних показників, з допомогою якого визначаємо жирно-кислотний склад метил-ефірів, що дозволяють розрахувати елементний склад.

Лабораторні дослідження проводимо на обкаточному контрольно-випробувальному стенді КИ-5542 ГОСНИТИ [102] з двигуном 4Ч11,0/12,5 (заводська марка Д-240), що знаходиться в лабораторії кафедри агроінженерії та технічного сервісу Вінницького національного аграрного університету (див. рис. 3.9). Технічна характеристика двигуна як об'єкту дослідження приведена в додатках (див. табл. – Б.5) [103 – 107].

Стандартна комплектація та технічна характеристика стенду КИ-5542 ГОСНИТИ представлена в додатках (див. табл. – Б.1)

Для вимірювання всіх необхідних даних потрібно доукомплектувати стенд вимірювальною апаратурою. Дослідження проводимо зі вмонтованим у вдосконалену систему живлення змішувача палив для отримання різного відсоткового співвідношення (рис. 3.4).

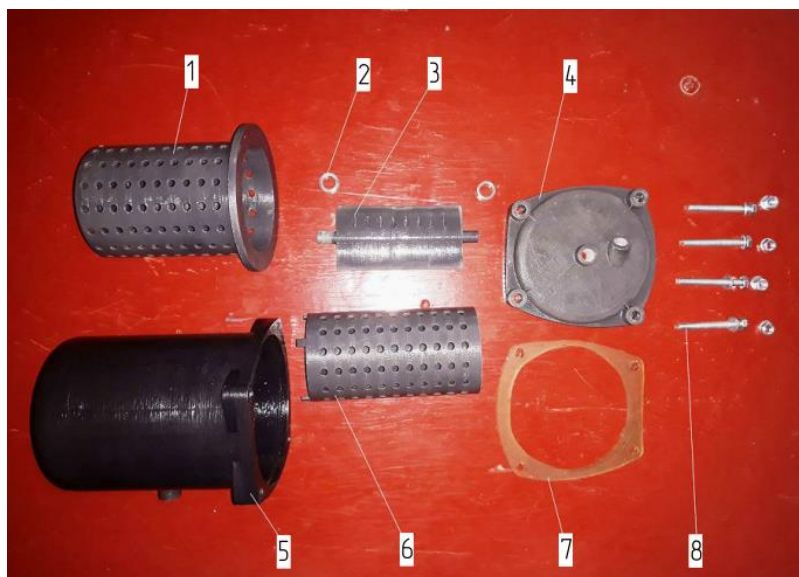


Рисунок 3.4 – Змішувач для отримання сумішевих палив різного відсоткового співвідношення: 1 – стакан; 2 – підшипник (2 шт.); 3 – ротор Савоніуса; 4 – кришка; 5 – корпус; 6 – вставка; 7 – прокладка; 8 – кріплення.

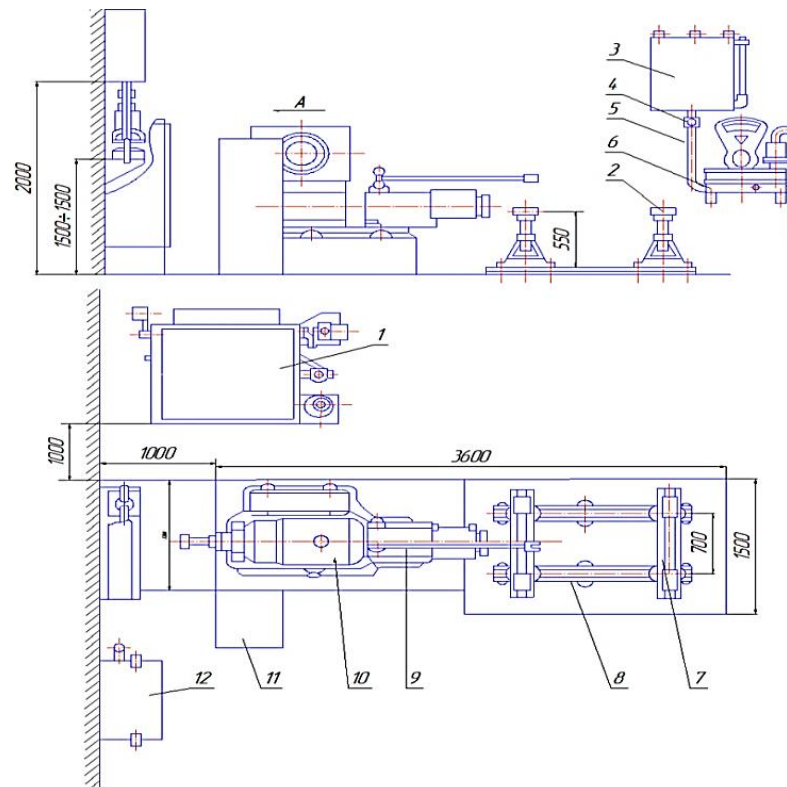
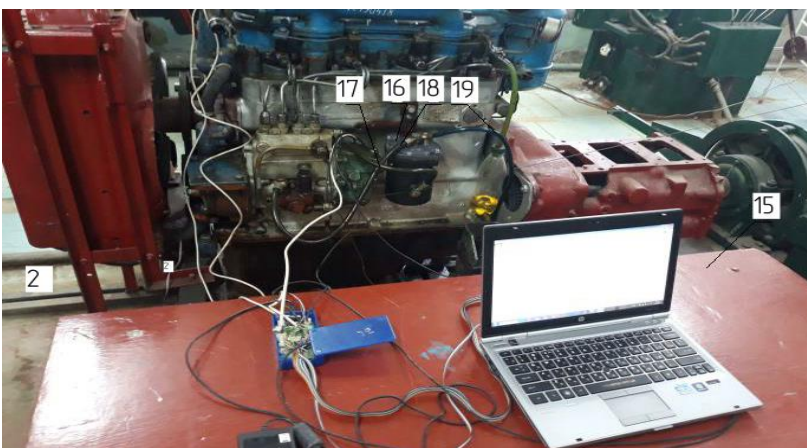


Рисунок 3.3 –Стенд КИ – 5542 ГОСНИТИ зі встановленим обладнанням: 1 – реостат; 2 – стійка; 3 – паливний бак; 4 – трьохходовий кран; 5 – паливопровід; 6 – вага; 7, 8 – плита; 9 – тяга (трос) приводу важеля регулятора ПНВТ; 10 – балансна динамомашинка; 11 – пульт керування; 12 – електрошафа; 13 – силовимірювальний механізм; 14 – дизель; 15 – вимірювально-реєструюча апаратура; 16 – змішувач палив; 17 – паливопровід подачі сумішевого палива; 18 – паливопровід подачі біопалива; 19 – паливопровід подачі біопалива.

Використовуємо модуль ZET 210, який під'єднується до ПК через шнур HS USB 2.0 та має 16 каналів, щоб вимірювати вхідні сигнали та подачу, керуючу напругу, що подається на дроселі. ZET 210 включає наступні комплектуючі: модуль АЦП/ЦАП ZET 210, кабель A-B HS USB 2.0, роз'єм DB-15 (відповідна частина), роз'єм DB-25 (відповідна частина), програмне забезпечення та драйвери, паспорт, інструкція по експлуатації та керування.

Загальний вигляд лабораторного обладнання показано на рисунку 3.5, а в додатку його технічна характеристика (див. табл. – Б.3).

Створюємо навантаження з допомогою динамомашини, а силовимірювальний механізм його вимірює) стенду КИ – 5542 ГОСНИТИ (див. рис. 3.6).

Щоб уникнути похибки вимірювання та для автоматизації процесу вимірювання було вирішено встановити на вісь стрілки динамометричної машини силовимірювального механізму поворотний резистор (див. рис. 3.6 б)), та під'єднуємо до ZET 210. Опір резистора буде змінюватися в залежності від повороту осі стрілки силовимірювального механізму, що дозволить ZETLab реєструвати в режимі реального часу залежність зміни напруги від навантаження двигуна.

Витрати палива вимірюємо як масовим так і об'ємним способом використовуємо електронну вагу Livstar з межею шкали 5000 г. та мірний циліндр з межею поділок – 1000 мл. Регулювання подачі палива та його співвідношення регулюємо трьохходовим краном. Виконання всіх дослідів проводимо при кімнатній температурі. На вимірюваній полиці стенду КИ – 5542 ГОСНИТИ встановлені всі необхідні елементи (див. рис. 3.6).

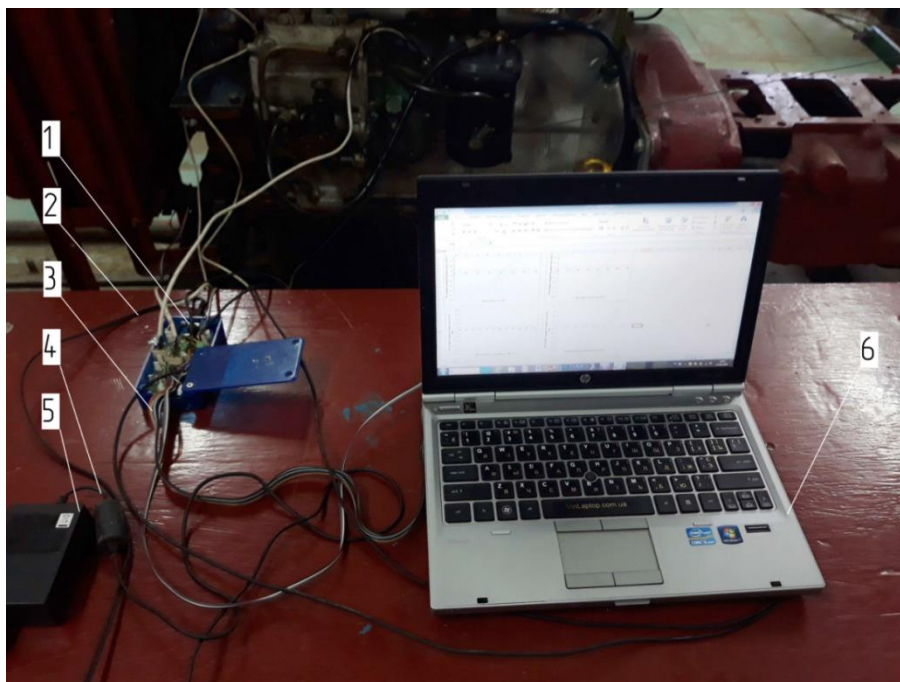
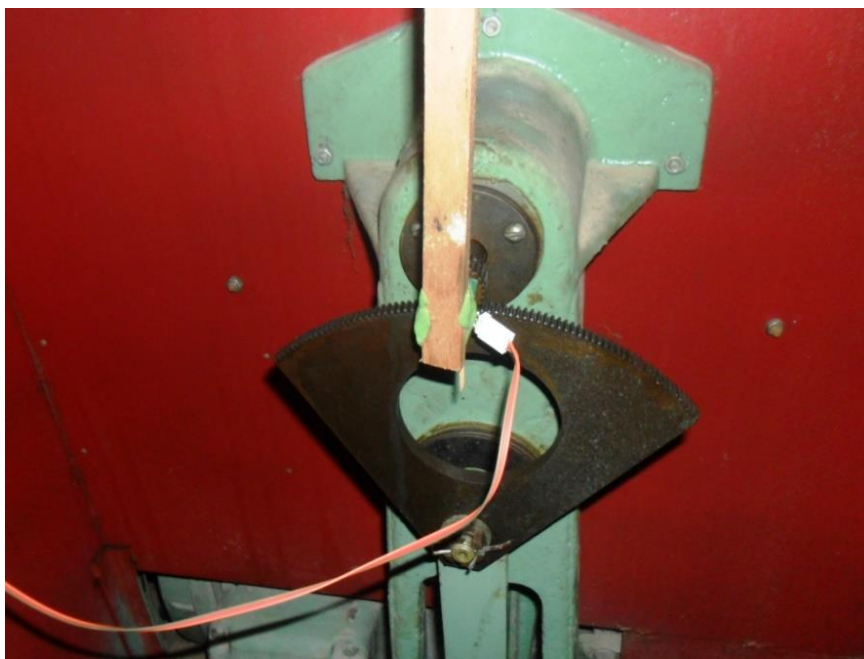


Рисунок 3.5 – Лабораторний модуль ZETLab під'єднаний до дизеля 4Ч11,0/12,5:
 1 – БК; 2 – кабель живлення БК (12 В); 3 – кабель вхідного сигналу з датчиків; 4 – шнур HS USB 2.0; 5 – АЦП ЦАП; 6 – ПК.



a)



б)

Рисунок 3.6 – Силувимірювальний механізм динамометричної машини:

а) – циферблат; б) – встановлений поворотний резистор

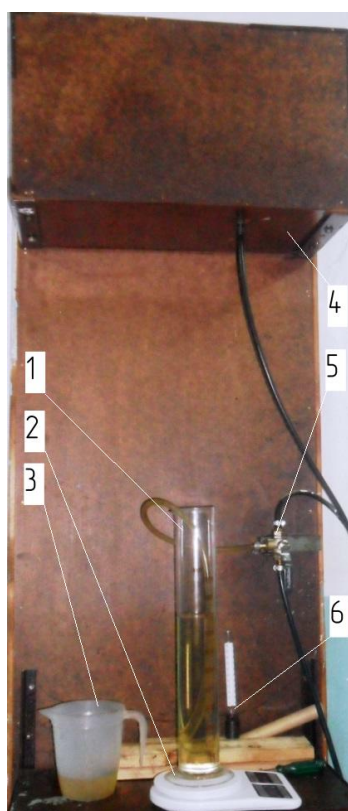


Рисунок 3.7 – Вимірювальні пристрої та прилади стенду КИ – 5542 ГОСНИТИ:

1 – мірний циліндр з біопаливом; 2 – електронні ваги; 3 – мірний стакан; 4 – бак з дизельним паливом; 5 – трьохходовий регулювальний кран; 6 – термометр.

Визначення частоти обертання колінчастого вала здійснюємо з допомогою індуктивного датчика 191.38472Д, що комплектується із задаючим диском (шків-демпфер колінвала 21214-1005060-40) Розміщення датчика зображено на (рис. 3.8).

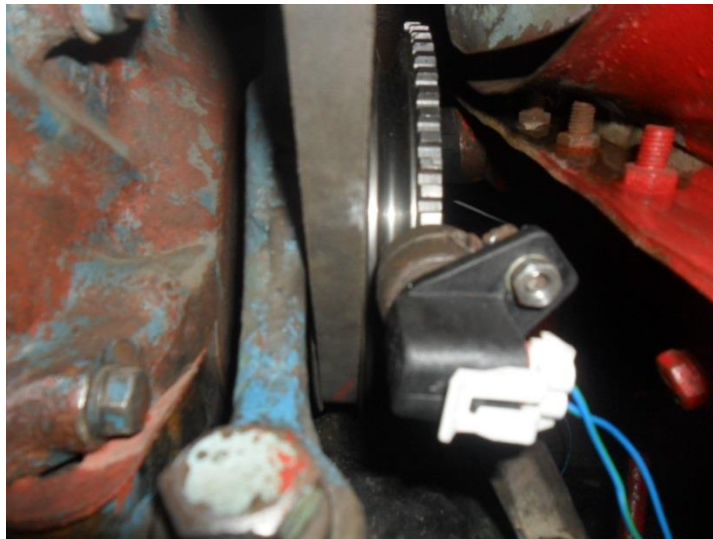


Рисунок 3.8 – Датчик положення та повороту колінчастого валу двигуна

Витратоміром BOSCH 1 St/Рс 0280218116 визначаємо витрату повітря під час робочого циклу двигуна (масовий) РВТ – GF 30 з роз'ємом 1. На фото зображено встановлення витратоміра (рис. 3.9).



Рисунок 3.9 – Монтування між повітроочисником та впускним колектором витратоміра повітря BOSCH 0280218116

Перед форсункою встановлюємо датчик тиску VІКА для визначення тривалості впорскування, що вривається у паливопровід високого тиску за допомогою трійника та датчик «прив'язка дизель» стенда «Дельфін – 1М», а для отримання характеру зміни тиску під час паливоподачі він кріпиться на паливопровід високого тиску для виміру деформації в паливопроводі залежно від тиску (див. рис. 3.10).

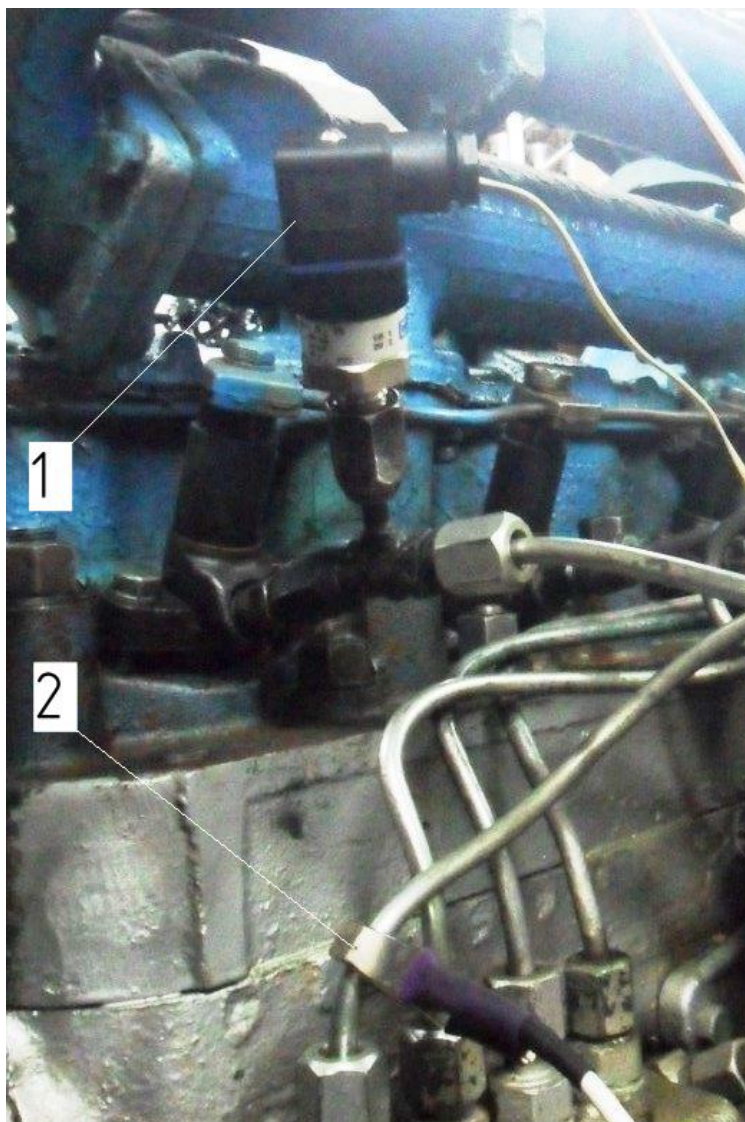


Рисунок 3.10 – Датчики реєстрації параметрів роботи паливної апаратури дизельного двигуна 4Ч11,0/12,5: 1 – датчик тиску VІКА; 2 – датчика тиску «прив'язка дизель»

Визначення температури випускних газів проводимо встановивши дві термопари: ТЭРА ТХА 1-24 К-2-И 500Ф10 (0 ... +1060 °С) 10/2008 – розміщена

напроти першого циліндра у випускному колекторі; ТХА – 2088 ХА(К)/21 (– 40 ... +600 °С) 90.06.04600 – розміщена напроти четвертого циліндра у випускному колекторі (див. рис. 3.11).



Рисунок 3.11 – Монтування термопар для визначення температури газів у випускному колекторі напроти першого та четвертого циліндрів

3.4.2. Визначення фізико-хімічних показників суміші біопалива та дизельного палива

У зв'язку з тим, що біопаливо з рослинних олій володіє вищою густиною, в'язкістю і коефіцієнтом поверхневого натягу, це ускладнює його використання

в штатній системі живлення двигуна [108-111]. Проаналізувавши фізико-хімічні показники біопалива, виготовленого з ріпакової олії, були визначені основні його показники у співвідношенні з дизельним паливом (рис. 3.12 – 3.14). Крім усього іншого, паливо недостатньо якісно розпилюється через слабку турбулентність струменів, що виходять з отворів розпилювача. Це збільшує тривалість подачі палива, погіршує рівномірність структури паливного факела, зменшує кут його розкриття, призводить до закоксовування каналів розпилювача.

Фізико-хімічні показники біопалива і його сумішей відрізняються від аналогічних показників дизельного палива. Порівняльна характеристика була проведена на базі розрахунку ефективних показників біопалива і дизельного палива. Для прикладу було взято розрахунок ефективної питомої витрати палива за формулою:

$$q_e = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_e}, \frac{z}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (3.7)$$

де η_e – ефективний ККД двигуна (0,35-0,4);

Q_H - нижча теплота згорання палива, кДж/кг.

Таблиця 3.3. Вплив вмісту біопалива на фізико-хімічні показники суміші

Склад суміші, %	Показники					
	С (вуглець)	Н (водень)	О (кисень)	Нижча теплота згорання Q_H , МДж/кг	Густина сумішей ρ при $T=323\text{K}$ кг/м ³	Динамічна в'язкість μ при $T=323\text{K}$, Па·с
5Б/95Д	0,865	0,12575	0,00925	42,3475	832,2	0,003196
10Б/90Д	0,86	0,1255	0,0145	42,195	834,4	0,003392
15Б/85Д	0,855	0,12525	0,01975	42,0425	836,6	0,003588
20Б/80Д	0,85	0,125	0,025	41,89	838,8	0,003784
25Б/75Д	0,845	0,12475	0,03025	41,7375	841	0,00398

30Б/70Д	0,84	0,1245	0,0355	41,585	843,2	0,004176
35Б/65Д	0,835	0,12425	0,04075	41,4325	845,4	0,004372
40Б/60Д	0,83	0,124	0,046	41,28	847,6	0,004568
45Б/55Д	0,825	0,12375	0,05125	41,1275	849,8	0,004764
50Б/50Д	0,82	0,1235	0,0565	40,975	852	0,00496
55Б/45Д	0,815	0,12325	0,06175	40,8225	854,2	0,005156
60Б/40Д	0,81	0,123	0,067	40,67	856,4	0,005352
65Б/35Д	0,805	0,12275	0,07225	40,5175	858,6	0,005548
70Б/30Д	0,8	0,1225	0,0775	40,365	860,8	0,005744
75Б/25Д	0,795	0,12225	0,08275	40,2125	863	0,00594
80Б/20Д	0,79	0,122	0,088	40,06	865,2	0,006136
85Б/15Д	0,785	0,12175	0,09325	39,9075	867,4	0,006332
90Б/10Д	0,78	0,1215	0,0985	39,755	869,6	0,006528
95Б/5Д	0,775	0,12125	0,10375	39,6025	871,8	0,006724
100Б/0Д	0,77	0,121	0,109	39,45	874	0,00692

Вплив палив рослинного походження на екологічні та економічні показники дизеля встановлені вітчизняними та зарубіжними науковцями [112-115], що вказують на зміну техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату від фізико-хімічних показників палива.

Внаслідок того, що у біопаливі є кисневмісні речовини ($O=10,9\%$) його нижча теплота згоряння ($Q_n = 39,45 \text{ МДж/кг}$) менша за дизельне паливо ($Q_n = 42,5 \text{ МДж/кг}$) ($O=0,4\%$). Цей факт приводить до зниження потужності дизельного двигуна (до 25% для номінального режиму).

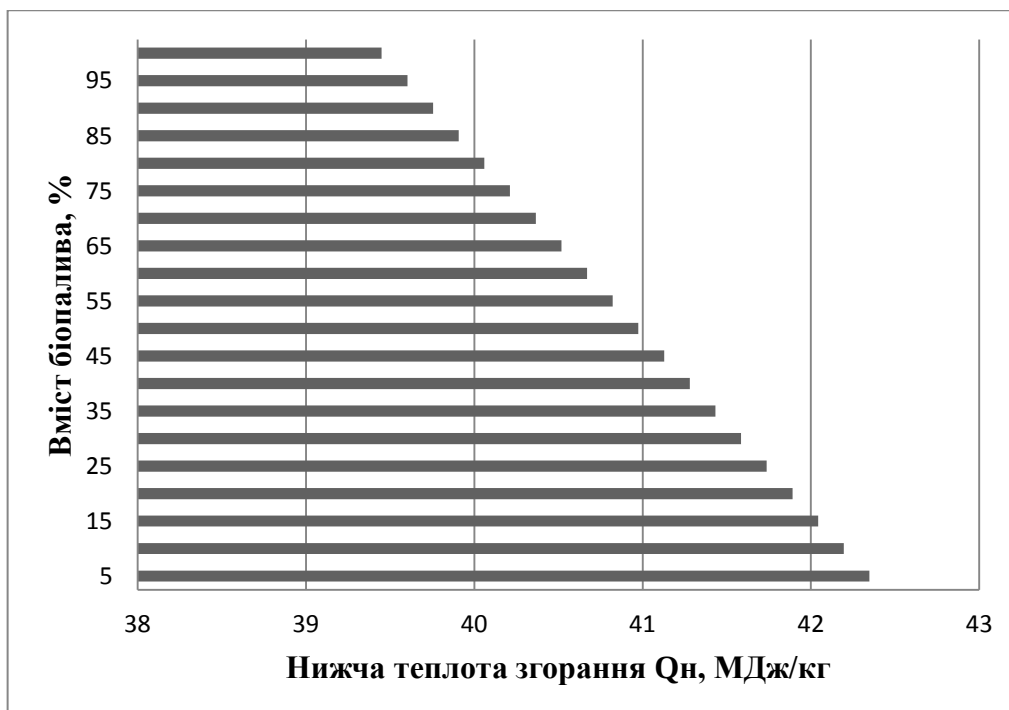


Рисунок 3.12 – Залежність нижчої теплоти згорання Q_n , МДж/кг від вмісту біопалива, % у дизельному пальному

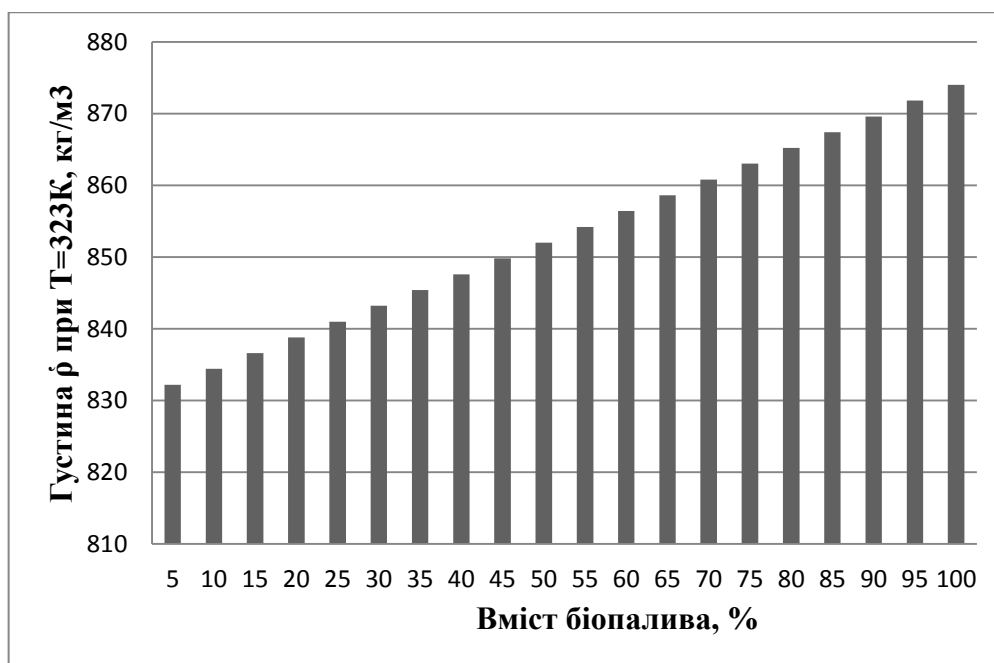


Рисунок 3.13 – Залежність густини ρ при $T=323K$, кг/м³ від вмісту біопалива, % у дизельному пальному

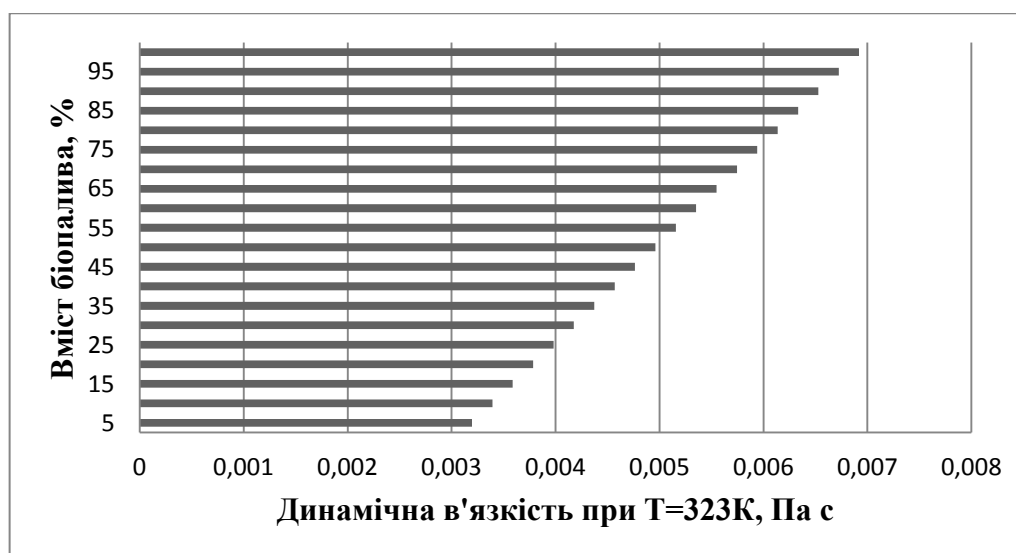


Рисунок 3.14 – Залежність динамічної в'язкості при $T=323\text{K}$, Па·с від вмісту біопалива, % у дизельному пальному

Порівняно з дизелем, питома витрата біопалива на номінальному режимі роботи двигуна зросла на 17%.

Дослідження процесу впорскування та змішування палива показує, що середній діаметр крапель при дослідженні MERO збільшується до 20%, що збільшує дальність струменя в порівнянні з дизельним паливом та негативно впливає на процес змішування і згоряння.

Використання рослинних альтернативних видів палива з 10% зниженням вмісту вуглецю може зменшити викиди CO_2 . Швидкість утворення частинок сажі при згорянні біопалива в 8,8 разів нижча, ніж при згорянні дизельного палива.

3.4.3. Отримання зовнішніх регуляторних характеристик роботи дизельного двигуна на суміші палив

Відповідно до розглянутих робіт [116, 117, 118] та ГОСТ 30418-96 [119] розроблялась методика отримання характеристик дизельного двигуна 4Ч11,0/12,5 [120].

Для отримання регуляторної характеристики виконуємо порівняльний аналіз роботи дизеля на чотирьох видах палива.

Щоб отримати характеристики використовуємо додаткове обладнання та апаратуру, перераховану у пункті 3.3.1.: барометр та термометр для визначення температури повітря за межами лабораторії і вимірювання температури палива, барометр для тиску повітря у лабораторному приміщенні, психрометр визначення вологості повітря, димоміром ДО-1 для вимірювання димності відпрацьованих газів [121].

Підготовлюємо двигун до випробувань перед проведенням дослідів, спочатку досягаємо температури охолоджувальної рідини до оптимальної позначки згідно керівництву з експлуатації та визначаємо вологість повітря в лабораторному приміщенні [122, 123].

Перед тим як розпочати експеримент для отримання регуляторної характеристики необхідно виставити регулювальний гвинт номінальної подачі ПНВТ в положення, що відповідає максимальній потужності при номінальних обертах колінчастого валу та найбільш оптимальний кут випередження впорскування (подачі), з регулювальних характеристик.

Починаємо дослід після прогріву двигуна до нормального теплового режиму та проведення всіх операцій підготовки.

Для початку проводимо перший дослід без навантаження при максимальній подачі палива. Другий дослід – виставляємо гальмом випробувального стенду відповідне навантаження двигуна. Проводимо необхідні заміри лише після встановлення стабільності обертів та теплового режиму.

Третій, четвертий і наступні дослід виконуємо при заданих навантаженнях, що отримуємо при номінальній частоті, змінюємо навантаження з певним кроком в залежності від зменшення частоти обертів при кожних 100 об/хв.

Необхідні заміри виконуєм аналогічно при отриманні попередніх характеристик.

Змінюємо вид палива після отримання регуляторної характеристики та виконуємо необхідні перегулювання для отримання іншої характеристики на наступному паливі.

Проводимо обробку результатів за стандартними формулами [124-126] та тарувальними кривими (див. Додаток В)

3.5. Методика лабораторно-польових випробувань орного машинного агрегату під час роботи з використанням суміші палив

3.5.1. Вимірювальна апаратура

В процесі лабораторно-польових випробувань об'єктом виступає машинно-тракторний агрегат, що здійснює оранку. Тому важливим питанням під час проведення експериментальних досліджень є взаємодія коліс машинно-тракторного агрегату з ґрунтом. Необхідно визначити фізико-механічні властивості ґрунту, що впливають з діаграми твердоміра ґрунту, яка є залежністю зусилля пружини твердоміра від глибини заглиблення його наконечника [127]. Для цього використовуємо твердомір Ю. Ю. Ревякіна.

Об'єктом лабораторно-польових випробувань є орний машинно-тракторний агрегат зі встановленою удосконаленою системою живлення зі змішувачем та процес його роботи. Метою проведення дослідів є отримання порівняльних тягових характеристик трактора та експлуатаційно-технологічних параметрів агрегату в залежності від відсоткової зміни сумішевого складу палива з максимальним наближенням до мінімальної питомої витрати. Машинним агрегатом виступає трактор МТЗ-80 з двигуном 4Ч11,0/12,5 агрегований з плугом ПЛН-3-35. Знаття та реєстрацію даних проводимо з використанням вимірювальних комплексів – «Дельфін – 1М» та ZETLab, що під'єднані до експериментального трактора. Машинно-тракторний агрегат та вимірювальне обладнання, що використовується під час дослідів на тракторі зображено на фото (див. рис. 3.15).

Технічна характеристика трактора та плуга як об'єктів досліджень приведена в додатках (див. табл. – Б.6) та таблиці 3.4.

Всі розглянуті датчики при проведенні лабораторних досліджень перенесені та встановлені в польових умовах для дослідження енергетичних характеристик двигуна 4Ч11,0/12,5 трактора МТЗ-80.

Трактор обладнуємо тензодатчиками для вимірювання тягового зусилля з подальшим отриманням тягової характеристики (рис. 3.22). Швидкість вимірюємо датчиком Хола для визначення теоретичної швидкості на півосях ведучих коліс (див. рис. 3.23) для визначення робочої швидкості на додатково розробленому п'ятому колесі трактора.



a)



б)

Рисунок 3.15 – Монтування вимірювального обладнання на експериментальній установці на базі трактора МТЗ-80 в агрегаті з плугом ПЛН-3-35 а) вигляд зліва; б) вигляд справа

1 – датчик тиску «прив'язка дизель»; 2 – датчик тиску палива в паливопроводі перед форсункою; 3 – дроселі; 4 – змішувач; 5 – датчик масової витрати повітря; 6 – паливопровід низького тиску подачі дизельного палива; 7 – паливопровід низького тиску подачі біопалива; 8 – датчики об'ємної витрати палива; 9 – п'яте колесо з датчиком Хола; 10-11 – датчики Хола, встановленні на півосях відповідно правого та лівого ведучих коліс; 12 – АЦП ЦАП ZetLab; 13 – блок комутації; 14 – термопари у випускному колекторі для вимірювання температури випускних газів.

Таблиця 3.4 – Технічна характеристика плуга ПЛН-3-35 [128,129]

Найменування параметру двигуна, розмірність		Значення параметру
Продуктивність, га/год		до 0,94
Тип плуга		Лемішний, начіпний
Конструктивна ширина захвату плуга, м		1,05
Кількість корпусів, шт.		3
Конструктивна маса плуга, кг		463
Габаритні розміри, мм	довжина	2730
	ширина	1370
	висота	1200
Глибина оранки, см		До 30
Глибина оранки передплужника, см		До 12
Робоча швидкість руху, км/ч		Від 7 до 9
Відстань від опорної площини корпусів до нижньої площини рами, не менше, мм		620
Відстань між корпусами по ходу плуга, мм		800±25
Тип корпуса		Культурний
Ширина захвату, мм	корпусу	350±15
	передплужника	230
Дорожній просвіт, не менше, мм		250
Транспортна швидкість, км/год		До 12
Строк служби, років		8
Агрегаткування		3 тракторами тягового класу 14 кН

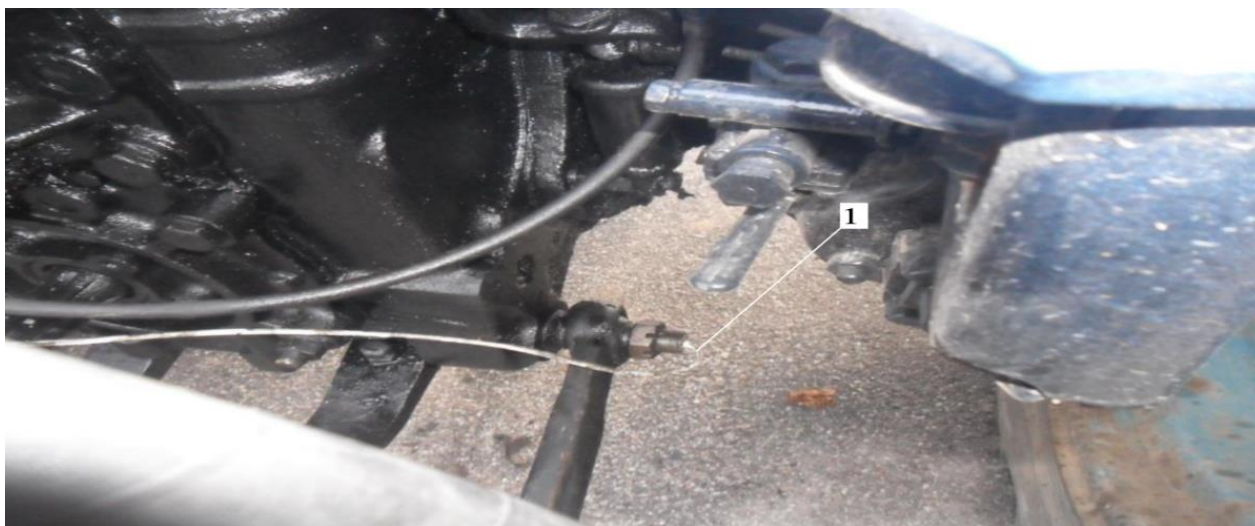


Рисунок 3.16 – Комплектування навіски трактора тензодатчиками: 1 – вимірювання зусиль в шарнірах з'єднання поздовжніх тяг навіски з трактором

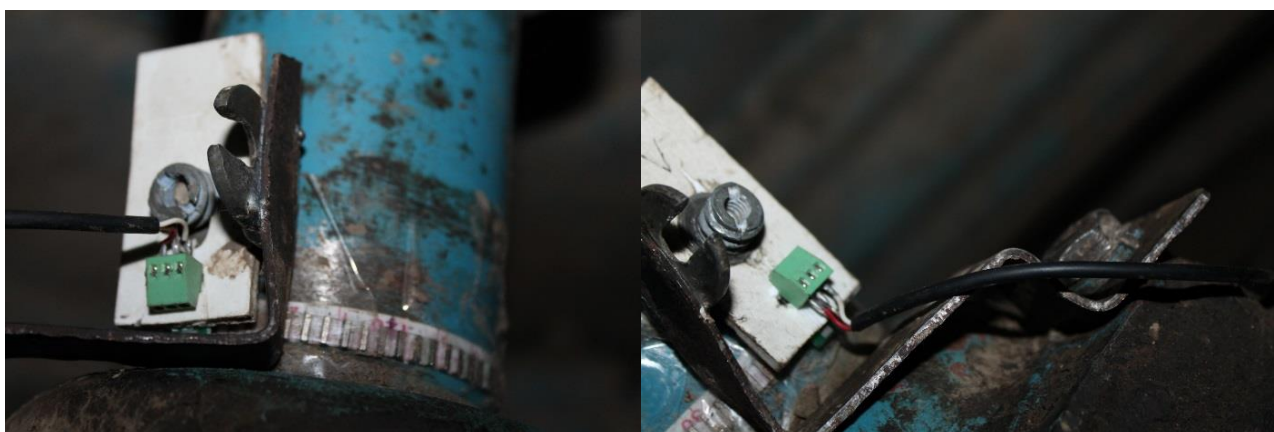


Рисунок 3.17 – Монтування датчиків Хола на півосях ведучих коліс для вимірювання швидкості обертання, визначення та робочої швидкості руху агрегату на п'ятому колесі

Кріплення для п'ятого колеса виготовлено згідно ГОСТ 24567-81 [130] (див. рис. 3.17).

Використовуємо витратомір «Квант – 6», розроблений в Національному науковому центрі «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» щоб визначити витрату палива у лабораторно-польових умовах який встановлюємо на машинно-тракторний агрегат (рис. 3.18).

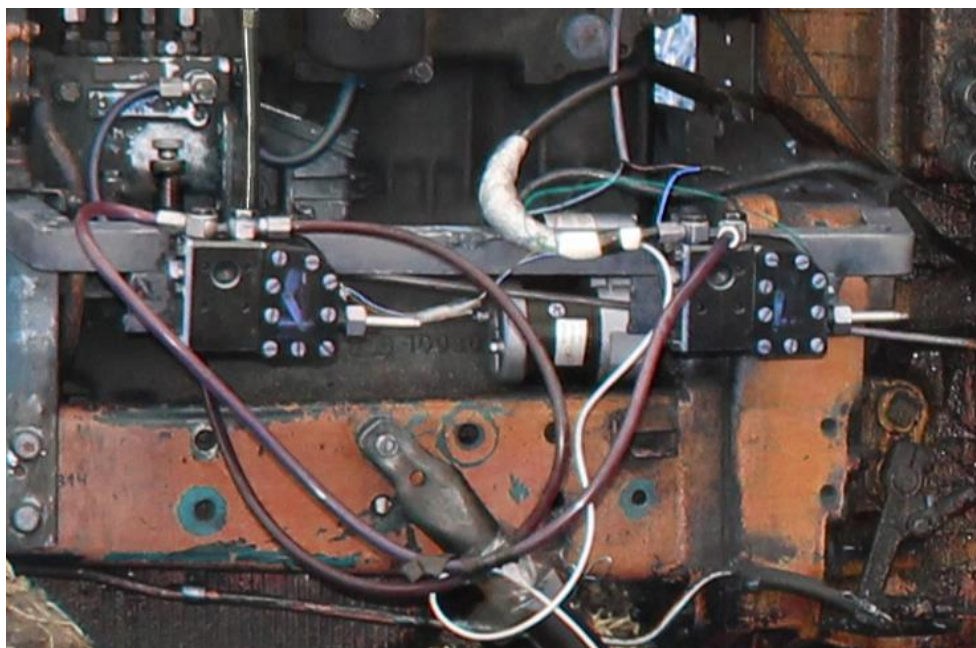


Рисунок 3.18 – Монтування витратоміра «Квант – 6» на трактор МТЗ-80

3.5.2 Лабораторно-польові дослідження фізико-механічних властивостей ґрунту

Завдяки отриманій діаграмі твердості використовуючи твердомір Ревякіна Ю.Ю. з циліндричним наконечником визначаємо фізико-механічні характеристики ґрунту (рис. 3.19). Дослідження проводились у полі в с. Городище, Вінницького р-ну, Вінницької обл.

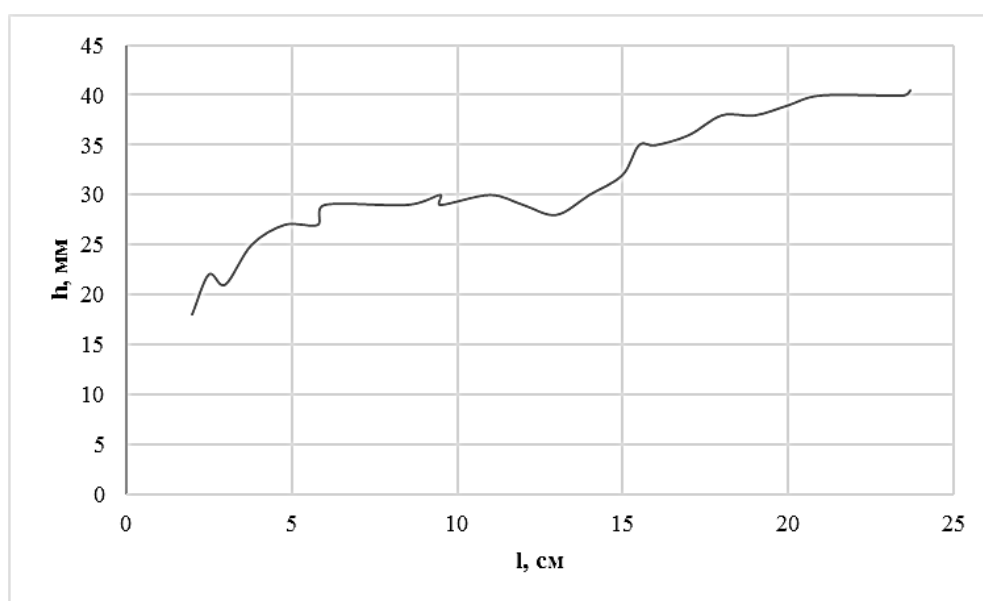


Рисунок 3.19 – Отримана дослідним шляхом діаграма твердості ґрунту

Крім того визначалася вологість ґрунту за допомогою методики [131] та вологоміра, під час якої відбиралися дослідні зразки на різній глибині.

Отримані дані твердості та вологості заносимо у таблицю 3.5, з яких отримуємо параметри агрофону.

Таблиця 3.5 – Фізико-механічні характеристики ґрунту

Твердість, Па	Вологість, %	Глибина, см	Коефіцієнт об'ємного зминання, Н/см ³	Тип ґрунту, агрофон
$1,23 \cdot 10^6$	22	0 – 5	26,25	чорнозем, стерня зернових
$1,82 \cdot 10^6$	24	5 – 10		
$1,9 \cdot 10^6$	23,5	10 – 15		

3.5.3. Визначення тягового зусилля трактора у лабораторно-польових умовах

Проводимо динамометрування датчиків зі змінним опором – тензорезисторів для визначення тягового зусилля трактора у лабораторно-польових умовах. Комплектація трактора МТЗ-80 з плугом ПЛН-3-35 з'єднується трьохточковою навіскою. Відповідно необхідно встановити три тензоланки, в які входять тензорезистори. З допомогою тензоланок здійснюється з'єднання і вимірювання. Проте вона не придатна для вимірювання при поєднанні машинно-тракторного агрегату та знаряддя, так як сили, що виникають поділяються на три складові. Виникає необхідність встановлення трьох тензоланок: між правою, лівою поздовжніми тягами і плугом та між центральним гвинтом та плугом.

При використанні такого варіанту конструкція настільки ускладнюється, що функціонування МТА стає неможливим. Рішенням є кріплення тензорезисторів на тягах навіски, які б деформувалися разом з ними при

розтягу і стиску. Проте дані сили настільки малі, що сигнал не відповідає реальним даним, що виключає даний спосіб.

Можливим варіантом є визначення деформації на згин, що виникають у шарнірних з'єднаннях. Тому кріпимо тензорезистори на палець центрального гвинта та поперечну вісь у місці розміщення шарнірів. Встановлюємо їх на перпендикулярно-горизонтальній площині та робим дві канавки під тензорезистори з кроком 180^0 . В результаті один тензорезистор розтягується інший стискається. Так ми отримали тензопалець і тензовісь з трьома тензомостами для вимірювання в трьохточковій навісці трактора.

Перед встановленням тензомостів необхідно провести ряд додаткових операцій:

1. обробка та наклеювання тензорезисторів на деталі, перевірка наявності сигналу з навантаженням та без;
2. за допомогою динамометра проведення тарування;
3. випробування у лабораторно-польових умовах на наявність сигналу.

Визначення працездатності тензомостів у лабораторних умовах виконуємо моделюючи балку на двох опорах за допомогою слюсарного верстака (рис. 3.20). Під час дослідження виникло питання підсилення сигналу через його слабкість та використання підсилювача з повторним проведенням досліду.



Рисунок 3.20 – Визначення працездатності тензомостів у лабораторних умовах

Щоб провести тарування тензомостів необхідно використати динамометр з максимальною межею шкали 20 кН та встановленням між трактором МТЗ-80 зі встановленими тензодеталлями та іншим трактором. (рис. 3.20 та 3.25). Щоб створити навантаження один трактор нерухомий, а на дослідному вмикаємо нижчу передачу та створюємо тягове зусилля різного значення.

Більш детальні налаштування та регулювання проводимо безпосередньо перед лабораторно-польовим експериментом з трактором МТЗ-80 та плугом ПЛН-3-35. Перевіряєм отримані дані порівнюючи з математичним моделюванням тягової характеристики наведеної у 2 розділі.



Рис. 3.21 – Перевірка працездатності та проведення тарування тензомостів

3.5.4 Визначення тягової характеристики машинного агрегату

Визначення тягової характеристики трактора виконувалась згідно розробленої методики з ДСТУ ГОСТ 7057:2003.

Спочатку визначаємо температуру, вологість (експрес методом за допомогою вологоміра), твердість (за допомогою твердоміра Ревякіна) [132] та тиск навколишнього повітря. Проводимо налаштування машинно-тракторного агрегату в наступній послідовності:

- прогріваємо двигун;

- налаштовуємо вимірювально-реєстраційну апаратуру;
- встановлюємо плуг на задану глибину обробітку.

Зняття даних розпочинаємо після пари проходів агрегату, щоб плуг встановився на задану глибину.

Визначаємо потужність та крутний момент на номінальному режимі двигуна використовуючи сигнал датчика положення та повороту колінчастого валу при холостому режимі з мінімально стійкої до максимальної частоти обертів холостого ходу перед тим як проводити досліди [133].

Застосовуємо методику Щетиніна М.В. згідно якої для визначення опору робочих машин в експлуатаційних умовах при робочому ході трактора за рахунок зниження подачі палива досягають мінімальної частоти обертання колінчастого валу [129] для визначення потужності і крутного моменту при роботі МТА. Під час цього досягаємо максимального крутного моменту двигуна, тому трактор буде розганятися, так як при комплектуванні агрегатів забезпечується завантаження двигуна менше номінального. Коли двигун досягне номінальної частоти обертання колінчастого валу вимірюємо кутове прискорення колінчастого валу двигуна, так само визначаємо прискорення при розгоні трактора без робочих органів. Також в цей самий момент моніторимо буксування трактора та знаходимо силу опору робочих машин.

Завдяки встановленому АЦП ЦАП ZETLab здійснюємо конвертацію сигналу знятого з колінчастого валу та конвертуємо їх у таблиці Microsoft Excel.

Витрату палива визначаємо витратоміром «Квант – 6». Всі наступні величини фіксуємо аналогічно лабораторним дослідженням двигуна 4Ч11,0/12,5.

Далі вимірюємо частоту обертів ведучих коліс та п'ятого колеса і тягове зусилля трактора при стабілізації руху агрегату.

Так ми отримуємо тягову характеристику трактора в одній точці на одній з передач з використанням сумішевого палива різного співвідношення. Для отримання характеристик на іншому виді палива проводимо аналогічні

дослідження згідно розробленого плану (див. Додаток А, табл. А1) та з дотриманням рекомендацій згідно ДСТУ ГОСТ 7057:2003.

3.5.5. Лабораторно-польове дослідження розподілу завантаження двигуна в межах регуляторної характеристики орного агрегату

Коефіцієнт завантаження характеризує параметри машинно-тракторного агрегату в залежності від завантаження двигуна. Виконання технологічної операції характеризується коефіцієнтом завантаження, що змінюється від тягового опору сільськогосподарської машини та під час холостих розворотів та переїздів. Важливо промоніторити зміну розподілу навантаження під час виконання технологічної операції. До того ж, даний показник визначає економічну ефективність, яка залежить від складу машинно-тракторного агрегату та виду палива.

3.6. Висновки з 3 розділу

Проведення експериментальних лабораторно-польових досліджень виконувалися згідно нормативній документації. Що регламентується стандартами: ДСТУ 6081:2009, ДСТУ ГОСТ 7057:2003, ГОСТ 33-2016, ГОСТ 30418-96, ГОСТ 24567-81, ГОСТ 27021-86 та відомих існуючих методів, що наведені в науково-методичній літературі [135, 136].

Провівши всі необхідні дослідження можна зробити наступні висновки:

- розроблено алгоритм функціонування машинно-тракторного агрегату з використанням сумішевого палива для забезпечення ефективної роботи з урахуванням навантажувально-швидкісних характеристик та режимів роботи;
- розроблено змішувач палив для забезпечення однорідності суміші палив. Проведено оптимізацію геометричних параметрів ротора з метою досягнення найбільш доцільного конструктивного рішення;

- для отримання регуляторної характеристики запропоновано двохфакторний багаторівневий експеримент та вибрано два незалежних фактори – навантаження двигуна (зусилля силовиміррювального механізму P , кг) та вміст біопалива;

- для отримання тягової характеристики трактора запропоновано повнофакторний багаторівневий експеримент, при цьому було вибрано три незалежні фактори: передаточне число коробки передач (з урахуванням понижуючого редуктора) $U_{кпп}$, глибина обробітку h_{op} , мм та вид застосовуваного палива;

- для отримання ефективних показників двигуна при проведенні в лабораторно-польових умовах використано: метод, розроблений ГОСНИТИ [136] для визначення номінальної потужності та крутного моменту на вітці розгону колінчастого валу дизеля на режимі холостого ходу; методика Щетиніна М. В. [134], що передбачає визначення ефективних показників дизеля при розгоні МТА та уточнену нами методику комплектації, вимірювання та обробки сигналу. Таким чином отримані ефективні показники машинно-тракторного агрегату в польових умовах;

- тягові зусилля трактора визначалися завдяки розробленим та протарованим тензодеталям, запропоновано трьохточкову схему вимірювання та розроблено відповідну методику.

Основні положення розділу опубліковано у працях [86, 133].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Перевірка адекватності моделі визначення впливу суміші палив на ефективні показники роботи дизельного двигуна

Отриманні дані лабораторно-польових експериментальних досліджень, внесено до комп'ютерної програми Diesel-RK. Емпіричні залежності впливу видів палива та їх сумішей на роботу двигуна Д-240 наведено в табл. 4.1. Тут n – частота обертання колінчастого вала; N_e – ефективна потужність; M_e – крутний момент на колінчастому валу; P_c – максимальний тиск газів під час такту стиснення; T – максимальна температура згорання; α_T – коефіцієнт теплопередачі в циліндрі; q_c – циклова витрата палива; g_e – питома витрата палива.

Таблиця 4.1 – Вплив видів палива та їх сумішей на ефективні показники роботи двигуна Д-240

Вид палива	n , об/хв	N_e , кВт	M_e , Нм	P_c , бар	T , К	α , Вт/(м ² К)	q_c , г	g_e , г/ (кВт год)
5% БП- 95%ДП	2200	59,154	256,78	80,501	1799,3	2850	0,055	246
30% БП- 70%ДП	2200	60,146	261,09	81,514	1829	2900	0,053	236
50% БП- 50%ДП	2200	56,256	244,20	71,267	1656,9	2400	0,055	259
100% БП	2200	49,259	213,83	68,473	1480,9	2250	0,059	283
100% ДП	2200	61,207	265,7	75,571	1826,8	2700	0,052	225

В результаті обробки табличних даних комп'ютерною програмою Diesel-RK отримано графіки індикаторних показників роботи двигуна Д-240, копії яких представлено на рис. 4.1. – 4.5.

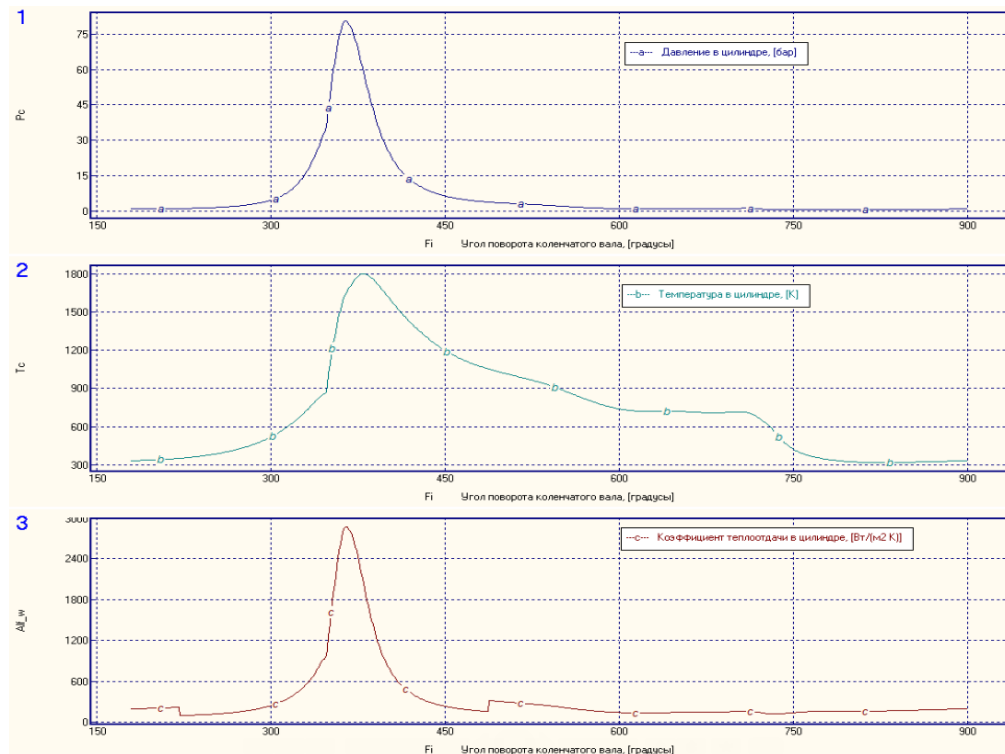


Рисунок 4.1 – Індикаторні показники роботи двигуна Д-240 за використання суміші палив у співвідношенні 5% БП та 95% ДП

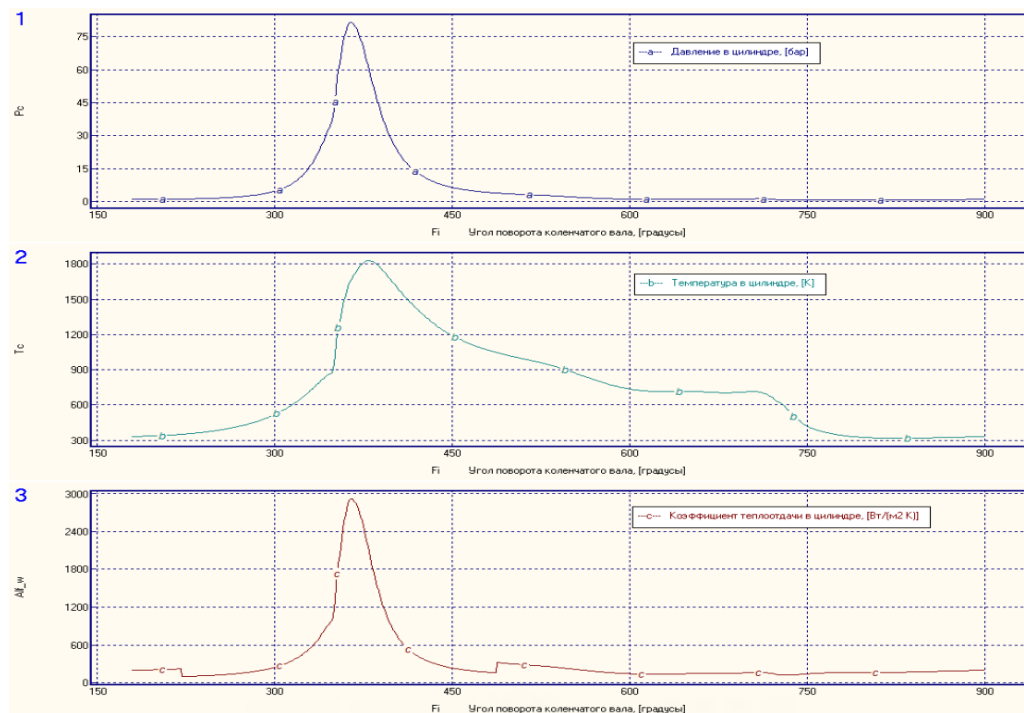


Рисунок 4.2 – Індикаторні показники роботи двигуна Д-240 за використання суміші палив у співвідношенні 30% БП та 70% ДП

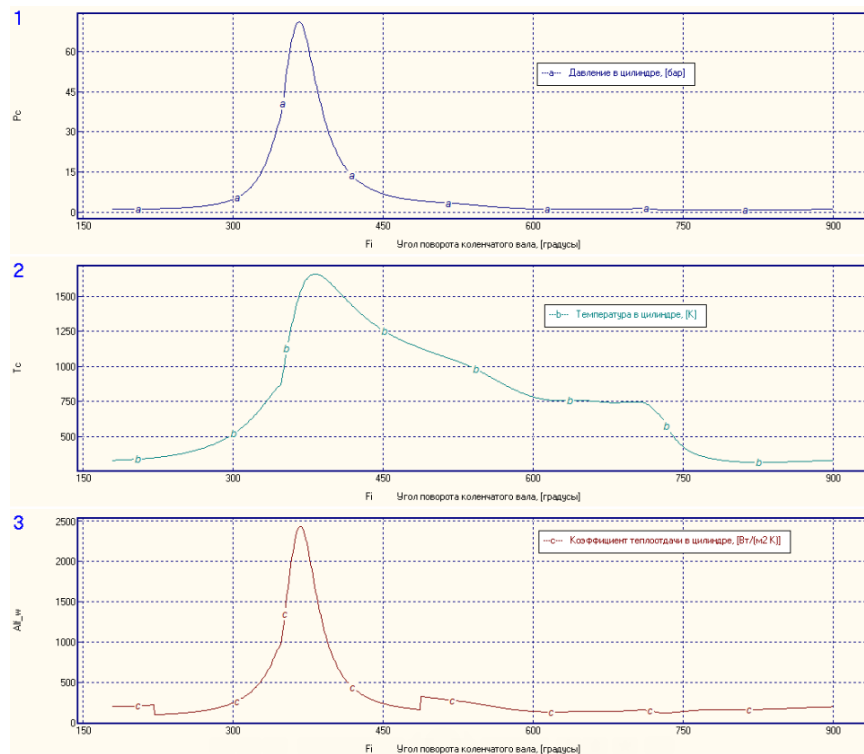


Рисунок 4.3 – Індикаторні показники роботи двигуна Д-240 за використання суміші палив у співвідношенні 50% БП та 50% ДП

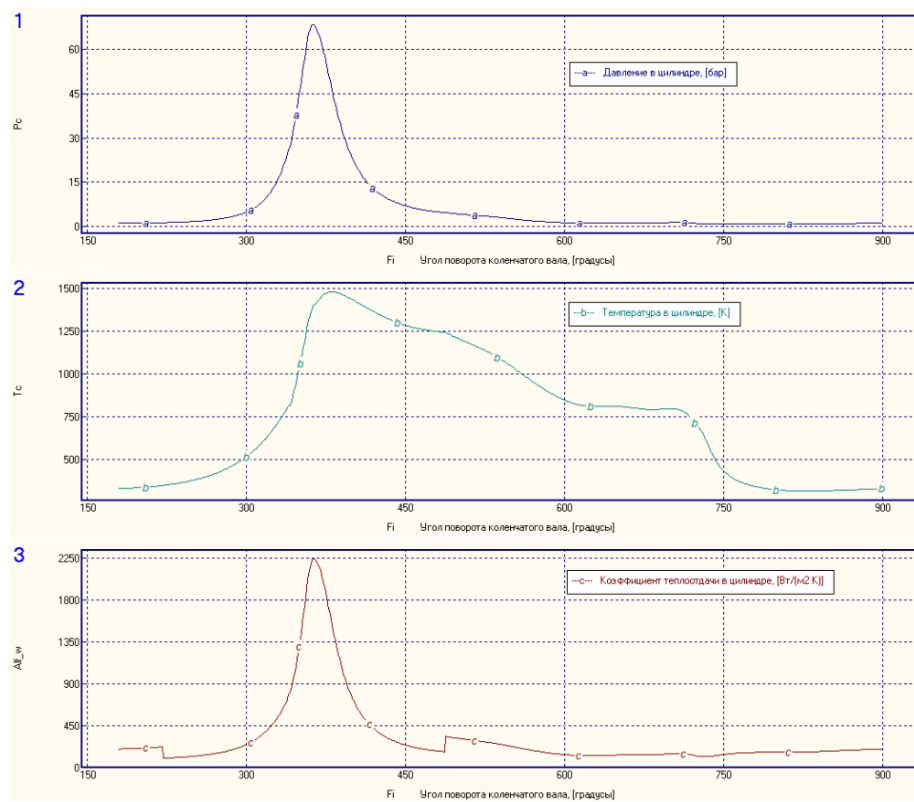


Рисунок 4.4 – Індикаторні показники роботи двигуна Д-240 за умови використання 100% БП

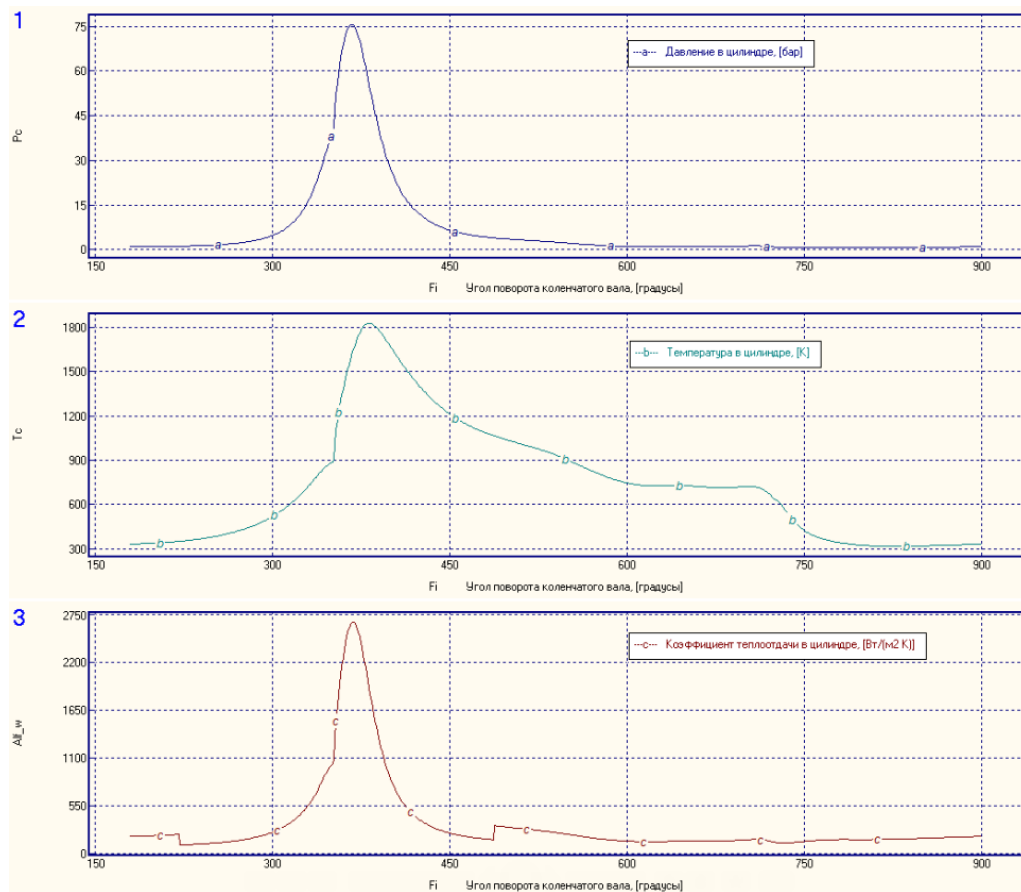


Рисунок 4.5 – Індикаторні показники роботи двигуна Д-240 за умови використання 100% ДП

Для отримання проміжних значень потужності двигуна Д-240 залежно від виду палива та складу сумішей використовуємо формула Лейдермана [137]:

$$Ne_i = Ne_H \cdot \left[A \frac{\omega_{дв}}{\omega_{дв.н}} + B \left(\frac{\omega_{дв}}{\omega_{дв.н}} \right)^2 - C \left(\frac{\omega_{дв}}{\omega_{дв.н}} \right)^3 \right] \quad (4.1)$$

де Ne_i – поточне значення потужності, кВт;

Ne_H – номінальна потужність двигуна, кВт;

$\omega_{дв}$ – поточне значення частоти обертання колінчастого вала (рад/с);

$\omega_{дв.н}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала (рад/с);

A, B, C – коефіцієнти (A=0,87; B=1,13; C=1).

Проведені розрахунки наведено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Залежність потужності двигуна Д-240 від частоти обертання колінчастого вала при використанні палива різного відсоткового співвідношення

Вид палива					п, об/хв.
100% ДП	95% ДП– 5% БП	70% ДП– 30% БП	50% ДП– 50% БП	100% БП	
N _е , кВт					
32,74643479	31,64805665	32,17878783	30,09759399	26,35412014	1000
36,2651475	35,048745	35,636505	33,33168	29,1859575	1100
39,69027926	38,35899128	39,00226341	36,47975477	31,94248152	1200
42,98734078	41,54546305	42,24217163	39,51011883	34,59593543	1300
46,12184276	44,57482783	45,32233821	42,3910727	37,11856246	1400
49,05929591	47,41375317	48,20887173	45,0909169	39,48260587	1500
51,76521094	50,02890663	50,86788075	47,57795198	41,66030888	1600
54,20509854	52,38695573	53,26547384	49,82047844	43,62391474	1700
56,34446944	54,45456802	55,36775955	51,78679681	45,34566667	1800
58,14883432	56,19841106	57,14084646	53,44520763	46,79780793	1900
59,58370391	57,58515237	58,55084313	54,76401142	47,95258174	2000
60,6145889	58,5814595	59,56385812	55,7115087	48,78223135	2100
61,207	59,154	60,146	56,256	49,259	2200

На рис. 4.6. представлено порівняльні графіки потужностей двигуна Д-240 за використання сумішей відповідного складу.

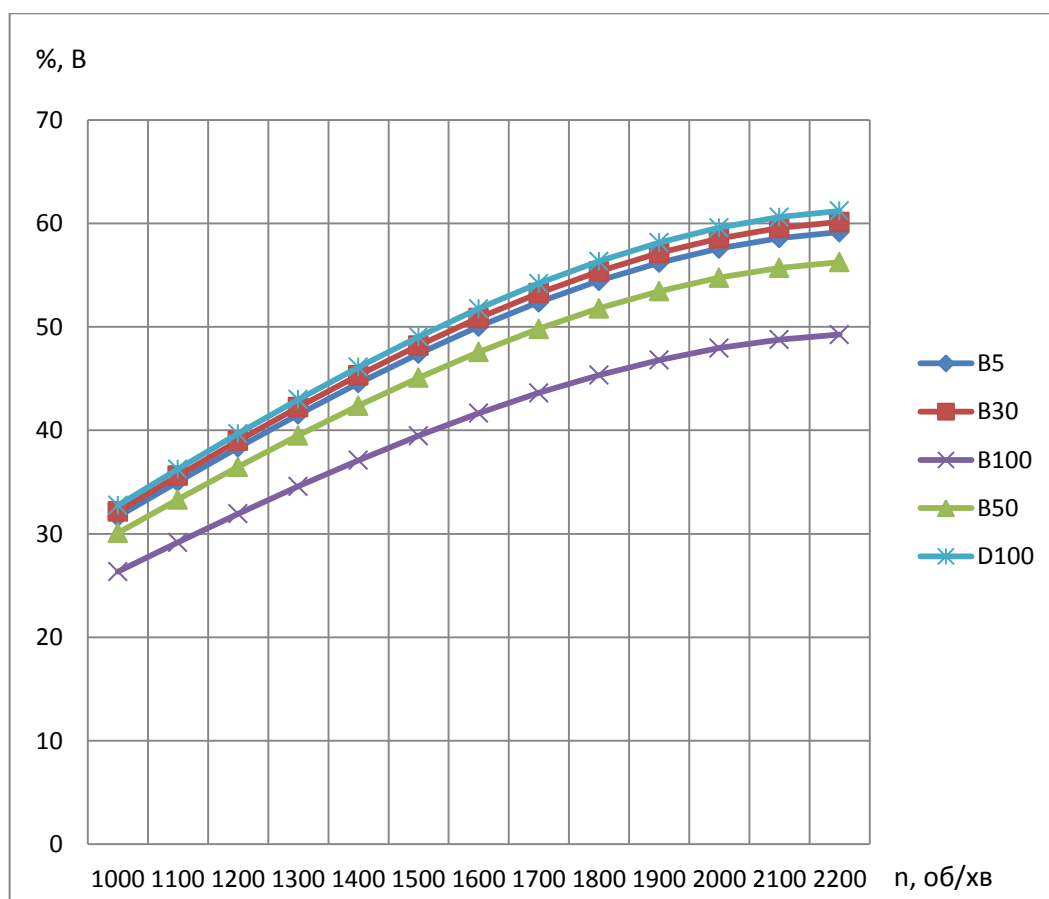


Рисунок 4.6 –Порівняльні графіки потужностей двигуна Д-240 за використання сумішей відповідного складу

З рис. 4.6. видно, що за використання 100% ДП потужність двигуна буде найбільшою, а також наближеною до неї буде потужність двигуна при використанні суміші 70% ДП та 30% БП.

4.2 Оцінка впливу зміни кута впорскування палива в залежності від його фізико-хімічних властивостей

Не менш важливим показником параметрів подачі палива є характеристики факела при впорскуванні робочої суміші. Визначаємо показники дальnobійності факела для тракторного двигуна Д-240 трактора МТЗ-80, на якому розміщено паливний насос високого тиску УТН-4. Сам факел характеризується діаметром сопла d_p та кутом струменя γ_s . Знаючи ці дані можна стрверджувати, що в процесі роботи об'єм повітря, який

використовується, буде дорівнювати об'єму струменя з висотою L_ϕ і діаметром d_p , звідси радіус струменя буде [138]:

$$r_3 = L_\phi \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_3}{2}\right) + \left(\frac{d_p}{2}\right) \quad (4.2)$$

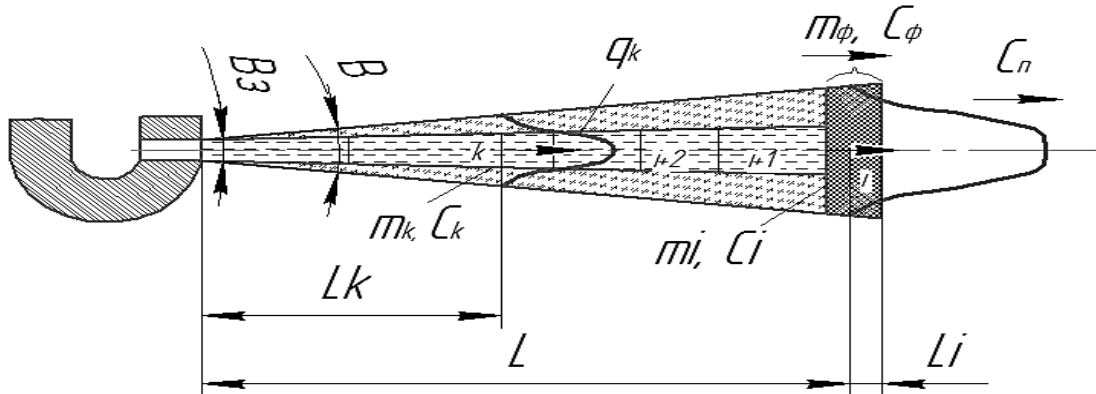


Рисунок 4.7 – Розрахункова схема струменя

Знаючи радіус можна обчислити об'єм, використовуючи формулу:

$$V = \left(\frac{l}{12}\right) \cdot \pi \cdot L_\phi \cdot (4 \cdot r_3^2 + d_p^2 + 2 \cdot r_3 \cdot d_p), \quad (4.3)$$

Визначаємо масу повітря, що під час впорскування:

$$m_B = \rho_B \cdot V_B, \quad (4.4)$$

Розрахункові дані приведені у таблиці 4.1

Таблиця 4.3 – Закономірність величини дальnobійності струменя від фізико-хімічних властивостей палива

Дальnobійність струменя, мм										
Дизельного палива										
0	24,64	46,50	62,99	75,62	85,46	93,45	100,05	105,62	112,59	115,02
Біопалива										
0	25,22	48,11	65,14	78,30	88,58	97,06	103,87	109,93	114,92	120,02
Час впорскування, мс										
0	0,36	0,72	1,08	1,44	1,8	2,16	2,52	2,88	3,24	3,6

З таблиці видно, що різниця між дальnobійністю струменя дизельного і біопалива склала 4%.

На основі отриманих даних побудуємо графік залежності дальності струменя від часу впорскування.

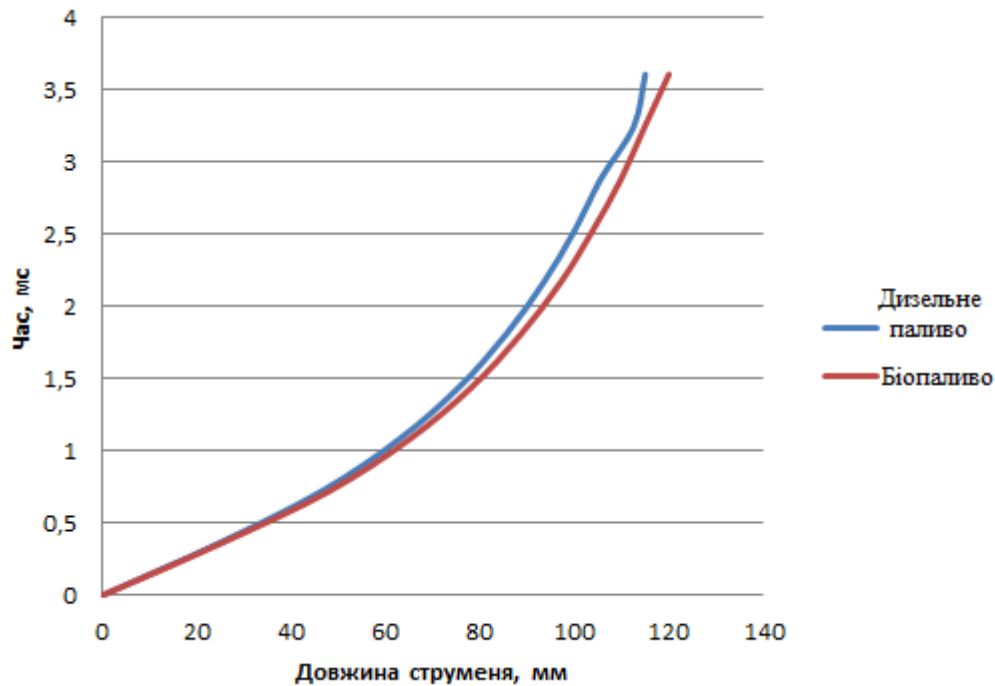


Рисунок 4.8 – Графік залежності довжини струменя від часу впорскування різних палив

Значний вплив на параметри подачі біопалива у двигун має середній діаметр краплі палива d_{32} . Для цього проведемо математичний аналіз роботи двигуна Д-240 працюючого на біодизелі і традиційному нафтовому пальному.

Розрахунки проводимо використовуючи методику Разлейцева Н. Ф. [139].

Для початку знайдемо з якою швидкістю паливо виходить:

$$U_0 = \frac{24 \cdot G_{\text{ц}} \cdot n}{0.75 \cdot \rho_T \cdot \pi \cdot d_C^2 \cdot i_C \cdot \varphi_{\text{впр}}} \quad (4.5)$$

де: $G_{\text{ц}}$ – циклова подача палива;

$\varphi_{\text{впр}}$ – кут впорскування.

Розрахуємо критерій М за формулою:

$$M = \mu_T^2 / (\rho_T \cdot d_C \cdot \sigma_T) \quad (4.6)$$

де: μ_T^2 – коефіцієнт в'язкості;

σ_T – поверхневий натяг; $\sigma_{\text{ДП}} = 27,1$ мН/м. $\sigma_{\text{МЕРО}} = 33,2$ мН/м.

Розраховуємо критерій Вебера з виразу:

$$We = U_0^2 \cdot \rho_T \cdot d_C / \sigma_T, \quad (4.7)$$

Далі знаходимо густину заряду:

$$p_B = m \cdot M_v / V_C, \quad (4.8)$$

де: M_v – маса газів в циліндрі;

V_C – об'єм камери згорання.

Отже, середній діаметр краплі буде:

$$d_{32} = 10^6 \cdot E_{32} \cdot d_C \cdot M^{0.0733} / (\rho \cdot We)^{0.266} \quad (4.10)$$

де: $E_{32} = 1,7$.

Знайдемо показник тиску в кінці процесу стиску:

$$p_C = p_S^{\varepsilon \cdot 1.37}, \quad (4.11)$$

Далі визначемо сталу для випаровування палива:

$$K = 1 / (10^6 \cdot p_C)_M, \quad (4.12)$$

Тоді теоретична стала буде:

$$b_{u.m} = 10^{12} \cdot K / d_{32}^2, \quad (4.13)$$

При визначенні умов випаровування врахуємо поправку:

$$Y = y \cdot f = y \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (4.14)$$

Звідси:

$$b_u = Y \cdot b_{u.m}, \quad (4.15)$$

Провівши математичні розрахунки можна стверджувати, що:

- Діаметр краплі при використанні ріпакової олії збільшився на 9%;
- Кут впорскування зменшився на 9%;
- На стінки камери згорання при використанні дизельного пального потрапляє лише 59% палива, а при застосуванні ріпакової олії 79%, що призводить до порушення процесів сумішеутворення.

Розрахункові дані наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Показники впорскування палива

Показники	Значення	
	100%ДП	Біопаливо
Кут впорскування, град	348	346
Час, град,п.к.в.	20,3	20,3
Тиск, МПа	57,46	62,86
Критерій Вебера	682952	8682250
Швидкість витоку палива, м/с	255	241
Діаметр краплі, мкм	25,26	25,91
Коефіцієнт випаровування	403,4	326,1
Кут струменя, град	23,8	21,7

Як бачимо значний вплив на показники впорскування і сумішеутворення відіграє густина палива (рис. 4.9). Для цього проведемо аналіз і зясуємо її вплив на показники впорскування (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Вплив густини палива на характеристики впорскування

Густина палива, кг/м ³								
800	825	850	875	900	925	950	975	1000
Швидкість палива, м/с								
263	255	248	241	234	228	222	216	210
Діаметр краплі, мкм								
24,91	25,26	25,61	25,95	26,29	26,62	26,95	27,27	26,60

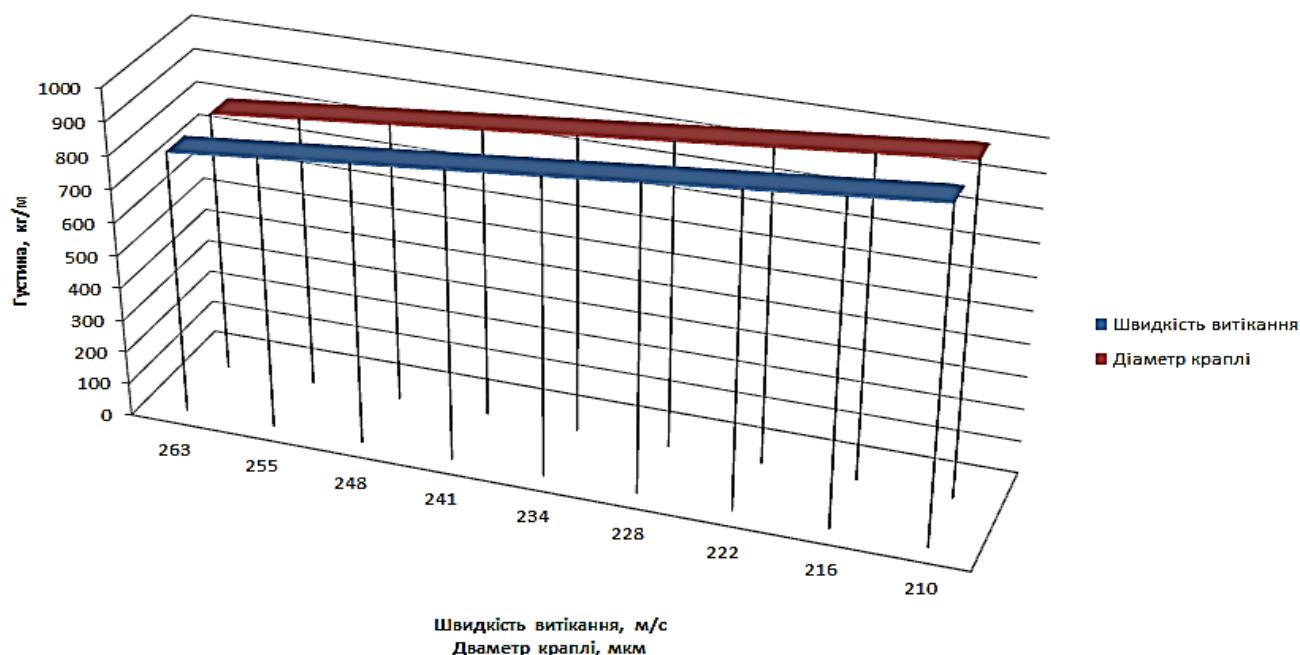


Рисунок 4.9 – Вплив густини палива на характеристики впорскування

Аналізуючи отримані дані, можна зробити наступні висновки, що для забезпечення необхідних техніко-економічних показників двигуна необхідна інтенсифікація параметрів паливоподачі і сумішеутворення, але для цього потрібно додатково переобладнувати і удосконалювати двигун і систему живлення, що і дозволяє зробити використовувана удосконалена система живлення зі змішувачем.

4.3. Встановлення взаємозв'язку техніко-економічних параметрів двигуна працюючого на суміші паливі

Було проведено лабораторний експеримент для визначення взаємозалежності відкриття дроселів від складу палива. В рамках якого заплановано 20 дослідів з кроком у 5% (тобто збільшення вмісту БП у дизельному паливі на 5% з кожним наступним дослідом). Змінювалося положення дроселів подачі ДП та БП при номінальній частоті обертів в залежності чого змінювався відсотковий склад сумішевого палива (рис. 4.10).

За результатами дослідження отримано наступні залежності.

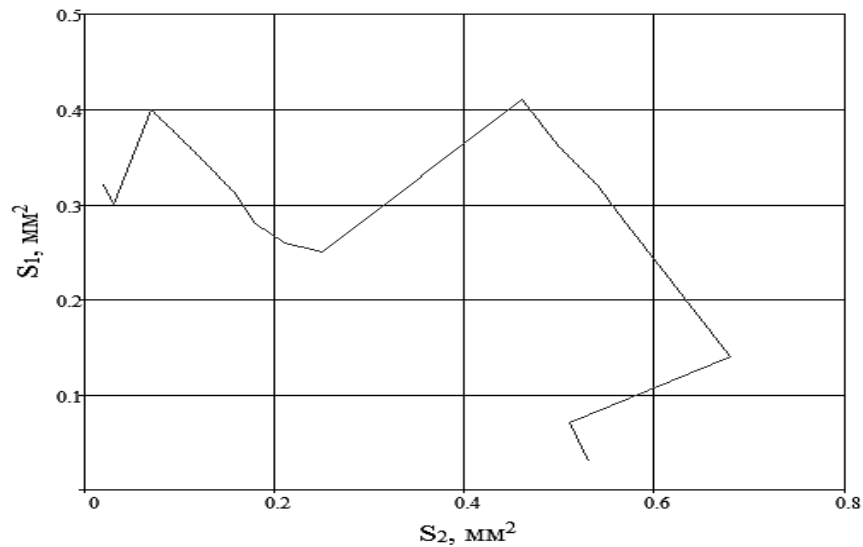


Рисунок 4.10 – Відношення дроселів подачі ДП, S_1 та БП, S_2 , що відповідає зміні відсоткового значення сумішевого палива

Проведений лабораторний дослід дозволив визначити величину ΔS , тобто різницю відкриття дроселя подачі ДП та БП, що відповідає необхідному відсотковому співвідношенню. Даний показник безпосередньо впливає на техніко-економічні характеристики двигуна, які представлені наступними залежностями (рис. 4.11 – 4.14).

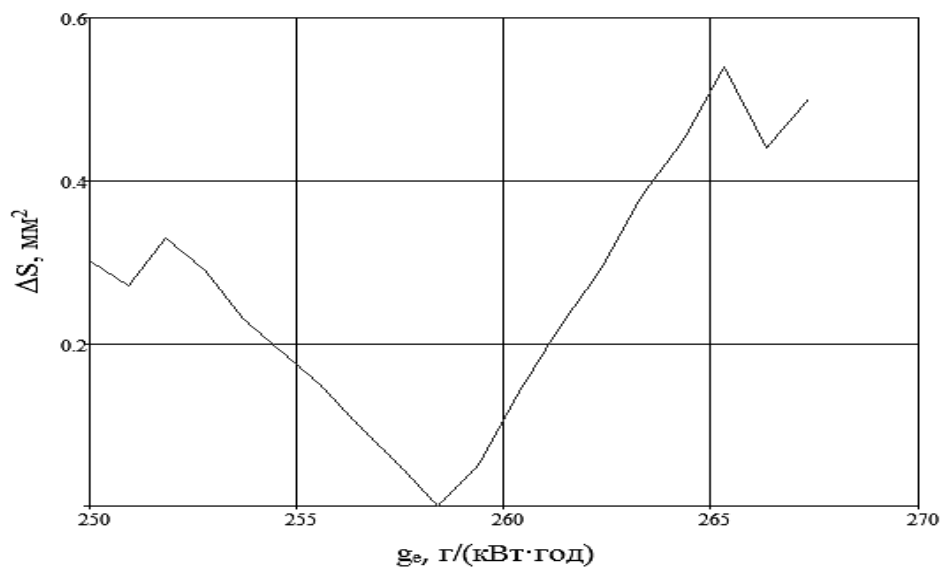


Рисунок 4.11 – Залежність питомої витрати палива g_e від різниці відкриття дроселів подачі ДП та БП ΔS

Як бачимо з отриманої залежності, питома витрата змінюється в залежності від вмісту БП у суміші. При 5% біопалива $\Delta S = 0,3 \text{ мм}^2$ і $g_e = 250 \text{ г/(кВт год)}$. Відповідно при значенні $\Delta S = 0 \text{ мм}^2$, відповідає відсотковому співвідношенню 50%ДП/50%БП $g_e = 258 \text{ г/(кВт год)}$. Збільшення вмісту рослинного палива спричиняє збільшення питомої витрати палива, так при $\Delta S = 0,5 \text{ мм}^2$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $g_e = 267 \text{ г/(кВт год)}$. З отриманих залежностей видно, що питома витрата сумішевого палива 5%ДП/95%БП на 6,8% більша порівняно з 95%ДП/5%БП.

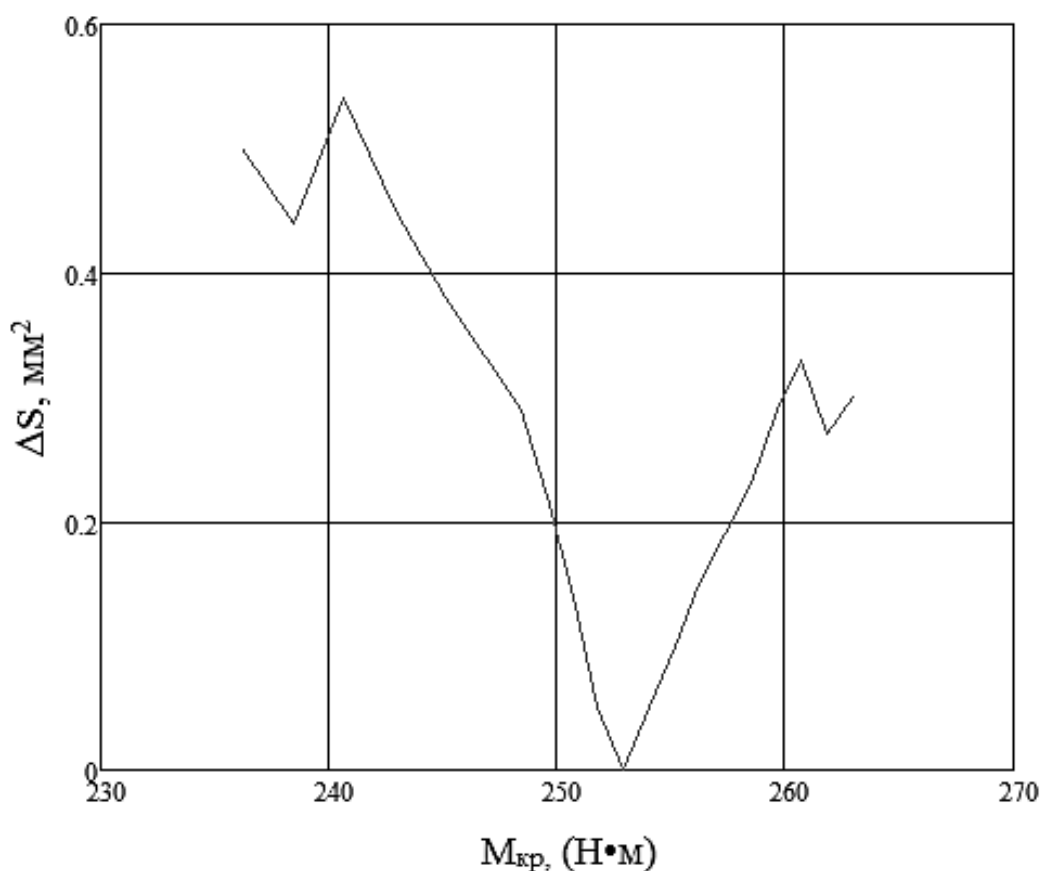


Рисунок 4.12 – Залежність крутного моменту двигуна $M_{кр}$ від різниці відкриття дроселів подачі ДП та БП ΔS

Розглядаючи зміну крутного моменту з отриманої залежності можемо прослідкувати зниження крутного моменту при збільшенні відсоткового складу біопалива у суміші. Це пояснюється перш за все фізико-хімічними показниками біопалива. Так при 5% біопалива $\Delta S = 0,3 \text{ мм}^2$ і $M_{кр} = 262 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Відповідно при

значенні $\Delta S = 0 \text{ мм}^2$, відповідає відсотковому співвідношенню 50%ДП/50%БП $M_{кр} = 252 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Збільшення вмісту рослинного палива спричиняє зменшення крутного моменту, так при $\Delta S = 0,5 \text{ мм}^2$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $M_{кр} = 236 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Аналізуючи отримані дані можна прослідкувати, що крутний момент при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 9,9% менший порівняно з 95%ДП/5%БП.

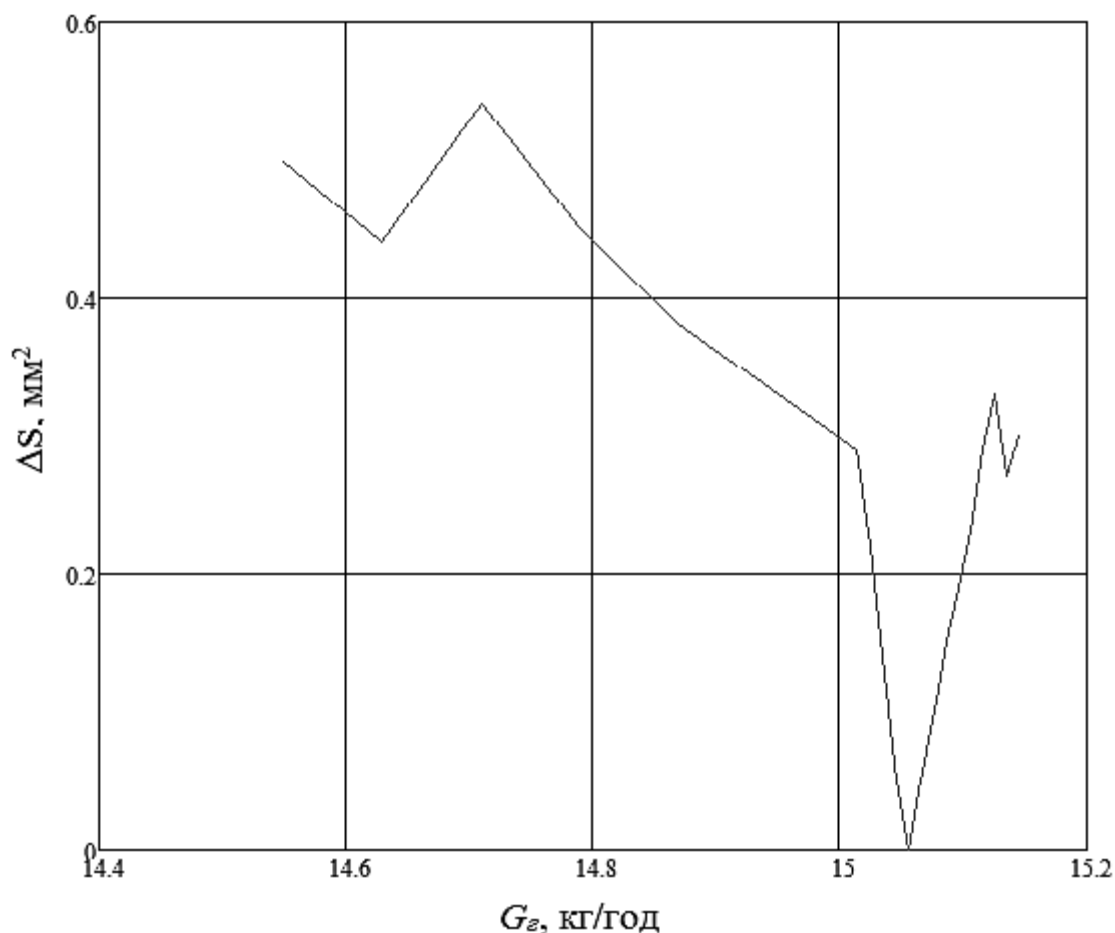


Рисунок 4.13 – Залежність годинної витрати палива G_2 від різниці відкриття дроселів подачі ДП та БП ΔS

Аналіз показників годинної витрати G_2 в залежності від вмісту БП у сімішевому паливі показав тенденцію до незначного зменшення при збільшенні відсотку біопалива. Наприклад, при 5% біопалива $\Delta S = 0,3 \text{ мм}^2$ і $G_2 = 15,1 \text{ кг/год}$. При значенні $\Delta S = 0 \text{ мм}^2$, що відповідає відсотковому співвідношенню 50%ДП/50%БП $G_2 = 15 \text{ кг/год}$. Підвищення відсотку

рослинного палива спричиняє зменшення годинної витрати, так при $\Delta S = 0,5 \text{ мм}^2$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $G_z = 14,5 \text{ кг/год}$. Опрацювавши отримані дані можна прослідкувати незначне зменшення, тобто економію палива при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП, що на 3,9% менше порівняно з 95%ДП/5%БП так як вміст біопалива до 30% у суміші за фізико-хімічними показниками наближається до дизельного.

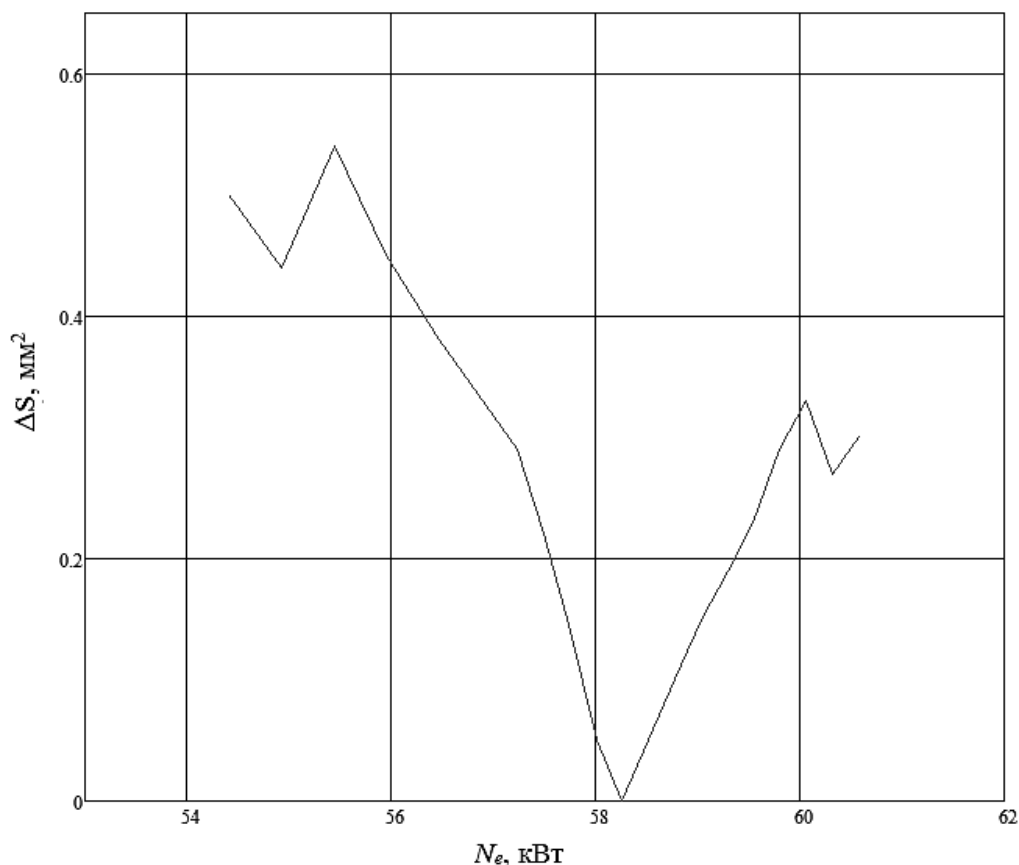


Рисунок 4.14 – Залежність ефективної потужності N_e від різниці відкриття дроселів подачі ДП та БП ΔS

Залежність ефективної потужності N_e від вмісту БП у сумішевому паливі показала тенденцію до зменшення досліджуваного показника при підвищенні відсотку біопалива. При використанні 5% біопалива $\Delta S = 0,3 \text{ мм}^2$ і $N_e = 60,5 \text{ кВт}$. При значенні $\Delta S = 0 \text{ мм}^2$, що відповідає відсотковому співвідношенню 50%ДП/50%БП $N_e = 60,5 \text{ кВт}$. Подальше підвищення відсотку рослинного палива призводить до зменшення ефективної потужності, так при $\Delta S = 0,5 \text{ мм}^2$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $N_e = 58,2 \text{ кВт}$, що на 3,9 відсотки

менше порівняно 95%ДП/5%БП. А при порівнянні 5%ДП/95%БП де $N_e = 54,4$ кВт з 95%ДП/5%БП різниця складає 10% так як біопаливо має меншу теплоту згорання.

Дослідження різниці відкриття дроселів подачі ДП та БП ΔS визначає відсотковий склад сушіші, що впливає на техніко-економічні показники двигуна та дозволяє ці залежності використати для розробки алгоритму роботи АБК та його програмування.

4.4. Визначення тягових характеристик машинно-тракторного агрегату з використанням суміші палив

З умов експериментальної тягової характеристики трактора розраховуємо потужність, крутний момент, питому та годинну витрату палива та коефіцієнти завантаження двигуна $k_{з,д}$ та коефіцієнт завантаження рушія $k_{з,руш}$, виходячи з відсоткового складу суміші.

Моделювання проводимо у електронних таблицях Microsoft Excel. Вихідні параметри беремо з результату експерименту та встановлюємо потужність, крутний момент, питому та годинну витрату палива та коефіцієнти завантаження двигуна по тяговій характеристиці трактора в залежності від передаточного числа коробки передач, глибини обробітку та складу сумішевого палива. Приводимо швидкості руху застосовуючи дані тягової характеристики.

Як результат отримуємо коефіцієнт завантаження двигуна $k_{з,д}$ залежно від тягового опору R_m та робочої швидкості руху v . Дані показники змінюються від глибини обробітку та сумішевого складу палива [140].

Обираємо $k_{з,д}$, які менші від одиниці. З цього слідує, що показники $k_{з,д}$ будуть характеристиками, які задовольняють умови роботи усталеного руху агрегату. Випишуємо виділені значення в матрицю, дотримуючись плану експерименту, що описує зміну параметрів.

Проводимо опрацювання результатів, використовуючи дані з таблиці A2 (Додаток А). Виводимо три критерії оптимізації: ефективний – продуктивність машинно-тракторного агрегату W , економічні – витрата палива на гектар G_w та питома витрата палива g_e , що будуть варіюватися від двох факторів – передаточного числа коробки передач трактора $U_{кпп}$ та глибини обробітку h_{op} при використанні сумішевого палива різного відсоткового співвідношення.

Виводимо рівняння регресії [141]:

$$y_i = b_{0p} + \sum_{i=1}^k b_{ip} x_i + \sum_{i < j}^k b_{ijp} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{iip} x_i^2, \quad (4.16)$$

де b_{0p} , b_{ip} , b_{ijp} , b_{iip} – коефіцієнти поліному.

$$b_{0p} = \frac{\sum_{U=1}^N y_U}{N}, \quad (4.17)$$

де N – число дослідів;

y_U – середнє значення критерію оптимізації, отриманого в U -му досліді.

$$b_{ip} = \frac{\sum_{U=1}^N x_{iU} y_U}{N}, \quad (4.18)$$

$$b_{ijp} = \frac{\sum_{U=1}^N x_{iU} x_{jU} y_U}{N}, \quad (4.19)$$

З таблиці A2 (Додаток А) і рівнянь 2 розділу, визначаємо коефіцієнти рівняння регресії для критерію v – швидкості руху на дизельному паливі, біопаливі та їх сумішей 20% та 50%, користуючись даними Microsoft Excel (див. Додаток А, табл. A3, A4). В результаті виводимо рівняння регресії для визначення поверхні відгуку критерію g_e в закодованому вигляді для дизельного, біопалива та їх сумішей:

$$y_{B0} = 248 + 191,7X_1 + 82X_2 + 63,9X_1X_2 + 292,2X_1^2 + 59,64X_2^2, \quad (4.20)$$

$$y_{B20} = 269 + 204,5X_1 + 87,5X_2 + 68,2X_1X_2 + 311,6X_1^2 + 59,64X_2^2, \quad (4.21)$$

$$y_{B50} = 275,8 + 183,9X_1 + 105,4X_2 + 96,4X_1X_2 + 263,6X_1^2 + 59,64X_2^2, \quad (4.22)$$

$$y_{B100} = 284,3 + 204,5X_1 + 87,4X_2 + 68,2X_1X_2 + 135,9X_1^2 + 101,7X_2^2, \quad (4.23)$$

де X_1, X_2 – фактори в закодованому вигляді, що визначаються за формулами:

$$X_1 = \frac{(U_{КПП} - 4,302)}{1,26}, \quad (4.24)$$

$$X_2 = \frac{(h_{op} - 22)}{6}, \quad (4.25)$$

Розкодовуємо їх, підставляючи значення X_1 та X_2 в рівняння (4.20 – 4.23):

$$g_{ДП} = 283 - 7,3U_{КПП} - 1,15h_{op} + 0,17U_{КПП}h_{op} + 1,04U_{КПП}^2 + 0,02h_{op}^2, \quad (4.26)$$

$$g_{B20} = 309,6 - 11,61U_{КПП} - 1,68h_{op} + 0,162U_{КПП}h_{op} + 1,04U_{КПП}^2 + 0,02h_{op}^2, \quad (4.27)$$

$$g_{B50} = 316,5 - 11,58U_{КПП} - 1,7h_{op} + 0,165U_{КПП}h_{op} + 1,04U_{КПП}^2 + 0,02h_{op}^2, \quad (4.28)$$

$$g_{B100} = 324,47 - 11,64U_{КПП} - 1,7h_{op} + 0,16U_{КПП}h_{op} + 1,04U_{КПП}^2 + 0,02h_{op}^2. \quad (4.29)$$

Величина W знаходиться зі швидкості v , ширини захвату B_p , що знаходиться за формулою та враховує конструктивну ширину захвату B_k , яку знаходимо через ширину захвату плужного корпусу $b_{нк}$:

$$B_k = b_{нк} n_{нк}. \quad (4.30)$$

Визначаємо зв'язок між технологічним критерієм та критерієм ефективності:

$$W = 0,1n_{нк} b_{нк} \beta_k v. \quad (4.31)$$

Знаходимо рівняння поверхні відгуку критерію W для дизельного, сумішевого біопалива.

$$W_{ДП} = 41,88n_{нк} - 12,58U_{КПП}n_{нк} - 1,71h_{op}n_{нк} + 0,16U_{КПП}h_{op}n_{нк} + 1,6U_{КПП}^2n_{нк} + 0,025h_{op}^2n_{нк}, \quad (4.32)$$

$$W_{B20} = 41,87n_{нк} - 12,02U_{КПП}n_{нк} - 1,71h_{op}n_{нк} + 0,16U_{КПП}h_{op}n_{нк} + 1,04U_{КПП}^2n_{нк} + 0,025h_{op}^2n_{нк}, \quad (4.33)$$

$$W_{B50} = 40,98n_{нк} - 12,58U_{КПП}n_{нк} - 1,71h_{оп}n_{нк} + 0,16U_{КПП}h_{оп}n_{нк} + 1,04U_{КПП}^2n_{нк} + 0,025h_{оп}^2n_{нк}, \quad (4.34)$$

$$W_{B100} = 41,65n_{нк} - 11,78U_{КПП}n_{нк} - 1,71h_{оп}n_{нк} + 0,16U_{КПП}h_{оп}n_{нк} + 1,04U_{КПП}^2n_{нк} + 0,025h_{оп}^2n_{нк}, \quad (4.35)$$

Так само як і для попереднього визначника, знаходимо рівняння регресії для критерію економічності G_w :

- у закодованому стані

$$y_{B0} = 22,39 + 16,5X_1 + 7,07X_2 + 5,51X_1X_2 + 0,76X_1^2 + 877,3X_2^2; \quad (4.36)$$

$$y_{B20} = 34,4 + 16,5X_1 + 7,07X_2 + 5,51X_1X_2 + 0,76X_1^2 + 877,3X_2^2; \quad (4.37)$$

$$y_{B50} = 92,6 + 14,8X_1 + 8,5X_2 + 7,8X_1X_2 + 0,64X_1^2 + 877,3X_2^2; \quad (4.38)$$

$$y_{B100} = 26,9 + 16,5X_1 + 7,07X_2 + 5,51X_1X_2 + 0,76X_1^2 + 877,3X_2^2; \quad (4.39)$$

- у розкодованому стані

$$G_{w \text{ ДП}} = 66,35 - 12,74U_{КПП} - 1,82h_{оп} + 0,2U_{КПП}h_{оп} + 1,8U_{КПП}^2 + 0,02h_{оп}^2; \quad (4.40)$$

$$G_{w \text{ B20}} = 68,35 - 12,74U_{КПП} - 1,82h_{оп} + 0,2U_{КПП}h_{оп} + 1,08U_{КПП}^2 + 0,02h_{оп}^2; \quad (4.41)$$

$$G_{w \text{ B50}} = 69,3 - 11,68U_{КПП} - 1,7h_{оп} + 0,16U_{КПП}h_{оп} + 1,06U_{КПП}^2 + 0,02h_{оп}^2; \quad (4.42)$$

$$G_{w \text{ B100}} = 70,85 - 12,74U_{КПП} - 1,82h_{оп} + 0,2U_{КПП}h_{оп} + 1,08U_{КПП}^2 + 0,02h_{оп}^2. \quad (4.43)$$

Застосовуючи дані табл. А2 (додаток А), рівняння (4.16 – 4.43) та програмний комплекс Mathcad 15, будуємо поверхні відгуку критеріїв оптимізації (див. рис. 4.7 – 4.9).

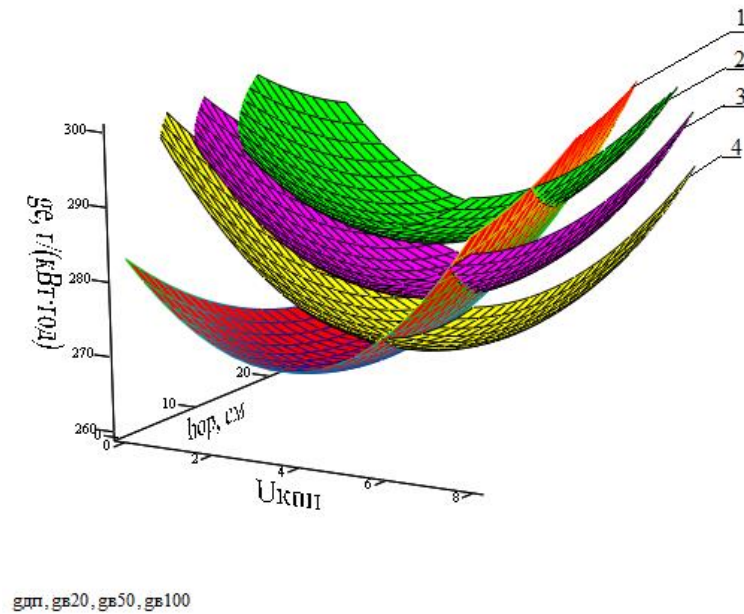


Рисунок 4.7 – Поверхня відгуку економічного критерію оптимізації g_e в залежності від факторів $U_{кпп}$ та $h_{ор}$ з використанням: 1 – дизельного палива; 2 – біопалива; 3 – сумішевого палива B50; 4 – сумішевого палива B20

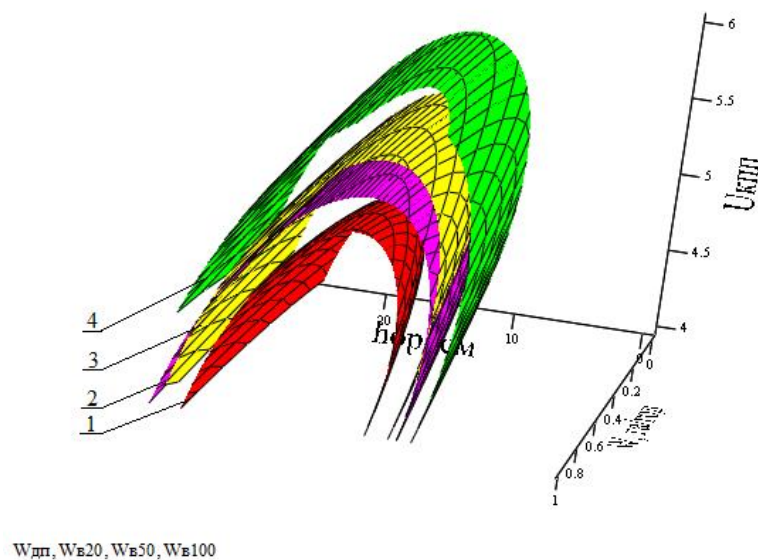


Рисунок 4.8 – Поверхня відгуку технологічного критерію W в залежності від факторів $U_{кпп}$ та $h_{ор}$ з використанням: 1 – дизельного палива; 2 – біопалива; 3 – сумішевого палива B50; 4 – сумішевого палива B20

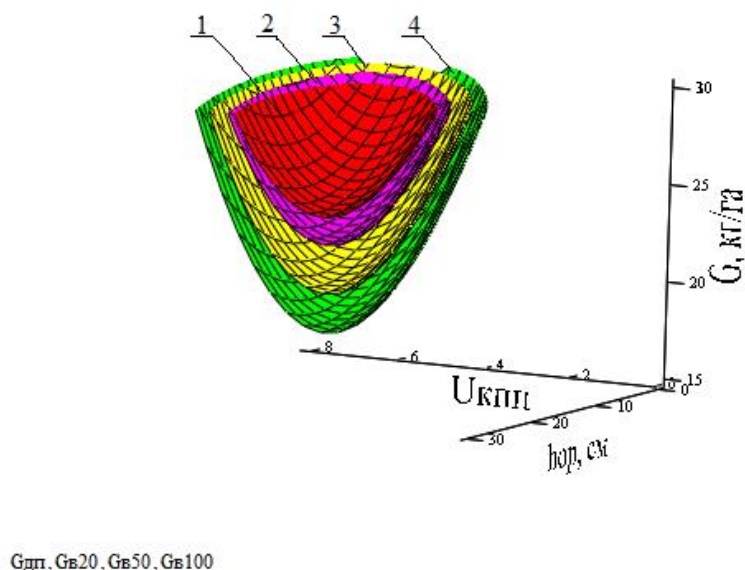


Рисунок 4.9 – Поверхня відгуку критерію економічності G_w в залежності від факторів U_{kpi} та h_{op} з використанням: 1 – дизельного палива; 2 – біопалива; 3 – сумішевого палива B50; 4 – сумішевого палива B20

де y_{ui} – значення критерію оптимізації в U -тій стрічці матриці плану експерименту (додаток А, табл. А2);

y_{i0} – ідеальне значення i -того критерію оптимізації.

Таким чином визначаємо узагальнений критерій оптимізації A_U для кожного дослідів (див. додаток А, табл. А2).

Оптимізація за критерієм A_U відбувається в сторону зменшення значення критерію, тобто при $A_U = 0$ всі три критерії оптимізації матимуть ідеальні значення.

За узагальненим критерієм оптимізації відбираємо дослідів, в яких A_U має найменше значення для різних глибин обробітку при різних кількостях плужних корпусів та при використанні дизельного та біопалива. Оптимальні значення заносимо в табл. 4.1.

Перевірку адекватності математичної моделі проводимо за критерієм Фішера (див. додаток А, табл. А5).

Таблиця 4.6 – Оптимальні значення експлуатаційно-технологічних параметрів
орного машинно-тракторного агрегату з трактором класу 1,4 та навісним
плугом з використанням біопаливних сумішей

№ п/ п	Оптимальні значення параметрів	Передагочне число коробки передач U_{KPL}	Глибина обробітку h_{op}	Вид палива	Питома ефективна витрата палива $g_e, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	Продуктивність $W, \text{га}/\text{год}$	Витрата палива $G_w, \text{кг}/\text{га}$	Узагальнений критерій A_u
1	$g_{max} B0$	4,602	18	B0	247,000	0,826	16,959	0,047
2	$W_{max} B0$	4,302	18	B0	246,000	0,898	15,582	0,050
3	$g_{max} B0$	4,602	22	B0	247,000	0,727	20,892	0,094
4	$W_{max} B0$	4,302	22	B0	246,000	0,810	18,743	0,098
5	$g_{max} B0$	4,602	26	B0	247,000	0,598	25,387	0,094
6	$W_{max} B0$	4,302	26	B0	246,000	0,727	20,892	0,098
7	$h_{opmax} B0$	4,602	30	B0	247,000	0,727	20,892	0,094
8	$h_{opmax} B0$	4,302	30	B0	246,000	0,742	19,412	0,064
9	$g_{max} B20$	4,602	18	B20	253,000	0,727	20,892	0,072
10	$W_{max} B20$	4,302	18	B20	251,000	0,742	19,412	0,048
11	$g_{max} B20$	4,602	22	B20	253,000	0,571	24,701	0,034
12	$W_{max} B20$	4,302	22	B20	251,000	0,540	26,052	0,038
13	$g_{max} B20$	4,602	26	B20	253,000	0,456	30,831	0,033
14	$W_{max} B20$	4,302	26	B20	251,000	0,374	34,751	0,015
15	$h_{opmax} B20$	4,602	30	B20	253,000	0,374	40,660	0,072
16	$h_{opmax} B20$	4,302	30	B20	251,000	0,301	43,173	0,015
17	$g_{max} B50$	4,602	18	B50	257,000	0,504	28,003	0,026
18	$W_{max} B50$	4,302	18	B50	256,000	0,374	34,750	0,008
19	$g_{max} B50$	4,602	22	B50	257,000	0,121	118,564	0,033

20	$W_{max} B50$	4,302	22	B50	256,000	0,440	32,066	0,028
21	$g_{max} B50$	4,602	26	B50	257,000	0,402	38,782	0,075
22	$W_{max} B50$	4,302	26	B50	256,000	0,650	23,948	0,078
23	$h_{optmax} B50$	4,602	30	B50	257,000	0,939	17,209	0,102
24	$h_{optmax} B50$	4,302	30	B50	256,000	0,402	38,782	0,078
25	$g_{max} B100$	4,602	18	B100	266,000	0,775	20,835	0,073
26	$W_{max} B100$	4,302	18	B100	265,000	0,867	17,735	0,046
27	$g_{max} B100$	4,602	22	B100	266,000	0,696	23,204	0,073
28	$W_{max} B100$	4,302	22	B100	265,000	0,775	20,835	0,076
29	$g_{max} B100$	4,602	26	B100	266,000	0,650	23,948	0,051
30	$W_{max} B100$	4,302	26	B100	265,000	0,696	23,204	0,076
31	$h_{optmax} B100$	4,602	30	B100	266,000	0,402	38,782	0,051
32	$h_{optmax} B100$	4,302	30	B100	265,000	0,650	23,948	0,053

4.5. Рекомендації щодо визначення діагностично-вібраційних параметрів блоку і пульсацій тиску в паливопроводі високого тиску дизеля за допомогою діагностичного стенда «Дельфін - 1М»

Проводимо визначення та аналіз вібраційних параметрів блоку і пульсацій тиску в паливопроводі високого тиску дизеля при застосуванні удосконаленої системи живлення зі змішувачем та при використанні різного виду палива [140].

Осцилограми віброприскорення і акустичного дослідження двигуна Д-240 в залежності від швидкісних і навантажувальних режимів роботи показані на рис. 4.15 – 4.18.

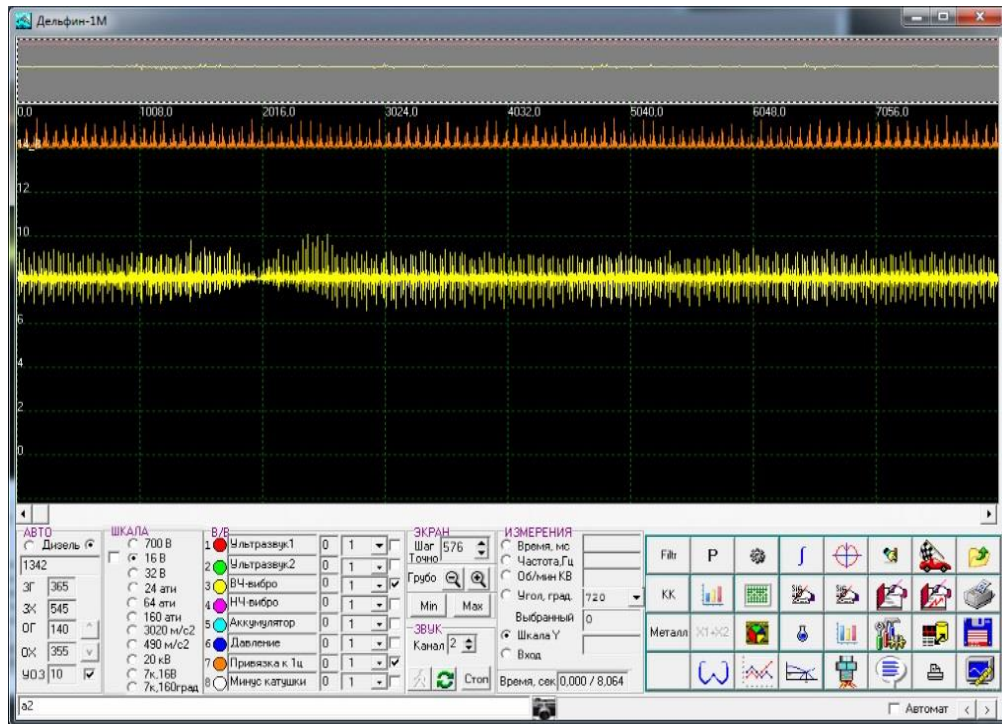


Рисунок 4.15 – Загальний вигляд осцилограми віброприскорення двигуна Д – 240 при використанні дизельного палива

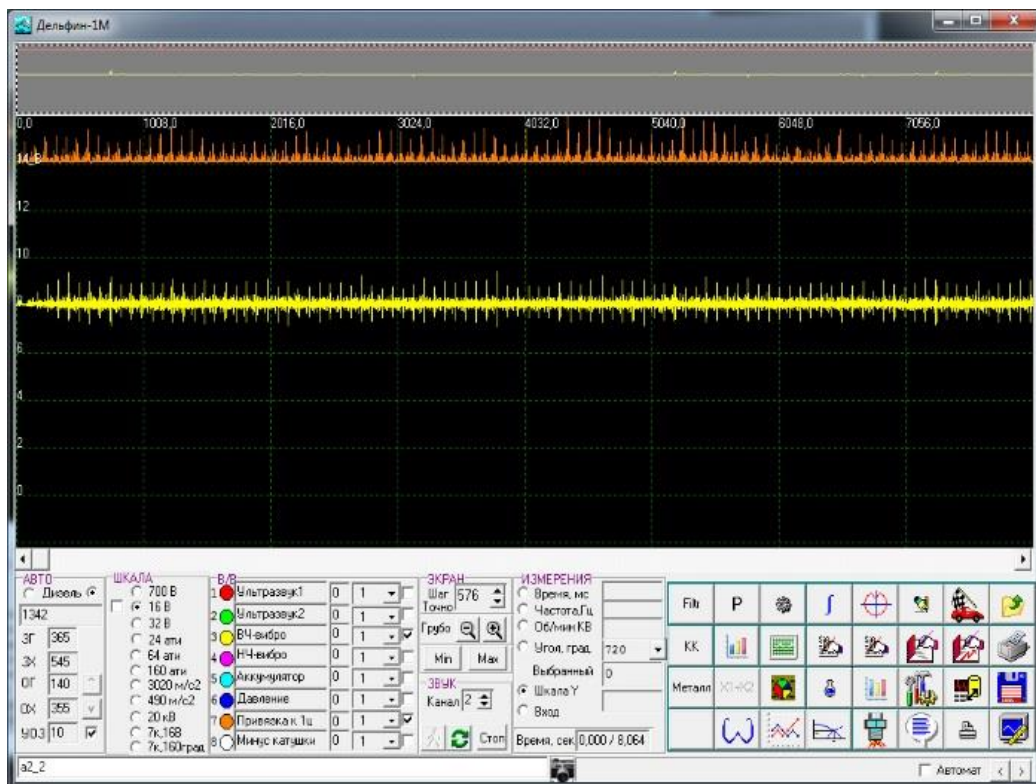
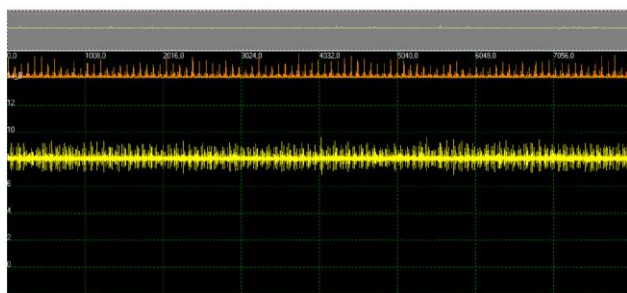
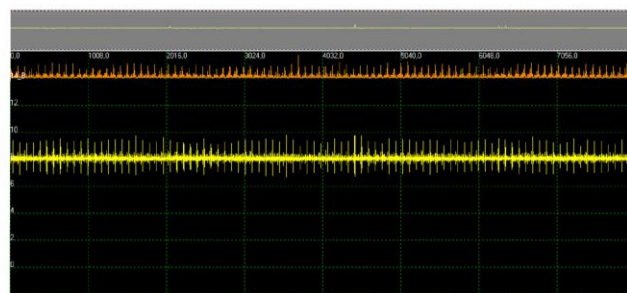
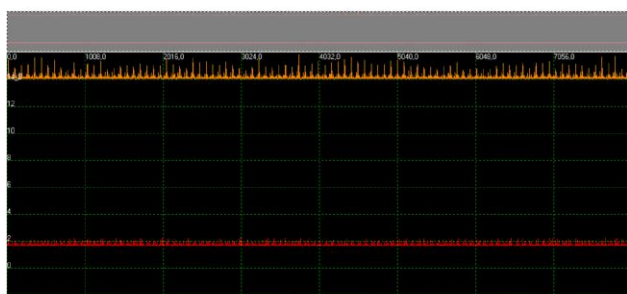
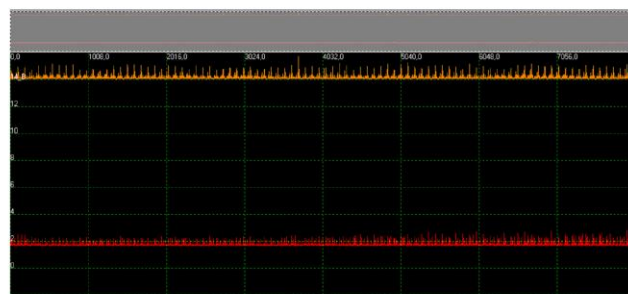


Рисунок 4.16 – Загальний вигляд осцилограми віброприскорення двигуна Д-240 при використанні біопалива

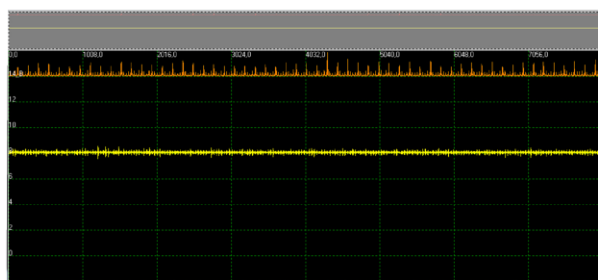
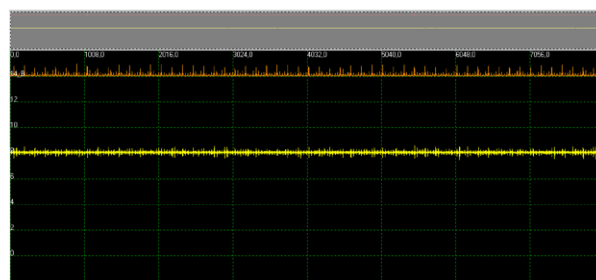
Віброприскорення, В

 $n = 1410 \text{ об/хв}$  $n = 1350 \text{ об/хв}$

Ультразвук

 $n = 1410 \text{ об/хв}$  $n = 1350 \text{ об/хв}$

Віброприскорення, В

 $n = 850 \text{ об/хв}$  $n = 830 \text{ об/хв}$

Ультразвук

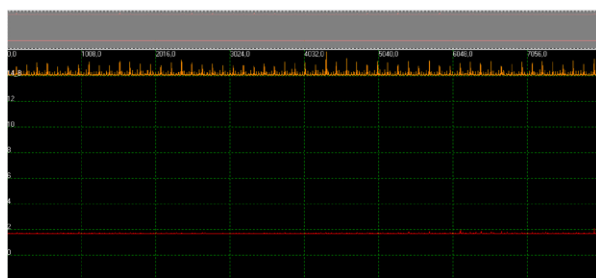
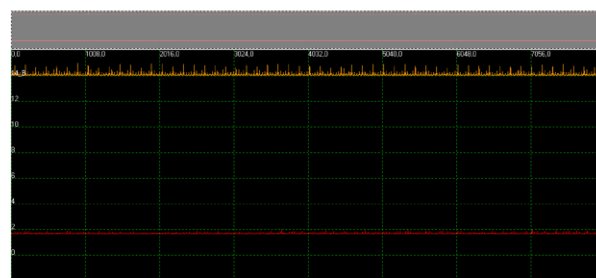
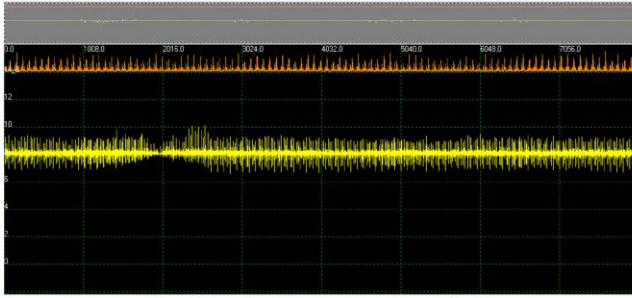
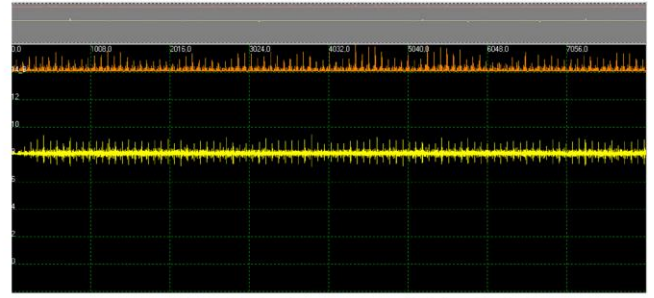
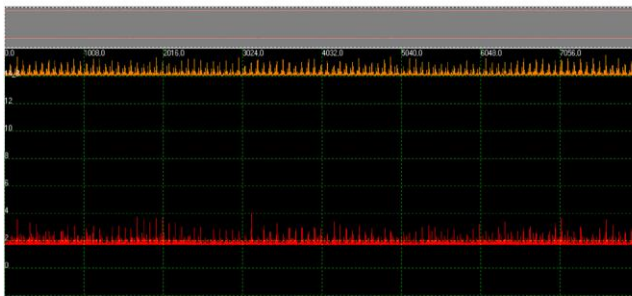
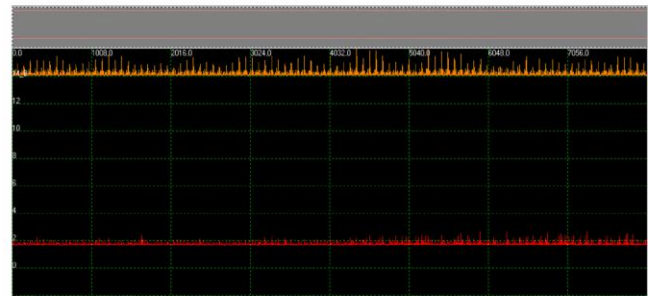
 $n = 850 \text{ об/хв}$  $n = 830 \text{ об/хв}$

Рисунок 4.17 – Осцилограми віброприскорення і ультразвуку для двигуна Д-240 на режимах холостого ходу

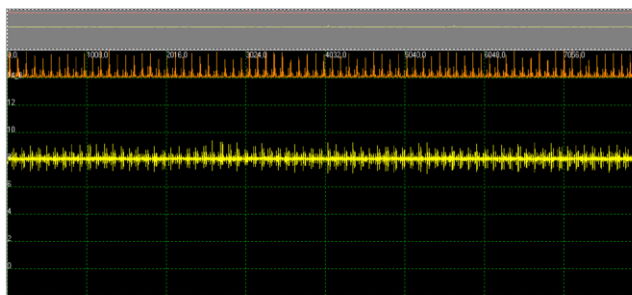
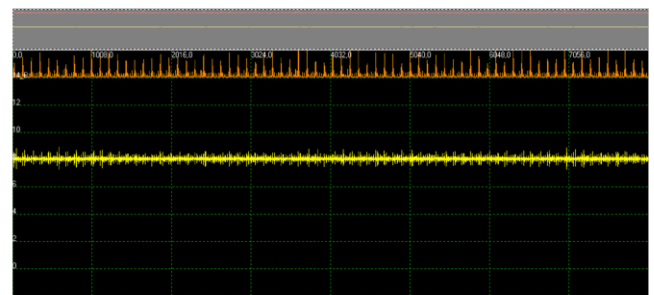
Віброприскорення, В


 $P_f = 38 \text{ кГц}, n = 1490 \text{ об/хв}$

 $P_f = 18,2 \text{ кГц}, n = 1390 \text{ об/хв}$

Ультразвук


 $P_f = 38 \text{ кГц}, n = 1490 \text{ об/хв}$

 $P_f = 18,2 \text{ кГц}, n = 1390 \text{ об/хв}$

Віброприскорення, В


 $P_f = 37,6 \text{ кГц}, n = 1130 \text{ об/хв}$

 $P_f = 19,3 \text{ кГц}, n = 1100 \text{ об/хв}$

Ультразвук

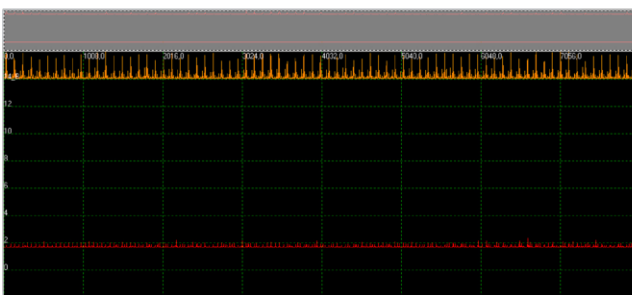
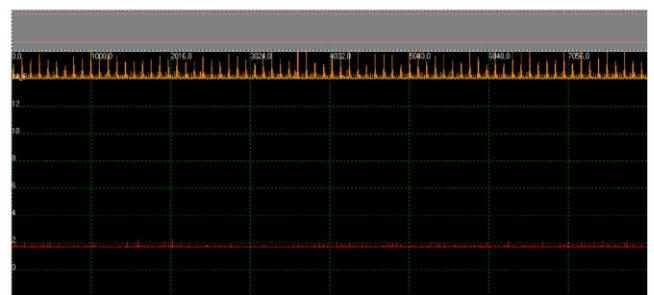

 $P_f = 37,6 \text{ кГц}, n = 1130 \text{ об/хв}$

 $P_f = 19,3 \text{ кГц}, n = 1100 \text{ об/хв}$

Рисунок 4.18 – Осцилограми віброприскорення і ультразвуку двигуна Д-240 на режимах часткових навантажень

З аналізу експериментальних даних осцилограм віброприскорення і ультразвуку знятих для режимів холостого ходу і часткових навантажень штатного і модернізованого двигунів можна зробити висновки, що нерівномірність частоти обертання колінчастого валу модернізованого двигуна збільшується на холостому ходу по мірі збільшення частоти обертання (від 13,7 до 39%) Це пояснюється нерівномірністю паливоподачі по циліндрах, і чим менша частота – тим більша нерівномірність подачі, а зі збільшенням подачі – нерівномірність її по циліндрах зменшується, а ще зі збільшенням частоти обертання – частота чергування робочих ходів в секунду збільшується от і зменшується амплітуда вібрацій. Вплив на нерівномірність інерційних сил неврайонованих мас не суттєво збільшується від частоти обертання. Нерівномірність збільшується також по мірі збільшення навантаження (від 6,0 до 10,1%). Це пояснюється збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрах двигуна внаслідок збільшення циклової подачі палива.

4.6. Висновки до розділу 4

Отримані дані лабораторно-польових експериментів дозволяють зробити наступні висновки:

1. Перевірка адекватності математичної моделі підтверджує ефективність використання сумішевого палива з вмістом біокомпонента до 50%. При збільшенні спостерігається погіршення техніко-економічних показників. Встановлено, що до 30% робота двигуна не погіршується при змінні навантаження та режимів роботи.

2. Дослідження параметрів паливоподачі дозволили встановити, що діаметр краплі при використанні ріпакової олії збільшився на 9%, кут впорскування зменшився на 9%, а на стінки камери згорання при використанні дизельного пального потрапляє лише 59% палива, а при застосуванні біопалива 79%, що призводить до порушення процесів сумішеутворення. Тому

використання системи живлення зі змішувачем забезпечує роботу двигуна з наближенням характеристик дизельного пального.

3. Визначено величину ΔS , тобто різницю відкриття дроселя подачі ДП та БП, що відповідає необхідному відсотковому співвідношенню. Даний показник впливає на техніко-економічні показники двигуна, збільшення вмісту рослинного палива, спричиняє збільшення питомої витрати палива, так при $\Delta S = 0,5 \text{ мм}^2$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $g_e = 267 \text{ г/(кВт год)}$, крутний момент при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 9,9% нижчий порівняно з 95%ДП/5%БП, а економія палива при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 3,9% менша порівняно з 95%ДП/5%БП, потужність при збільшенні вмісту біопалива до 95% падає на 10% так як теплота згорання біопалива нижча.

4. За допомогою розробленої методики та проведеного за нею експерименту, визначено взаємозв'язок факторів, які впливають на роботу МТА.

Такий взаємозв'язок представлений у вигляді рівнянь регресії (4.20-4.23, 4.26-4.29, 4.32-4.35), що дало можливість вибрати передаточне число коробки передач залежно від умов та ефективності роботи орного машинно-тракторного агрегату з використанням сіміші палив. За отриманими рівняннями побудовані поверхні відгуків критеріїв оптимізації: технологічного критерію (питома витрата палива g_e), критерію ефективності (продуктивність W) та економічного критерію (погектарна витрата палива). Комплексний критерій оптимізації A_u , що оцінює вплив всіх трьох критеріїв, має становити для дизельного палива не більше 0,659, для Б20 – 0,812 для Б50 – 1,064 і для біодизеля 2,87.

5. Нерівномірність обертання модернізованого двигуна збільшується на холостому ходу по мірі збільшення частоти обертання (від 13,7 до 39%). Це пояснюється нерівномірністю паливоподачі по циліндрах, і чим менша частота – тим більша нерівномірність подачі, а зі збільшенням подачі – нерівномірність її по циліндрах зменшується, а ще зі збільшенням частоти обертання – частота чергування робочих ходів в секунду збільшується от і зменшується амплітуда

вібрацій. Нерівномірність збільшується також по мірі збільшення навантаження (від 6,0 до 10,1%). Це пояснюється збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрах двигуна внаслідок збільшення циклової подачі палива.

Встановлено, що основними діагностичними показниками є параметри паливоподачі та індикаторні характеристики. Особливо важливу роль вони відіграють при перехідних процесах або різких змінах навантаження.

Основні положення розділу опубліковано у працях [138, 140, 142].

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ТА ЗМІШУВАЧА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

5.1. Економічне обґрунтування витрат на виготовлення змішувача

Одним із важливих показників ефективності виробництва будь-якої продукції є собівартість її одиниці [143]. До цього використовували терміни: «своя вартість», «загальна вартість», «власна вартість», «вартість виробництва», «фабрична вартість», «вартість», «дійсна вартість», «продуктивна вартість», «заводська вартість», «фактична вартість», «повна ціна», «істина ціна».

Науково обґрунтована система обчислення собівартості одиниці продукції, товарно-матеріальних цінностей, виконаних робіт, наданих послуг, за елементами витрат становлять один з важливих елементів методу бухгалтерського обліку – калькулювання [143].

Виробнича собівартість містить витрати виробничого етапу, які включають в себе :

- плата за сировину і основні виробничі матеріали;
- паливно-енергетичні витрати;
- заробітна плата;
- транспортні витрати (внутрішнє переміщення сировини і напівфабрикатів);
- ремонт і утримання основних засобів;
- амортизація основних фондів.

Основні шляхи зниження собівартості продукції:

- зменшення витрат на сировину, матеріали, паливо на одиницю виробу;
- дбайливе відношення до машин і механізмів, їхнє своєчасне оновлення і модернізація;

- підвищення продуктивності праці, що особливо відбивається на загальноцехових та загальновиробничих витратах на одиницю продукції;
- скорочення загальноцехових та загальновиробничих витрат шляхом вдосконалення структури управління, механізації управлінської праці.

Основні фактори, що впливають на рівень і динаміку собівартості:

- ступінь використання засобів праці (основних засобів);
- ступінь застосування предметів праці (оборотних засобів);
- ступінь наукової організації виробництва, праці і управління.

Метою аналізу витрат виробництва та змішувача є оцінка фактичної собівартості продукції та собівартості продукції у звітному періоді, а також порівняння її цілей та динаміки, визначення резерву економії витрат та основного продукту зниження витрати на одиницю та визначення поточної перспективи.

Виготовлення змішувача удосконаленої системи живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші ДП та БП потребує визначення економічних затрат.

Собівартість виготовлення змішувача розраховується за формулою:

$$C_{\text{виг.}} = B_M + B_n + Z_p + B_o + B_e + B_k \quad (5.1)$$

де B_M – витрати на основний матеріал, грн.;

B_n – витрати на комплектуючі, грн.;

Z_p – заробітна плата робітникам, грн.;

B_o – витрати на обслуговування, грн.;

B_e – витрати на виробництво, грн.;

B_k – комерційні витрати, грн.

Необхідно провести розрахунок витрат з урахуванням всіх конструкторських вимог. Розрахунок витрат проводимо наступним чином.

1) Витрати на основний матеріал:

$$B_M = \sum B_i \cdot C_i - \sum B_e \cdot C_e \quad (5.2)$$

де B_i – початкова вага i -го матеріалу, для виготовлення змішувача, кг;

C_i – ціна 1 кг. i -го матеріалу, грн.;

B_6 – відходи і-го матеріалу, кг.;

C_6 – ціна 1 кг. відходів і матеріалу, грн.;

m – число матеріалів, що використовується при виготовленні змішувача.

Згідно конструкторській документації деталі змішувача мають наступні характеристики.

Кінцева вага деталей змішувача

Корпус = 2,15 кг.

Кришка = 1 кг.

Стакан = 0,6 кг.

Вставка = 0,35 кг.

Ротор = 0,2 кг.

Визначаємо вагу необхідних деталей враховуючи втрати матеріалу під час виготовлення та обробки.

Початкова вага деталей змішувача:

Корпус = $2,15 / 0,9 = 2,4$ кг.

Кришка = $1 / 0,9 = 1,1$ кг.

Стакан = $0,6 / 0,9 = 0,7$ кг.

Вставка = $0,35 / 0,9 = 0,4$ кг.

Ротор = $0,2 / 0,9 = 0,22$ кг.

Загальна вага початкових деталей змішувача:

$2,4 + 1,1 + 0,7 + 0,4 + 0,22 = 4,82$ кг.

Вага відходів при виробництві:

Корпус = $2,4 - 2,15 = 0,25$ кг.

Кришка = $1,1 - 1 = 0,1$ кг.

Стакан = $0,7 - 0,6 = 0,1$ кг.

Вставка = $0,4 - 0,35 = 0,05$ кг.

Ротор = $0,22 - 0,2 = 0,02$ кг.

$B_M = (2,4 \cdot 7 + 1,1 \cdot 7 + 0,7 \cdot 35 + 0,4 \cdot 35 + 0,22 \cdot 140) - (0,25 \cdot 7 + 0,1 \cdot 7 + 0,1 \cdot 35 + 0,05 \cdot 35 + 0,02 \cdot 140) = 93,8 - 9,81 = 83,99$ грн.

2) Витрати на комплектуючі беруться в розмірі 50% від затрат на матеріали:

$$B_{\Pi} = 0,5 \cdot 83,99 = 42 \text{ грн.}$$

3) Заробітня плата робітникам:

$$Z_{\text{осн. зп}} = B_{\text{ст}} \cdot C_{\text{зп}}, \quad (5.3)$$

де B_n – початкова вага деталей змішувача, кг.;

$C_{\text{зр}}$ – середня зарплата робітників, ($C_{\text{зр}} = 4000$ грн.).

$$Z_{\text{ОЗП}} = 4,82 \cdot 4000 = 19280 \text{ грн.}$$

4) Витрати на обслуговування беруться в розмірі 100% від основної заробітної плати працівників:

$$Z_n = 1,0 \cdot 19280 = 19280 \text{ грн.}$$

Технологічна собівартість виготовлення змішувача:

$$C_{\text{тех.}} = 83,99 + 42 + 19280 + 19280 = 38686 \text{ грн.}$$

5) Витрати на виробництво приймаються в розмірі 80% від основної заробітної плати працівникам:

$$B_e = 0,8 \cdot 19280 = 15424 \text{ грн.}$$

Цехова собівартість:

$$C_{\text{ЦЕХ}} = 38686 + 15424 = 54110 \text{ грн.}$$

6) Комерційні витрати беруться в розмірі 5% від цехової вартості:

$$B_k = 0,05 \cdot 54110 = 2705,5 \text{ грн.}$$

Загальна собівартість:

$$C_{\Pi} = 54110 + 2705,5 = 56815,5 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.1 – Собівартість виготовлення змішувача

№ п/п	Найменування витрат	Сума, грн.
1	Витрати на основний матеріал	83,99
2	Витрати на комплектуючі	42
3	Заробітня плата робітникам	19280
4	Витрати на обслуговування	19280

5	Витрати на виробництво	15424
6	Цехова собівартість	54110
7	Комерційні витрати	2705,5
8	Загальна собівартість	56815,5

5.2. Визначення економічної ефективності удосконаленої системи живлення

Прості показники економічних вигод від проекту включають: термін окупності капітальних вкладень, прибуток, рентабельність та беззбитковість. Ці показники характеризуються порівняно простими розрахунками, тому їх використовують найчастіше.

Для визначення економічної ефективності ми використовуємо стандарт періоду окупності. У свою чергу, показник описується наступними характеристиками.

Метод погашення - метод оцінки ефективності інвестиційного проекту, заснований на нормі часу (кількості років), необхідної для повернення інвестицій проекту (річний вклад капіталу, обчислений як різниця між річним доходом та витратами) [143].

Період окупності - це час, необхідний для відшкодування початкових капітальних вкладень із прибутку проекту. Прибуток - це чистий прибуток, що залишається після оподаткування плюс амортизація (іноді включаючи процентний дохід).

Термін окупності, як правило, починається з періоду будівництва, протягом якого будуть здійснені початкові капітальні вкладення (включаючи, але не враховуючи вартість землі та оборотних коштів) [143].

Точніше, термін окупності відноситься до тривалості часу, коли дисконтована сума майбутнього доходу дорівнює сумі інвестицій у початковий період часу.

Існує два способи розрахунку періоду окупності. Перший - розподілити початкову суму інвестицій на середньорічний дохід, тобто середньорічний дохід. Він використовується, коли річний дохід рівний.

Другий метод розрахунку періоду окупності - це визначення грошового потоку (доходу) від реалізації інвестиційного проекту (тобто сукупної вартості).

Визначення фінансової вигоди від застосування сумішей різного відсоткового співвідношення ДП та БД палив з електронним регулюванням оцінювалась шляхом розрахунку вартісті витраченої суміші палив:

$$B = B_{ДП} \cdot G_{ДП} + B_{БП} \cdot G_{БП} \quad (5.4)$$

де $B_{ДП}$, $B_{БП}$ – вартість ДП та БП відповідно; $G_{ДП}$, $G_{БП}$ – сумарна витрата ДП та БП відповідно, кг/год.

Щоб провести розрахунок необхідно визначити вартість витраченої суміші палив, для цього необхідно провести моніторинг цін на ринку нафтопродуктів України станом на жовтень 2020 року. В табл. 5.3 виствітлені ціни ДП на українських автозаправних станціях. Вартість БП становить 21 грн/л (за даними ТОВ «Біотерісмакс», яка займається його виробництвом).

Таблиця 5.2 – Вартість ДП в Україні станом на грудень 2020 року

№ з/п	Автозаправна станція	Вартість дизельного палива, $B_{ДП}$, грн/л
1	БРСМ-нафта	19,79
2	Укрнафта	21,00
3	Авіас	21,00
4	AMIC	23,49
5	WOG	25,49
6	OKKO	25,49
7	Shell	24,49
8	UPG	21,10
Середнє значення		22,73

Для розрахунків використовуємо середнє значення ціни ДП та БП. Розрахункові дослідження проведені для трактора МТЗ-80, на який встановлено

двигун Д-240. Розрахункові дані представлені в табл. 4.4. Витрата суміші палива збільшується, проте її вартість зменшується при використанні відсоткового вмісту біодизеля до 30%. А застосування системи змішування дозволить приводити ефективну питому витрату до мінімального значення, що в свою чергу забезпечить ефективну роботу машинно-тракторного агрегату з найменшими економічними затратами на паливо-мастильні матеріали. Крім того використання біопалива власного виробництва ще суттєво знизить ціну на сумішеве паливо так як його вартість нижча ринкової.

Таблиця 5.3 – Результати розрахунку вартості витраченої суміші палив

Склад суміші палива	Витрата суміші палив, л/год	Приріст витрати суміші палив відносно ДП, %	Вартість палива, грн	Зменшення вартості суміші палив відносно ДП, %
100 ДП	14,2	0	322,766	0
5Б/95Д	14,275	0,528169	321,566	0,371786
10Б/90Д	14,35	1,056338	321,966	0,247858
15Б/85Д	14,425	1,584507	322,366	0,123929
20Б/80Д	14,5	2,112676	322,766	0
25Б/75Д	14,575	2,640845	323,166	0,123929
30Б/70Д	14,65	3,169014	323,566	0,247858
35Б/65Д	14,725	3,697183	323,966	0,371786
40Б/60Д	14,8	4,225352	324,366	0,495715
45Б/55Д	14,875	4,753521	324,766	0,619644
50Б/50Д	14,95	5,28169	325,166	0,743573
55Б/45Д	15,025	5,809859	325,566	0,867502
60Б/40Д	15,1	6,338028	325,966	0,99143
65Б/35Д	15,175	6,866197	326,366	1,115359
70Б/30Д	15,25	7,394366	326,766	1,239288
75Б/25Д	15,325	7,922535	327,166	1,363217
80Б/20Д	15,4	8,450704	327,566	1,487145
85Б/15Д	15,475	8,978873	327,966	1,611074
90Б/10Д	15,55	9,507042	328,366	1,735003
95Б/5Д	15,625	10,03521	328,766	1,858932
100Б/0Д	15,7	10,56338	329,7	2,148306

Визначення доцільності використання удосконаленої системи живлення з електронним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП потребує розрахунку терміну окупності переобладнаного трактора МТЗ-80 з двигуном Д-240. Розрахунок проводимо встановлюючи потребу палива на визначений об'єм

робіт, а саме виконання операції оранки. Використаємо умовне господарство, що має 1000 га сільськогосподарських угідь, з яких 95% або 950 га орної землі.

Термін окупності переобладнання трактора визначається за формулою:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{B_{\text{пер}}}{S_{\text{дбп}} \cdot (B_{\text{ДП}} - B_{\text{сум}})} \quad (5.4)$$

де $S_{\text{вир}}$ – місячний виробіток трактора, га;

$B_{\text{пер}}$ – вартість переобладнання дизеля, грн;

$B_{\text{ДП}}$ – середня вартість 1л ДП, грн/га;

$B_{\text{сум}}$ – середня вартість 1л при використанні суміші ДП та БП зі зміною її складу, грн/га.

Визначення вартості переобладнання дизеля включає в себе витрати на виготовлення змішувача (19280 грн) та переобладнання і встановлення додаткового обладнання. Удосконалена система живлення включає в себе такі елементи: паливний бак для БП, насос подачі дизельного та біопалива, фільтр грубої очистки, запобіжні клапани, змішувач, дроселі, електронний блок керування. Попередня вартість переобладнання складає $B_{\text{пер}} = 30570$ грн.

Здійснено розрахунок терміну окупності удосконаленої системи живлення трактора МТЗ-80 з двигуном Д-240:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{30570}{950 \cdot (22,73 - 21,93)} = 3,3 \quad (5.5)$$

Розрахунок терміну окупності трактора МТЗ-80 з двигуном Д-240 використовуючи удосконалену систему живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням відсоткового складу суміші ДП та БП становить 3,3 роки.

Можна зробити висновок, що використання системи живлення дизеля з електронним регулюванням відсоткового складу дозованої паливної суміші ДП та БД палива дозволяє отримати економічну вигоду без погіршення його технічних показників. Встановлено, що витрата суміші палив зростає на 9,5 %, проте її вартість зменшується приблизно на 0,4 %, при використанні сумішевого палива зі співвідношенням від В80 до 30% біодизеля, що дає

економію 1,2 грн на 1 га роботи. Термін окупності переобладнання системи живлення дизельного двигуна становить приблизно 3,3 роки.

5.3 Висновки з розділу 5

1. Визначення економічної обґрунтованості виготовлення змішувача дозволило визначити собівартість, яка склала 56815,5 грн. Технологічна собівартість 38686 грн.

2. Визначення терміну окупності удосконаленої система живлення та змішувача включав в себе витрати на переобладнання, виготовлення та встановлення додаткового обладнання. Попередня вартість переобладнання складає $B_{пер} = 30570$ грн., термін окупності становить 3,3 роки.

ВИСНОВКИ

1. Аналітичний огляд літературних джерел інформації з питань використання модернізованих систем живлення та пристроїв для роботи на біопаливі та його сумішах засвідчив, що перспективно модернізувати та застосовувати нове обладнання та пристрої, проте вони потребують детального вивчення, аналізу, математичної обґрунтованості та розробки відповідного регулювання в залежності від навантажувально-швидкісних режимів роботи машинних агрегатів. Аналіз відомих пристроїв для створення сумішевих палив показав доцільність їх використання. Більшість розроблених змішувачів дозволяють забезпечити ефективну роботу дизельного двигуна. До основних недоліків відносяться складність конструкції, значна вартість та неможливість регулювання складу суміші в залежності від навантажувально-швидкісних характеристик.

Математична модель розрахунку індикаторних показників двигуна та тягових характеристик трактора дозволяє описати їх роботу з використанням дизельного палива або 100% біопалива, проте не враховуються різні сумішеві варіації палив. Відомі дослідження вказують на те, що потужність двигуна під час роботи на номінальному режимі з використанням біопалива зменшується на 6% -8%. Водночас споживання палива зросло приблизно на 5-8%.

2. Ефективне використання біодизеля та його сумішей дозволяє досягти позитивних результатів за рахунок конструктивних удосконалень. Для забезпечення всіх експлуатаційних показників була розроблена система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші в залежності від навантажувально-швидкісних характеристик та режимів роботи. Розроблено змішувач палив для забезпечення однорідності суміші палив. Проведено оптимізацію геометричних параметрів ротора з метою досягнення найбільш доцільного конструктивного рішення, обрано діаметр ротора 0,055 м.

Розроблена методика розрахунку нерозривності потоків робочої рідини на характерних ділянках удосконаленої системи живлення з визначенням

витрат Q та тисків P на всіх ключових ділянках системи та взаємозв'язок з ефективними показниками двигуна.

Розроблена методика побудови зовнішньої швидкісної характеристики, що знаходиться з індикаторної діаграми та впливає на ефективні показники W , N_e , G_e , g_e двигуна з урахуванням коефіцієнта суміші α . Визначені критерії оптимізації роботи машинного агрегату від вмісту біопалива.

3. Розроблено алгоритм функціонування машинно-тракторного агрегату з використанням сумішевого палива для забезпечення ефективної роботи з урахуванням навантажувально-швидкісних характеристик та режимів роботи.

Для отримання регуляторної характеристики виконано двохфакторний багаторівневий експеримент зі змінними факторами – навантаження двигуна (зусилля силовимірjuвального механізму P , кг) та суміш біопалива;

Для отримання тягової характеристики трактора виконано повнофакторний багаторівневий експеримент, при цьому було вибрано три незалежні фактори: передаточне число коробки передач (з урахуванням понижуючого редуктора) $U_{кпп}$, глибина обробітку h_{op} , мм та сіміш біопалива.

Тягові зусилля трактора визначалися завдяки розробленим та протарованим тензодеталям, запропоновано трьохточкову схему вимірювання для якого розроблено відповідну методику.

4. Перевірка адекватності математичної моделі підтверджує експериментальні дослідження з похибкою до 3%. При збільшенні вмісту біопалива спостерігається погіршення техніко-економічних показників. Встановлено, що при вмісті біопалива 30%, робота двигуна не погіршується при зміні навантаження та режимів роботи.

Дослідження параметрів паливоподачі показав, що діаметр краплі при використанні ріпакової олії збільшився на 9%, кут впорскування зменшився на 9%, на стінки камери згорання при використанні дизельного пального потрапляє лише 59% палива, а при застосуванні ріпакової олії 79%, що призводить до порушення процесів сумішеутворення. Тому використання

системи живлення зі змішувачем забезпечує роботу двигуна з максимально великим вмістом біопалива.

5. Визначено величину ΔS , тобто різницю відкриття дроселів подачі ДП та БП, що відповідає необхідному відсотковому співвідношенню. Даний показник впливає на техніко-економічні показники двигуна, збільшення вмісту рослинного палива спричиняє збільшення питомої витрати палива, так при $\Delta S = 0,5 \text{ мм}^2$, що відповідає відношенню 5%ДП/95%БП $g_e = 267 \text{ г/(кВт год)}$, крутний момент при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 9,9% менший порівняно з 95%ДП/5%БП, а економія палива при роботі на сумішевому паливі 5%ДП/95%БП на 3,9% менша порівняно з 95%ДП/5%БП. Потужність при збільшенні вмісту біопалива до 95% падає на 10%.

6. За допомогою розробленої методики та проведеного за нею експерименту, визначено взаємозв'язок факторів, які впливають на роботу МТА.

Такий взаємозв'язок представлений у вигляді рівнянь регресії (4.20 – 4.23, 4.26–4.29, 4.32–4.35), що дало можливість вибрати передаточне число коробки передач залежно від умов та ефективності роботи орного машинно-тракторного агрегату з використанням суміші палив. За отриманими рівняннями побудовані поверхні відгуків критеріїв оптимізації: технологічного критерію (питома витрата палива g_e), критерію ефективності (продуктивність W) та економічного критерію (погектарна витрата палива). Комплексний критерій оптимізації A_u , що оцінює вплив всіх трьох критеріїв, має становити для дизельного палива не більше 0,659, для Б20 – 0,812 для, Б50 – 1,064 і для біодизеля 2,87.

7. Нерівномірність обертання модернізованого двигуна збільшується на холостому ходу по мірі збільшення частоти обертання (від 13,7 до 39%). Це пояснюється нерівномірністю паливоподачі по циліндрах, і чим менша частота – тим більша нерівномірність подачі, а зі збільшенням подачі – нерівномірність її по циліндрах зменшується, а ще зі збільшенням частоти обертання – частота чергування робочих ходів в секунду збільшується от і зменшується амплітуда

вібрацій. Нерівномірність збільшується також по мірі збільшення навантаження (від 6,0 до 10,1%). Це пояснюється збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрах двигуна внаслідок збільшення циклової подачі палива.

Встановлено, що основними діагностичними показниками є параметри паливоподачі та індикаторні характеристики. Особливо важливу роль вони відіграють при перехідних процесах або різких змінах навантаження.

8. Визначення економічної обґрунтованості виготовлення змішувача дозволило визначити собівартість, яка склала 56815,5 грн. Технологічна собівартість 38686 грн.

Визначення терміну окупності удосконаленої система живлення та змішувача включав в себе витрати на переобладнання, виготовлення та встановлення додаткового обладнання. Попередня вартість переобладнання складає $B_{пер} = 30570$ грн., термін окупності становить 3,3 роки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Калетнік Г.М. Біопалива: ефективність їх виробництва та споживання в АПК України: навч. посібник. К: Аграрна наука, 2010. 327 с.
2. Семенов В.Г. Україна без нафти: стан і перспективи розвитку виробництва та застосування екологічно чистого біодизельного палива. *Наука та інновації*. 2008. Т.4. № 1. С. 81 - 86.
3. Калетнік Г. М. Диверсифікація розвитку виробництва біопалив – основа забезпечення продовольчої, енергетичної, економічної та екологічної безпеки України. *Вісник аграрної науки*. 2018. № 11. С. 169-176.
4. Гунько І.В., П'ясецький А.А., Бурлака С.А. Система паливоподачі дизельного двигуна з електронним регулюванням складу дозованої паливної суміші. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. №2 (97). С.47-51.
5. Рябошапка В.Б. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо. *Науково-технічний прогрес у розвитку машин і засобів механізації сільського господарства: матеріали науково-технічної конференції, м. Вінниця*. 2008. 4 с.
6. Двухтопливная система питания тракторного дизеля: Пат. 2484290, МПК F02M 43/00. №201211502; заявл. 16.04.2012; опубл. 10.06.2013
7. Двухтопливная система питания дизеля: Пат. 2387867, МПК F02M 43/00. №2008138726/06; Заяв. 29.09.2008; опубл. 27.04.2010, Бюл. №12.
8. Мельник В. М., Войцехівська Т. Й., Сумер А. Р. Дослідження основних техніко-експлуатаційних характеристик альтернативних видів палива для дизельних ДВЗ. *Машинобудування та транспорт*. 2018. № 2. С. 1-13.
9. Гунько І.В., Бурлака С.А., Єленіч А.П. Оцінка екологічності нафтового палива та біопалива з використанням методології повного життєвого циклу. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2018. Том 2. № 6 (267). С. 246–249.

10. Калетнік Г. М. Розвиток ринку біопалив в Україні: монографія. Київ: Аграрна наука, 2008. С. 227.
11. British Petroleum. Statistical Review of World Energy. Approximate conversion factors. URL: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2019-approximate-conversion-factors.pdf> (дата звернення 12.09.2018).
12. Грабар І.Г., Колодницька Р.В, Семенов В.Г. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів: Монографія. Житомир: ЖДТУ, 2011. 152 с.
13. Гунько І.В., Галушак О.О. Бурлака С.А. Визначення факторів впливу біопалива на глобальні зміни клімату. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. №3 (102). С. 90–97.
14. Сировина для виробництва біодизельного палива. URL: https://pidru4niki.com/73001/ekologiya/sirovina_virobnitstva_biodizelnogo_paliva (дата звернення 22.11.2018).
15. Анісімов В.Ф., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Рекомендації керівникам підрозділів АПК та інженерам сільськогосподарського виробництва щодо використання біодизельного палива в умовах сільськогосподарського виробництва. *Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки*. Вінниця. 2014. Випуск 2 (85). С 200-203.
16. Корчемний М.О., Федорейко В.С., Щербань В.В. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. Тернопіль: Підручник та посібник, 2001. 984 с.
17. Сировина для виробництва біодизельного палива. URL: <https://pidru4niki.com/73001/ekologiya/> (дата звернення 09.05.2019).
18. Біодизельне паливо. Загальна характеристика біодизельного палива. URL: https://pidru4niki.com/72999/ekologiya/biodizelne_palivo (дата звернення 10.07.2019)
19. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги. [Чинний від 2010-03-01]. Вид. офіц. Київ, 2010. 10с.

20. ДСТУ 7688:2015 Паливо дизельне Євро. Технічні умови. [Чинний від 2016-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2016.
21. Семенов В.Г. Біодизельне паливо для України. *Вісник Національної академії наук України*. 2007. № 4. С. 18-22.
22. Анісімов В.Ф., Яцковський В.І., Музичук В.І., Рябошапка В.Б., П'ясецький А.А. Зменшення впливу фізико-хімічних і біологічних особливостей біопалива на якість роботи двигуна. *Вібрації в техніці та технологіях*. №2(62). Вінниця 2011. С. 114-119.
23. Mahmudul H. M., Hagos F. Y., Mamat R., Adam A.A., Ishak W.F.W., Alenezi R. Production characterization and performance of biodiesel as an alternative fuel in diesel engines – A review. *Renewable and Sustainable Energy. Reviews*. 2017. № 72. Pp 497–509.
24. ДСТУ 4840:2007 Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні умови. [Чинний від 2007-10-03]. Вид. офіц. Київ, 2017. 5 с.
25. Калетнік Г.М., Климчук О.В. Екологічна енергетика – основа розвитку економіки держави. *Збалансоване природокористування*. Науково-практичний журнал. 2013. № 23. С. 14-17.
26. Свирщевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Сельхозгиз, 1958. 660 с.
27. Кіртбая Ю.К. Основи комплексної механізації сільськогосподарського виробництва. К.: Вид-во Укр. акад. с.-г. наук, 1961. 209 с.
28. Фінн Е.А., Варшавський М.Л., Черватюк І.Є. Комплектування машинно-тракторного парку господарства: навч. посіб. Київ: Урожай, 1989. 176 с.
29. Мельник І. І., Сапсай В. І., Барабаш Г. І., Зубко В. М., Чуба В. В. Математична модель визначення оптимального складу агрегатів у рослинництві. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2011. Вип. 41(1). С. 272-278.

30. Погорелый Л. В. Почвообрабатывающие и посевные машины: история, машиностроение, конструирование. уч. пособ. Киев: Феникс, 2005. 264 с
31. Натанзон І. Й. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів різних зон УРСР. К.: Вид-во Укр. акад. с.г. наук, 1961. 104с.
32. Чуба В.В. Обґрунтування експлуатаційних параметрів машинно-тракторних агрегатів при виконанні польових робіт з використанням дизельного біопалива: автореф. дис. канд. технічних наук: 05.05.11. Київ, 2015. 28 с.
33. Малаков О.І., Бурлака С.А., Михальова Ю.О. Математичне моделювання та основи конструювання вібраційних змішувачів. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2019. № 5 (277). С. 30-33.
34. Реферат Перемішування. Види і конструкції мішалок. URL: <https://ukrbukva.net/117379-Peremeshivanie-Vidy-i-konstrukcii-meshalok.html> (дата звернення 10.07.2019)
35. Смеситель минерального топлива и растительного масла с активным приводом: А.с. 1406867, МКП В01F 5/00. №4052321/26; Заявл. 08.04.1986; Опубл. 27.09.1997.
36. Смеситель-дозатор растительного масла и минерального дизельного топлива: пат. 2582700, МПК В01F 5/06. №2014152680/05; заявл. 24.12.2014; опубл. 27.04.2016, Бюл. No 12.
37. Дишлюк С.М. Світові тенденції виробництва олійних культур та перспективи використання біодизеля. *Економіка АПК*. 2008. № 1. С. 145-150.
38. Лютко В.А, Луканин В. Н., Хачиян А. С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания: МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.
39. Форсунка для сжигания вязкого топлива: Пат.1688036, МПК F 23 D 11/0, 11/34. No 4712288/06; заявл. 29.06.89; опубл. 30.10.1991, Бюл. No 40.

40. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник; за ред. Д. Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2005. 446 с.
41. Анилович В.Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1976. 456 с.
42. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: Колос, 1984. 335 с.
43. Рябошапка В.Б. Обґрунтування експлуатаційно-технологічних параметрів роботи орних машинно-тракторних агрегатів при використанні біодизельного палива: дис. канд. технічних наук: 05.05.11. Вінниця, 2016. 198 с.
44. Рябошапка В.Б. Розрахунок та порівняння кривих тепловиділення тракторного дизеля при роботі на дизельному паливі та біопаливі за допомогою нової математичної моделі. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. № 3 (92). Вінниця. 2015. С 89 - 94.
45. Пьядичев Э.В. Методика расчета теоретических циклов и обработка индикаторных диаграмм. *Двигателестроение*. №7. Л.: ТАДИ. 1989. С. 19-25.
46. Линьков О. Ю. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах: дис. канд. техн. наук: 05.05.03. Харьков НТУ «ХПИ», 2004. 176 с.
47. Шуляк М.Л. Підвищення ефективності машинно-тракторних агрегатів з використанням біодизельних палив: дис. канд. техн. наук: 05.05.11. Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенко, 2012. 165 с.
48. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: МАШГИЗ. 1962. 273 с.
49. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клеменьтев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория моделирование и расчет процессов. Челябинск: ЮУрГУ, 2004. 344 с.
50. Семенов В.Г. Комаха В.П., Рябошапка В.Б. Моделювання процесу згорання в тракторних і комбайнових дизелях, працюючих на різних видах

палива за допомогою уточненої моделі І. І. Вібе шляхом апроксимації експериментальних даних. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. № 1 (91). Вінниця. 2015. С. 52 - 58.

51. Поляков А.П., Нгаяхи Аббе К.В., Галушак О.О., Бишко М.О., Заверуха Ю.В. Дослідження впливу на техніко-економічні та екологічні показники дизеля переведення його на роботу на біодизельне паливо. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. 2012. № 1. С. 61-69.

52. Галушак О.О. Поліпшення показників автомобіля шляхом впливу на робочі процеси дизеля при роботі на суміші палив: дис. канд. техн. наук: 05.22.02. Вінниця, 2017. 178 с.

53. Бурлака С.А. Удосконалення системи живлення дизельного двигуна для роботи на біопаливі та його сумішах. *Science, society, education: topical issues and development prospects: Abstracts of VI international scientific and practical conference, Kharkiv, Ukraine, 10-12 may 2020 p.* 2020. С. 205-212.

54. World's Top Export. URL: <http://www.worldstopexports.com/corn-exports-country/> (дата звернення: 12.09.2020).

55. Лютко В., Луканин В. Н., Хачиян А. С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.: МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.

56. Черненко С.М., Атамась А.І. Економічні та енергетичні показники роботи дизельного двигуна при використанні біопалива з ріпаку. *Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського*. 2007. № 43 (2). С. 85 - 89.

57. L. Raslavičius, Ž. Bazaras. The analysis of the motor characteristics of D–RME–E fuel blend during on-field tests. *Transport*. №24(3). Vilnius, Vilniaus gedimino technikos universitetas Academia Scientiarum Lithuaniae:, 2009. P. 187-191.

58. Грабар І. Г., Колодницька Р. В., Семенов В. Г. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів: монографія. Житомир: ЖДТУ, 2011. 152 с.

59. Система живлення дизельного двигуна з електронним регулюванням складу суміші: Пат. 125234, МПК F02M, 37/00. № 201705789; заявл. 12.06.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. № 9. 4 с.

60. Бурлака С.А. Оцінка викидів автотранспорту на основі моделі GREET. *Наука III тисячоліття: пошуки, проблеми, перспективи розвитку* : IV міжнар. наук.-практ. інтернет-конф., м. Бердянськ, 22-23 квіт. 2020 р. 2020. С. 171—172.

61. Семенов В.Г., Атамась А.І. Аналіз можливостей використання біодизельних палив рослинного походження. *Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення*: матеріали III-ої всеукраїнської конференції, Первомайськ. 2009. С. 114 - 119.

62. Анисимов В.Ф., Серeda Л.П., Рябошапка В.Б. Перспективы и проблемы использования биотоплива в автотракторных дизелях. *Промислова гідравліка і пневматика*. №4(18). Вінниця. 2007. С. 6 - 11.

63. Семенов В.Г., Рябошапка В.Б. Про можливості використання біодизельного палива в сільському господарстві. *Сучасні проблеми землеробської механіки*: матеріали XIII міжнародної наукової конференції, Вінниця. 2012. С. 36 - 37.

64. Анисимов В.Ф., Серeda Л.П., Рябошапка В.Б. Исследование возможности использования биотоплива в автотракторных дизелях. *Вібрації в техніці та технологіях*. №3(45). Вінниця. 2006. С. 20 - 25.

65. Гулько І.В., Бурлака С.А. Математичне моделювання роботи системи живлення дизельного двигуна працюючого на біопаливі з дросельним регулювання складу паливної суміші. *The scientific heritage*. 2020. № 50. С. 34-38.

66. Іванов М.І., Переяславський О.М., Шаргородський С.А., Закревський В.П., Гречко Р.О. Статичні характеристики насосів типу PVC 1. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2018. №1. С. 79-92

67. Калетнік Г.М., Шаргородський С.А., Браніцький Ю.Ю. Розробка кінематичної схеми причіпного комбайна для збирання енергетичної верби. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. № 3 (102). С. 11- 21.
68. S. Shargorodsky, V. Turych, N. Veselovska, V. Rutkevveh. Investigation of the process of thread extrusion using the ultrasound. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. № 6/1 (97). 2017. Pp. 60 - 68
69. Smailys V., Senčila V., Marchenko A., Prochorenko A., Osetrov A., Bereišienė K. Assessment of chemmotological properties and problems of practical implementation of vegetable oils derived fuels. *Jura Ir Aplinka*. 2004. № 2(11). P. 65-75.
70. Бурлака С.А. Розробка змішувача біодизельного палива та моделюванням процесу змішування. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. №1 (11). С. 11-17.
71. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник. К.: Вища освіта, 2005. 446 с.
72. Стренк Ф. Перемешивание и аппараты с мешалками. Л.: Издат «Химия», 1975. 385 с.
73. Барабаш, В. М., Бегичев В. И., Белевицкая М. А., Смирнов Н. Н., Барабаш В. М. Проблемы и тенденции развития теории и практики перемешивания жидких сред. *Теоретические основы хим. технологии*. 2007. Т. 41, No 2. С. 140–147.
74. Barabash V. M., Abiev R. Sh., Kulov N. N. Theory and Practice of Mixing: A Review. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 2018, Volume 52, Issue 4, pp. 473-487.
75. Symak D., Gumnitsky J., Atamaniuk V., Nagurskyy O. Investigation of physical dissolution of benzoic acid polydisperse mixture. *Chemistry and Chemical Technology*. 2017. Volume 11. Issue 4. Pp. 469–474.
76. ДСТУ ГОСТ 7057:2003. Трактори сільськогосподарські. Методи випробування. Вид. офіц. Київ, 2003. 13 с.

77. ГОСТ 24055-2016 Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки, 2016. 27 с.
78. ГОСТ 18509-88 Дизелі тракторні і комбайнові. Методи стендових випробувань, 1988. 128 с.
79. Двигатель МТЗ: Д-260, Д-245, Д-240. Характеристики, комплектации и советы при покупке. URL: <http://tdbelarus.ru/news/tehnoblog/dvigatel-mtz-d-260-d-245-d-240.-harakteristiki-komplektacii-i-sovety-pri-pokupke/> (дата звернення 23.12.2019).
80. Блезнюк В.М., Козаченко О.В., Блезнюк О.В. Практикум з технічної експлуатації і обслуговування машин. Харків: ХНТУСГ, 2006.
81. Кутьков Г.М., Сидоров М.В. Тяговый расчет трактора тягово-энергетической концепции. *Тракторы и сельхозмашины*. 2012. № 4. С. 13-18.
82. Ткаченко Д.И. Колесник И.В., Гайдаш С.Г. Концепция повышения эффективности использования машинотракторного агрегата (МТА). *Вісник ХНТУСГ*. 2012. Том 2. № 124. С. 142 - 151.
83. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Погорілий В.В. Энергозберігаючий режим руху тракторного агрегату на гоні. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Випуск 107 «Механізація сільськогосподарського виробництва». 2011. Том 2. С. 5-11.
84. Журавлев С. Ю. Методика расчета энергетической эффективности использования мобильных машинно-тракторных агрегатов. *Вестн. КрасГАУ*. 2013 № 8. С. 142-151.
85. Лебедев С. А., Пипченко А. Н. Эффективность использования по энергозатратам тракторов при основной обработке почвы. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2011. Том 2. № 107. С. 18-22.
86. Бурлака С.А., Явдик В.В., Єленич А.П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного

двигуна. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2019. №2 (271). С. 212–220.

87. Иофинов С. А., Лышко Г. П. Эксплуатация машинно-тракторного парка. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1984. 351 с.

88. Семенов В. Г., Зінченко О. А. Визначення хімічного складу альтернативних палив рослинного походження методом газорідинної хроматографії. *Збірник наукових праць. ХарДАЗТ*, 2002. Вип. 52. С. 66-74.

89. Руденко А. Бомба под нефтяных магнатов. *Автомобильный транспорт*. 2001. № 9. С. 21-23.

90. Семенов В. Г. Оптимизация состава бинарного альтернативного дизельного топлива. *Химия и технология топлив и масел*. 2003. № 4. С. 29–32.

91. Громаков А. В. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов за счет применения биотоплива: автореф. дис. канд. технічних наук: 05.20.01. Ростов-на-Дону: ФГБОУ ВПО ДГТУ. 2012. 19 с.

92. Богданович В. П., Громаков А. В. Биотопливо для дизеля и тяговая энергонасыщенность машинно-тракторного агрегата. *Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения*: материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конференции в рамках 12-й Междунар. агропромышленной выставки «Интерагромаш-2009» г. Ростов-на-Дону, ВЦ «Вертол Экспо» 3-6 марта 2009 г. 2009. С. 472-475.

93. Громаков А. В. Рациональные режимы функционирования МТА на биотопливе. *Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения*: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции в рамках 14-й Междунар. агропромышленной выставки «Интерагромаш-2011» г. Ростов-на-Дону, ВЦ «Вертол Экспо» 2-3 марта 2011 г. 2011. С. 70-72.

94. Анісімов В. Ф., Яцковський В. І., П'ясецький А. А. Рябошапка В. Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2011. №2 (32). С. 100-105.

95. Хусаинов А. Ш., Селифонов В. В. Теория автомобиля. Конспект лекцій. Ульяновск: УлГТУ, 2008. 121 с.

96. Лабухов П.М., Геронімус В.Б., Минкевич Л.М., Шеховцев Б.А. Теорія подібності і розмірностей. М.: Вищашкола, 1998. 206 с.
97. Лукомський Я.І. Теорія кореляції і її застосування до аналізу виготовлення. М.: Госстиздат, 1991. 120 с.
98. Трубников Г. И. Практикум по автотракторным двигателям. Для высш. с.-х. учеб. Заведений. М.: Колос, 1968. 224 с.
99. Основний обробіток під цукрові буряки. URL: <http://agrosience.com.ua/plant/52-osnovnyi-obrobitok-tsukrovi-buryaky> (дата звернення 12.12.2019).
100. Фере Н. Э., Бубнов В. З., Еленьев А. В., Пильщиков Л. М. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Колос», 1978, 256 с.
101. ДСТУ ГОСТ 33-2003 Нефть и нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической и динамической вязкости, 2003. 39 с.
102. Погорелый И. П., Электрические стенды для обкатки и испытания автомобильных, тракторных и комбайновых двигателей. ГОСНИТИ, вып. 9, 1958.
103. Ксенович И. П., Кустанович Л. С., Степанюк П. Н. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82. М.: Колос, 1984. 254 с.
104. Тракторы «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Мн., «Ураджай», 1977. 352 с.
105. Левилов В. Г., Буренков И. Ф. Тракторы «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-82 и их модификации. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Урожай, 1990. 174 с.
106. Тракторы «Беларусь» МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Мн., «Ураджай», 1973. 264 с.
107. Зарин А. А., Зарин А. Э., Логинов В. Е. Справочник слесаря по топливной аппаратуре двигателей. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.

108. Романов С. А. Исследование рабочего процесса дизеля 4Ч11,0/12,5 при работе на метано-топливной эмульсии: автореф. дис. на соискание степени к-та технических наук: 05.04.02. Санкт-Петербург. 2010. 19 с.

109. Григорьев М.А., Пономарев Н. Н., Карпенко В. В. Методика оцінки ресурсу двигуна залежно від ресурсів його деталей. М.: Автомобільна промисловість, №10, 1979. С.4–6.

110. Анісімов В. Ф., П'ясецький А. А. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згоряння. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни “Трактори і автомобілі” для студентів факультету механізації сільського господарства спеціальності 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». Вінниця: ВНАУ. 2013.

111. Семенов В. Біодизельне паливо для України. *Вісник Національної академії наук України*. 2007. № 4. С. 18-22.

112. Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: Монография. Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2009. 240 с.

113. Семенов В.Г., Васильев И.П., Атамась А.І. Показники дизеля під час роботи на біодизельних паливах рослинного та тваринного походження. *Вісник Кремен. держ. політ. університету ім. Кременчук*: КДПУ ім. М. Остроградського, 2009. № 2 (55). Т. 1. С. 78 – 81.

114. Поляков А.П., Галушак О.О. Математична модель системи «Двигун – система живлення сумішшю дизельного та біодизельного палив». *Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ"* Луцьк, 2014. Випуск № 45. С. 438-443.

115. Murugesan A., Subramanian R., Nedunchezian N. Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines. *Renew sust energy rev*. 2009. P. 653-662.

116. Мишин І.А. Довговічність двигунів. Л.: Машинобудування, 1986. 288 с.

117. Музичук В.І., Анісімов В. Ф. Організація робіт підприємств технічного обслуговування: навчальний посібник. Вінниця: ФОП Рогальська І.О., 2012. 240 с.

118. Музичук В.І., Нахайчук О.В., Комаха В.П. Визначення змісту і об'єму робіт при технічному сервісі. *Зб.наук.пр. ВНАУ. Серія: Технічні науки*. Вінниця: ВНАУ, 2012. № 11 (65). С. 242–247.

119. ГОСТ 30418-96 Масла растительные. Метод определения жирнокислотного состава, 1996. 5 с.

120. Серeda Л.П., Холодюк О. В., Григоришен В. М. Методичні вказівки по виконанню лабораторних робіт з дисципліни “Система машина-поле” для студентів за напрямом підготовки 6.100102 – “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва” факультету механізації сільського господарства стаціонарного, заочного і дистанційного навчання. Вінниця: ВНАУ, 2013.

121. ГОСТ 5475-69 Масла растительные. Методы определения йодного числа, 1969. 6 с.

122. Eberhart S. A., Russel W. A. Stability parameters for comparing varieties. *Crop Sci*. 1966. V. 6. № 1. P. 34-40.

123. Окоча А. І., Антипенко А. М. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. К.: Урожай, 1996. 336 с.

124. Артёмов М.П. Вплив динаміки машинно-тракторних агрегатів на їх функціональну стабільність. *Збірник наукових праць ВНАУ*. Випуск №7. Серія: Технічні науки. Машиновикористання у рослинництві та тваринництві. Вінниця. 2011. С. 5 - 10.

125. Ребров А. Ю. Расчет тяговых характеристик МТА на базе колесного трактора с учетом нагрузочно-скоростных режимов работы двигателя. *Научные журналы НТУ “ХПИ”: Механика и машиностроение*. №1. 2010.

126. Анісімов В. Ф., П'ясецький А. А., Рябошапка В. Б. Розрахунок і побудова тягової характеристики трактора та динамічної характеристики автомобіля. Методичні вказівки до виконання курсової роботи студентами

спеціальності 6.100102 “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва. Вінниця: ВНАУ, 2010.

127. Журавлев С. Ю. Влияние переменных внешних факторов на производительность машинно-тракторных агрегатов. *Вестн. КрасГАУ*. 2011. № 7. С. 148-153.

128. Книга 2. Механізовані польові роботи. Норми виробітку та витрати палива на основний обробіток ґрунту та методика їх розрахунку. К.: ТОВ "Комплекс Віта", 1995. 280 с.

129. Ільченко В. Ю., Карасьов П. І., Лімонт А. С. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. К. Урожай, 1993. 288 с.

130. ГОСТ 24567-81 Шины пневматические. Метод измерения эффективной обкатываемой окружности при дорожных испытаниях, 1981. 7 с.

131. Иофинов С. А., Хабатов Р. Ш. Курсовое и дипломное проектирование по эксплуатации МТП. М.: Колос, 1981. 240 с.

132. Трубицын Н. В. Разработка метода и средства определения твердости почвы: автореф. дис.: Москва, 2010.

133. Бурлака С.А. Робота двигуна Д-240 при використанні біопалива обробленого ультразвуком. *Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту*: VIII міжнародна науково-практична інтернет-конференція, м. Вінниця 14-15 квітня 2020 р. 2020. С. 71-74.

134. Щетинин Н. В. Методические основы оценки использования машин: автореф. дис. на соискание степени доктора технических наук: 05.20.01., 05.20.03. зерноград. 2008. 39 с.

135. Єльченко В. Ю., Карасьов П. І. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. К.: Урожай. 1993. 288 с.

136. Практическое пособие по текущему ремонту тракторов МТЗ-80, МТЗ-82. М.: ГОСНИТИ, 1990. 127 с.

137. Родионов Л.Ф., Шадыев Е.Р. Проектировочный тяговый расчет автомобиля: учеб.-метод. пособие: Самар. гос. техн. ун-т, 2008. 58с.

138. Бурлака С.А. Вплив емульгованих палив на характеристики розпилення. *Інноваційні розробки в аграрній сфері*: Міжнародна науково-практична конференція «Молодь і технічний прогрес в АПВ». м. Харків. 7-8 травня 2020 р. 2020. С. 4-6.

139. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те., 1980. 169 с.

140. Гунько І.В., Ярощук Р.О., Бурлака С.А. Вибір оптимальної методики покращення складу сумішевого біопалива з рослинних олій. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2018. №4. С. 123–127.

141. Мельников С. В., Алешкин В. Р., Рошин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов Л.: Колос, 1972. 200 с.

142. Бурлака С.А. Використання екологічних показників дизельних двигунів для визначення їх технічного стану. *Сучасний рух науки*: Х міжнародна науково-практична інтернет-конференція, м. Дніпро. 2-3 квітня 2020 р. 2020. С. 174-178.

143. Бойчик І.М. Економіка підприємства: підручник. К.: Кондор Видавництво, 2016. 378 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
Планування тягових характеристик трактора та результати експериментів

Таблиця А.1 – Матриця планування повнофакторного багаторівневого експерименту проведення порівняльних тягових характеристик трактора МТЗ-80 у складі орного агрегату з використанням біопалива

№ досліджу	Фактори та їх взаємодія							Кодове позначення рівнів експерименту
	А	В	С	АВ	АС	ВС	АВС	
	Передаточне число коробки передач $U_{кпп}$	Глибина обробітку h_{op} , см	Вид палива					
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	(1)
i	+i	-1	-1	-i	-i	+1	-i	a_i
i+1	+(i+1)	-1	-1	-(i+1)	-(i+1)	+1	-(i+1)	a_{i+1}
n	+1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	a
n+1	-1	+i	-1	-i	+1	-i	+i	b_i
n+i	+i	+i	-1	i^2	-i	-i	$-i^2$	$a_i b_i$
n+i+1	+(i+1)	+i	-1	i^2+i	-(i+1)	-i	$-i^2-i$	$a_{i+1} b_i$
k	+1	+i	-1	+i	-1	-i	-i	ab_i
k+1	-1	+(i+1)	-1	-(i+1)	+1	-(i+1)	(i+1)	b_{i+1}
k+i	+i	+(i+1)	-1	i^2+i	-i	-(i+1)	$-i^2-i$	$a_i b_{i+1}$
k+i+1	+(i+1)	+(i+1)	-1	$(i+1)^2$	-(i+1)	-(i+1)	$-(i+1)^2$	$a_{i+1} b_{i+1}$
m	+1	+(i+1)	-1	+(i+1)	-1	-(i+1)	-(i+1)	ab_{i+1}
m+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	b
m+i	+i	+1	-1	+i	-i	-1	-i	$a_i b$
m+i+1	+(i+1)	+1	-1	+(i+1)	-(i+1)	-1	-(i+1)	$a_{i+1} b$
l	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	ab
l+1	-1	-1	+2	+1	-2	-2	+2	c_2
l+i	+i	-1	+2	-i	+2i	-2	-2i	$a_i c_2$

$l+i+1$	$+(i+1)$	-1	$+2$	$-(i+1)$	$+2i+2$	-2	$-(2i-2)$	$a_{i+1}c_2$
p	$+1$	-1	$+2$	-1	$+2$	-2	-2	ac_2
$p+1$	-1	$+i$	$+2$	$-i$	-2	$+2i$	$-2i$	b_ic_2
$p+i$	$+i$	$+i$	$+2$	i^2	$+2i$	$+2i$	$+2i^2$	$a_ib_ic_2$
$p+i+1$	$+(i+1)$	$+i$	$+2$	i^2+i	$+2i+2$	$+2i$	$+(2i^2+2i)$	$a_{i+1}b_ic_2$
r	$+1$	$+i$	$+2$	$+i$	$+2$	$+2i$	$+2i$	ab_ic_2
$r+1$	-1	$+(i+1)$	$+2$	$-(i+1)$	-2	$+(2i+2)$	$-(2i-2)$	$b_{i+1}c_2$
$r+i$	$+i$	$+(i+1)$	$+2$	i^2+i	$+2i$	$+(2i+2)$	$+(2i^2+2i)$	$a_ib_{i+1}c_2$
$r+i+1$	$+(i+1)$	$+(i+1)$	$+2$	$(i+1)^2$	$+2i+2$	$+(2i+2)$	$+2(i+1)^2$	$a_{i+1}b_{i+1}c_2$
s	$+1$	$+(i+1)$	$+2$	$+(i+1)$	$+2$	$+(2i+2)$	$+(2i+2)$	$ab_{i+1}c_2$
$s+1$	-1	$+1$	$+2$	-1	-2	$+2$	-2	bc_2
$s+i$	$+i$	$+1$	$+2$	$+i$	$+2i$	$+2$	$+2i$	a_1bc_2
$s+i+1$	$+(i+1)$	$+1$	$+2$	$+(i+1)$	$+2i+2$	$+2$	$+(2i+2)$	$a_{i+1}bc_2$
t	$+1$	$+1$	$+2$	$+1$	$+2$	$+2$	-2	abc_2
$t+1$	-1	-1	$+3$	$+1$	-3	-3	$+3$	c_3
$t+i$	$+i$	-1	$+3$	$-i$	$+3i$	-3	$-3i$	a_ic_3
$t+i+1$	$+(i+1)$	-1	$+3$	$-(i+1)$	$+3i+3$	-3	$-(3i+3)$	$a_{i+1}c_3$
x	$+1$	-1	$+3$	-1	$+3$	-3	-3	ac_3
$x+1$	-1	$+i$	$+3$	$-i$	-3	$+3i$	$-3i$	b_ic_3
$x+i$	$+i$	$+i$	$+3$	i^2	$+3i$	$+3i$	$+3i^2$	$a_ib_ic_3$
$x+i+1$	$+(i+1)$	$+i$	$+3$	i^2+i	$+3i+3$	$+3i$	$+(3i^2+3i)$	$a_{i+1}b_ic_3$
y	$+1$	$+i$	$+3$	$+i$	$+3$	$+3i$	$+3i$	ab_ic_3
$y+1$	-1	$+(i+1)$	$+3$	$-(i+1)$	-3	$+(3i+3)$	$-(3i-3)$	$b_{i+1}c_3$
$y+i$	$+i$	$+(i+1)$	$+3$	i^2+i	$+3i$	$+(3i+3)$	$+(3i^2+3i)$	$a_ib_{i+1}c_3$
$y+i+1$	$+(i+1)$	$+(i+1)$	$+3$	$(i+1)^2$	$+3i+3$	$+(3i+3)$	$+3(i+1)^2$	$a_{i+1}b_{i+1}c_3$
z	$+1$	$+(i+1)$	$+3$	$+(i+1)$	$+3$	$+(3i+3)$	$+(3i+3)$	$ab_{i+1}c_3$
$z+1$	-1	$+1$	$+3$	-1	-3	$+3$	-3	bc_3
$z+i$	$+i$	$+1$	$+3$	$+i$	$+3i$	$+3$	$+3i$	a_1bc_3
$z+i+1$	$+(i+1)$	$+1$	$+3$	$+(i+1)$	$+3i+3$	$+3$	$+3i+3$	$a_{i+1}bc_3$
w	$+1$	$+1$	$+3$	$+1$	$+3$	$+3$	$+3$	abc_3
$w+1$	-1	-1	$+1$	$+1$	-1	-1	$+1$	c
$w+i$	$+i$	-1	$+1$	$-i$	$+i$	-1	$-i$	a_ic
$w+i+1$	$+(i+1)$	-1	$+1$	$-(i+1)$	$+i+1$	-1	$-(i-1)$	$a_{i+1}c$

v	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	ac
v+1	-1	+i	+1	-i	-1	+i	-i	b _i c
v+i	+i	+i	+1	i ²	+i	+i	+i ²	a _i b _i c
v+i+1	+(i+1)	+i	+1	i ² +i	+i+1	+i	+(i ² +i)	a _{i+1} b _i c
f	+1	+i	+1	+i	+1	+i	+i	ab _{i+1} c
f+1	-1	+(i+1)	+1	-(i+1)	-1	+(i+1)	-(i-1)	b _{i+1} c
f+i	+i	+(i+1)	+1	i ² +i	+i	+(i+1)	+(i ² +i)	a _i b _{i+1} c
f+i+1	+(i+1)	+(i+1)	+1	(i+1) ²	+i+1	+(i+1)	+(i+1) ²	a _{i+1} b _{i+1} c
u	+1	+(i+1)	+1	+(i+1)	+1	+(i+1)	+(i+1)	ab _{i+1} c
u+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	bc
u+i	+i	+1	+1	+i	+i	+1	+i	a _i bc
u+i+1	+(i+1)	+1	+1	+(i+1)	+i+1	+1	+i+1	a _{i+1} bc
h	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	abc

Таблиця А.2 – Матриця плану та рівні варіювання факторів повнофакторного багаторівневого експерименту порівняльних тягових характеристик трактора МТЗ-80 у складі орного агрегату з використанням біопалива

№ дослідів	Фактори та їх взаємодія						
	А	В	С	у1	у2	у3	Узагальнений критерій Аи
	передаточне число коробки передач	глибина обробітку	вид палива	Швидкість руху агрегату	Продуктивність	Витрата палива	
	$U_{кпп}$	h_{op} , см		v, км/год	W, га/год	Gw, кг/га	
1	2	3	5	6	7	8	16
1	6,259	18	В0	5,223	0,601	19,900	0,336
2	5,095	18	В0	6,247	0,718	19,493	0,173
3	4,602	18	В0	7,180	0,826	16,959	0,037
4	4,302	18	В0	7,814	0,898	15,582	0,004
5	6,259	22	В0	5,223	0,601	19,900	0,336
6	5,095	22	В0	6,247	0,718	19,493	0,173
7	4,602	22	В0	6,322	0,727	20,892	0,218
8	4,302	22	В0	7,047	0,810	18,743	0,079
9	3,746	26	В0	7,531	0,866	16,805	0,018
10	6,259	26	В0	4,339	0,499	28,060	1,080

11	5,095	26	B0	5,203	0,598	25,387	0,659
12	4,602	26	B0	6,322	0,727	20,892	0,218
13	6,259	30	B0	4,339	0,499	28,060	1,080
14	5,095	30	B0	5,203	0,598	25,387	0,659
15	4,602	30	B0	6,322	0,727	20,892	0,218
16	4,302	30	B0	6,454	0,742	19,412	0,148
17	6,259	18	B20	4,339	0,499	28,060	1,080
18	5,095	18	B20	5,203	0,598	25,387	0,659
19	4,602	18	B20	6,322	0,727	20,892	0,218
20	4,302	18	B20	6,454	0,742	19,412	0,148
21	6,259	22	B20	4,339	0,499	28,060	1,080
22	5,095	22	B20	5,203	0,598	25,387	0,659
23	4,602	22	B20	4,970	0,571	24,701	0,648
24	4,302	22	B20	4,697	0,540	26,052	0,812
25	6,259	26	B20	2,651	0,305	49,823	5,740
26	5,095	26	B20	4,141	0,476	30,559	1,409
27	4,602	26	B20	3,969	0,456	30,831	1,486
28	4,302	26	B20	3,249	0,374	34,751	2,238
29	6,259	30	B20	2,651	0,305	49,823	5,740
30	5,095	30	B20	3,187	0,366	38,522	2,911

31	5,095	30	B20	3,249	0,374	40,660	3,315
32	4,602	30	B20	2,615	0,301	43,173	4,059
33	6,259	18	B50	2,651	0,305	49,823	5,740
34	5,095	18	B50	6,247	0,718	19,493	0,173
35	4,602	18	B50	4,384	0,504	28,003	1,064
36	4,302	18	B50	3,249	0,374	34,750	2,238
37	6,259	22	B50	1,689	0,194	74,165	15,392
38	6,259	22	B50	1,318	0,152	93,118	26,165
39	6,259	22	B50	1,057	0,121	118,564	45,193
40	5,095	22	B50	3,829	0,440	32,066	1,683
41	6,259	26	B50	1,689	0,194	74,165	15,392
42	6,259	26	B50	0,185	0,021	664,301	1735,110
43	6,259	26	B50	3,493	0,402	38,782	2,871
44	5,095	26	B50	5,657	0,650	23,948	0,477
45	4,602	30	B50	6,657	0,765	20,350	0,162
46	4,302	30	B50	7,321	0,842	18,505	0,056
47	3,746	30	B50	8,164	0,939	17,209	0,011
48	6,259	30	B50	3,493	0,402	38,782	2,871
49	5,095	18	B100	5,657	0,650	23,948	0,477
50	4,602	18	B100	6,657	0,765	20,350	0,162

51	4,302	18	B100	6,743	0,775	20,835	0,174
52	3,746	18	B100	7,541	0,867	17,735	0,031
53	6,259	22	B100	3,493	0,402	38,782	2,871
54	5,095	22	B100	5,657	0,650	23,948	0,477
55	4,602	22	B100	6,054	0,696	23,204	0,373
56	4,302	22	B100	6,743	0,775	20,835	0,174
57	3,746	26	B100	6,621	0,761	20,282	0,162
58	6,259	26	B100	3,493	0,402	38,782	2,871
59	5,095	26	B100	5,657	0,650	23,948	0,477
60	4,602	26	B100	6,054	0,696	23,204	0,373
61	4,302	30	B100	6,068	0,698	22,041	0,304
62	3,746	30	B100	5,653	0,650	23,081	0,421
63	6,259	30	B100	3,493	0,402	38,782	2,871
64	5,095	30	B100	5,657	0,650	23,948	0,477

Обробка результатів експерименту

Таблиця А.3 – Розрахунок коефіцієнтів рівнянь регресії

Розрахунок коефіцієнтів рівняння регресії для критерію v					Розрахунок коефіцієнтів рівняння регресії для критерію G				
b1	b2	b12	b11	b22	b1	b2	b12	b11	b22
8,13467173	- 3,48193324	-5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	- 13,26665785	- 20,66283279	1,45670557 7	2,27464582 9
3,29626708	- 3,48193324	-2,19751139	2,08033410	2,32128882 8	12,55924354	- 13,26665785	- 8,372829027	0,23918641 3	2,27464582 9
1,24701151	- 3,48193324	-0,83134100	0,29773454	2,32128882 8	4,751290116	- 13,26665785	- 3,167526744	0,03423202 9	2,27464582 9
0,00000000	- 3,48193324	0,00000000	0,00000000	2,32128882 8	0	- 13,26665785	0	0	2,27464582 9
- 2,31112799	- 3,48193324	1,54075200	1,02267184	2,32128882 8	- 8,805724348	- 13,26665785	0,11758169 5	0,11758169 5	2,27464582 9
8,13467173	0,00000000	0,00000000	12,6697593 2	0	30,99424919	0	0	1,45670557 7	4,09984360 9
3,29626708	0,00000000	0,00000000	2,08033410	0	12,55924354	0	0	0,23918641 3	4,09984360 9
1,24701151	0,00000000	0,00000000	0,29773454	0	4,751290116	0	0	0,03423202 9	4,09984360 9
0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0	0	0	0	0	4,09984360 9
- 2,31112799	0,00000000	0,00000000	1,02267184	0	- 8,805724348	0	0	0,11758169 5	4,09984360 9
8,13467173	3,48193324	5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	13,26665785	20,66283279	1,45670557 7	6,45882175 4
3,29626708	3,48193324	2,19751139	2,08033410	2,32128882 8	12,55924354	13,26665785	8,372829027	0,23918641 3	6,45882175 4
1,24701151	3,48193324	0,83134100	0,29773454	2,32128882 8	4,751290116	13,26665785	3,167526744	0,03423202 9	6,45882175 4
0,00000000	3,48193324	0,00000000	0,00000000	2,32128882	0	13,26665785	0	0	6,45882175

				8					4
- 2,31112799	3,48193324	-1,54075200	1,02267184	2,32128882 8	- 8,805724348	13,26665785	- 5,870482899	0,11758169 5	6,45882175 4
8,13467173	6,96386648	10,8462289 8	12,6697593 2	9,28515531 3	30,99424919	26,53331569	41,32566559	1,45670557 7	9,35158026 6
3,29626708	6,96386648	4,39502278	2,08033410	9,28515531 3	12,55924354	26,53331569	16,74565805	0,23918641 3	9,35158026 6
1,24701151	6,96386648	1,66268201	0,29773454	9,28515531 3	4,751290116	26,53331569	6,335053488	0,03423202 9	9,35158026 6
0,00000000	6,96386648	0,00000000	0,00000000	9,28515531 3	0	26,53331569	0	0	9,35158026 6
- 2,31112799	6,96386648	-3,08150399	1,02267184	9,28515531 3	- 8,805724348	26,53331569	-11,7409658	0,11758169 5	9,35158026 6
8,13467173	- 3,48193324	12,6697593 -5,42311449	2,32128882 2	2,32128882 8	30,99424919	- 13,26665785	- 20,66283279	1,45670557 7	2,27464582 9
3,29626708	- 3,48193324	2,08033410 -2,19751139	2,32128882 8	2,32128882 8	12,55924354	- 13,26665785	- 8,372829027	0,23918641 3	2,27464582 9
1,24701151	- 3,48193324	0,29773454 -0,83134100	2,32128882 8	2,32128882 8	4,751290116	- 13,26665785	- 3,167526744	0,03423202 9	2,27464582 9
0,00000000	- 3,48193324	0,00000000	2,32128882 8	2,32128882 8	0	- 13,26665785	0	0	2,27464582 9
- 2,31112799	- 3,48193324	1,02267184 1,54075200	2,32128882 8	2,32128882 8	- 8,805724348	- 13,26665785	0,11758169 5	2,27464582 9	
8,13467173	0,00000000	0,00000000	12,6697593 2	0	30,99424919	0	0	1,45670557 7	4,09984360 9
3,29626708	0,00000000	0,00000000	2,08033410	0	12,55924354	0	0	0,23918641 3	4,09984360 9
1,24701151	0,00000000	0,00000000	0,29773454	0	4,751290116	0	0	0,03423202 9	4,09984360 9
0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0	0	0	0	0	4,09984360 9
8,13467173	3,48193324	5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	13,26665785	20,66283279	1,45670557 7	6,45882175 4

3,29626708	3,48193324	2,19751139	2,08033410	2,32128882 8	12,55924354	13,26665785	8,372829027	0,23918641 3	6,45882175 4
1,24701151	3,48193324	0,83134100	0,29773454	2,32128882 8	4,751290116	13,26665785	3,167526744	0,03423202 9	6,45882175 4
0,00000000	3,48193324	0,00000000	0,00000000	2,32128882 8	0	13,26665785	0	0	6,45882175 4
8,13467173	6,96386648	10,8462289 8	12,6697593 2	9,28515531 3	30,99424919	26,53331569	41,32566559	1,45670557 7	9,35158026 6
3,29626708	6,96386648	4,39502278	2,08033410	9,28515531 3	12,55924354	26,53331569	16,74565805	0,23918641 3	9,35158026 6
1,24701151	6,96386648	1,66268201	0,29773454	9,28515531 3	4,751290116	26,53331569	6,335053488	0,03423202 9	9,35158026 6
8,13467173	- 3,48193324	-5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	- 13,26665785	- 20,66283279	1,45670557 7	2,27464582 9
3,29626708	- 3,48193324	-2,19751139	2,08033410	2,32128882 8	12,55924354	- 13,26665785	- 8,372829027	0,23918641 3	2,27464582 9
1,24701151	- 3,48193324	-0,83134100	0,29773454	2,32128882 8	4,751290116	- 13,26665785	- 3,167526744	0,03423202 9	2,27464582 9
0,00000000	- 3,48193324	0,00000000	0,00000000	2,32128882 8	0	- 13,26665785	0	0	2,27464582 9
8,13467173	0,00000000	0,00000000	12,6697593 2	0	30,99424919	0	0	1,45670557 7	4,09984360 9
3,29626708	0,00000000	0,00000000	2,08033410	0	12,55924354	0	0	0,23918641 3	4,09984360 9
8,13467173	3,48193324	5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	13,26665785	20,66283279	1,45670557 7	6,45882175 4
8,13467173	6,96386648	10,8462289 8	12,6697593 2	9,28515531 3	30,99424919	26,53331569	41,32566559	1,45670557 7	9,35158026 6
8,13467173	- 3,48193324	-5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	- 13,26665785	- 20,66283279	1,45670557 7	2,27464582 9
3,29626708	- 3,48193324	-2,19751139	2,08033410	2,32128882 8	12,55924354	- 13,26665785	- 8,372829027	0,23918641 3	2,27464582 9
1,24701151	- 3,48193324	-0,83134100	0,29773454	2,32128882 8	4,751290116	- 13,26665785	- 3,167526744	0,03423202 9	2,27464582 9

0,00000000	- 3,48193324	0,00000000	0,00000000	2,32128882 8	0	- 13,26665785	0	0	2,27464582 9
- 2,31112799	- 3,48193324	1,54075200	1,02267184	2,32128882 8	- 8,805724348	- 13,26665785	5,870482899	0,11758169 5	2,27464582 9
8,13467173	0,00000000	0,00000000	12,6697593 2	0	30,99424919	0	0	1,45670557 7	4,09984360 9
3,29626708	0,00000000	0,00000000	2,08033410	0	12,55924354	0	0	0,23918641 3	4,09984360 9
3,29626708	0,00000000	0,00000000	2,08033410	0	12,55924354	0	0	0,23918641 3	4,09984360 9
0,00000000	0,00000000	0,00000000	0,00000000	0	0	0	0	0	4,09984360 9
- 2,31112799	0,00000000	0,00000000	1,02267184	0	- 8,805724348	0	0	0,11758169 5	4,09984360 9
8,13467173	3,48193324	5,42311449	12,6697593 2	2,32128882 8	30,99424919	13,26665785	20,66283279	1,45670557 7	6,45882175 4
3,29626708	3,48193324	2,19751139	2,08033410	2,32128882 8	12,55924354	13,26665785	8,372829027	0,23918641 3	6,45882175 4
1,24701151	3,48193324	0,83134100	0,29773454	2,32128882 8	4,751290116	13,26665785	3,167526744	0,03423202 9	6,45882175 4
0,00000000	3,48193324	0,00000000	0,00000000	2,32128882 8	0	13,26665785	0	0	6,45882175 4
- 2,31112799	3,48193324	-1,54075200	1,02267184	2,32128882 8	- 8,805724348	- 13,26665785	- 5,870482899	0,11758169 5	6,45882175 4
8,13467173	6,96386648	10,8462289 8	12,6697593 2	9,28515531 3	30,99424919	26,53331569	41,32566559	1,45670557 7	9,35158026 6
3,29626708	6,96386648	4,39502278	2,08033410	9,28515531 3	12,55924354	26,53331569	16,74565805	0,23918641 3	9,35158026 6
1,24701151	6,96386648	1,66268201	0,29773454	9,28515531 3	4,751290116	26,53331569	6,335053488	0,03423202 9	9,35158026 6
0,00000000	6,96386648	0,00000000	0,00000000	9,28515531 3	0	26,53331569	0	0	9,35158026 6
- 2,31112799	6,96386648	-3,08150399	1,02267184	9,28515531 3	- 8,805724348	26,53331569	-11,7409658	0,11758169 5	9,35158026 6

Таблиця А.4 – Коефіцієнти рівнянь регресії

Wcep=b0	b1	b2	b12	b11	b22
6,063615215	2,45219617	0,43524166	0,67788931	3,80507867	0,73859190
4,482654429	2,53032491	1,39277330	0,30113019	3,30445975	0,89686159
4,173708948	4,69529523	0,24870952	1,16209596	6,08807828	1,05513129
6,082943057	2,05590631	3,24980436	1,48495978	1,53638602	1,61950383
Gcep=b0	b1	b2	b12	b11	Gcep=b0
22,39051421	9,96609498	1,76888771	2,75504437	0,46665485	4,901209082
34,40622529	9,64089557	5,30666314	1,14734858	0,37993026	5,637025994
92,58578193	17,88973855	0,94761842	4,42774988	0,69997680	5,018714048
26,91355219	7,83329364	12,38221399	5,65790666	0,39104355	6,788391598

Додаток Б

Технічні характеристики експериментального обладнання та засобів

Таблиця Б.1 – Основні технічні дані стенда КИ – 5542 ГОСНИТИ

№	Показник	Одиниця виміру	Норма
1.	Електромашина: а) тип б) марка в) потужність г) синхронна частота обертання ротора	 кВт об/хв	балансирна, асинхронна з фазовим ротором 4АНК 37 1000
2.	Діапазон регулювання частоти обертання ротора електромашини: а) в режимі двигуна б) в режимі генератора	об/хв	500 - 950 1100 - 2000
3.	Вимірювання частоти обертання ротора: а) границі вимірювання	об/хв	тракторний тахоспідометр 0 - 2500
4.	Вимірювання витрати палива а) інтервал зважування б) допустима похибка	г г	вага циферблатна 100 - 2500 +/- 2,5
5.	Найбільша гальмівна потужність стенда при 2000 об/хв	к.с.	100
6.	Регулювальний реостат а) ємкість баку	 л	рідинний з охолодженням проточною водою, 300л
7.	Номінальний вимірювальний крутний момент	кГс·м	40
8.	Силувимірювальний механізм а) тип б) границі показів за шкалою циферблата в) ціна мінімальної поділки шкали г) границя відносної похибки д) розрахункове плече	кГс кГс % мм	Маятниковий 0 - 60, 0 - 40 0,25 +/-1 716,2
9.	Мережа живлення: а) напруга (лінійна) б) число фаз в) частота струму	В Гц	380 3 50

Таблиця Б.2 – Опис периферійних пристроїв, що входять у стандартну комплектацію стенду «Дельфін – 1М»

Найменування	№ позиції	Тип, марка, розмірність вимірювальної величини	Призначення	Кількість (шт.)
Датчики вібрацій	I	ABC-134-01	Ультразвук	2
		ABC-117-04 № 10 (3020 м/с ²) № 03 (2670 м/с ²)	ВЧ-вібрація	2
		АНС-114-02 № 8 (475м/с ²) № 2 (490 м/с ²)	НЧ-вібрація	2
Датчики тиску	II	МД 15ТС	Компресія бензинових двигунів	1
		МД150ТС	Компресія дизельних двигунів	1
		Адаптер пульсацій тиску ЛХ-611М	Пульсації тиску ПНВТ	1
		Подовжувач датчиків тиску МД		1
		Датчик мікрофонний в горловину	Пульсація звукова (жовтий)	1
		Датчик мікрофонний в випускн трубу	Пульсація звукова (синій)	1
		Прив'язка дизель	Прив'язка до 1-го циліндра по ПНВТ	1
Адаптери електричні	III	Адаптер 12 В		4
		Адаптер 24 В		1
		Адаптер 12 В ємнісний	антишум	1
		Адаптер 12 В контактний	Перевірка зімкн./розімкн.	1
		Адаптер λ-зонду		1
	III-1	Адаптер “Мінус” котушки контактний	Перевірка запалювання	2
		Адаптер “Мінус” котушки безконтактний		1
		Адаптер “прив'язки”	Прив'язка до 1-го циліндра	1
		Струмові кліщі		1
		Термопара	Вимірювання температури	1
Кабельна продукція	IV	Провід заземлення 7м+3м	БЕ-авто	1
		Перемичка заземлення	Кузов-двигун	1
		Кабель зв'язку -20м.	БЕ-компьютер	1
		Подовжувачі каналів		4
		Допоміжні деталі	комплект	1
Перехідники	V		Датчиків тиску і пульсації	16
Хвилепроводи ультразвукові	V		УЗ-датчики	4

**Таблиця Б.3 – Технічна характеристика вимірювального модуля ZET 210
стандартної комплектації**

Найменування параметру	Значення параметру, розмірність
Загальна технічна характеристика	
Цифровий порт входу/виходу	8 біт
Тип логіки цифрового порту	3,3В TTL
Живлення	+5 В від інтерфейса High Speed USB 2.0 (HS USB 2.0)
Споживана потужність	1,0 Вт – в автономному режимі 2,5 Вт – від шини USB
Вага	0,2 кг
Габарити	35x91x111 мм
Аналоговий вхід	
Кількість вхідних каналів	8 диференційних або 16 синфазних
Частота перетворення	до 400 кГц
Кількість розрядів АЦП	16
Максимальна вхідна напруга	± 7 В
Динамічний діапазон	84 дБ
Вхідний опір	2 кОм
Захист входів при ввімкненому живленні	± 30 В
Захист входів при вимкненому живленні	± 30 В
Міжканальне проникнення*	-72 дБ
Аналоговий вихід	
Кількість вихідних каналів	2
Частота перетворення	до 500 кГц
Максимальна вихідна напруга	$\pm 2,5$ В
Максимальний вихідний струм	10 мА
Кількість розрядів ЦАП	14

* заміряється між двома каналами при подачі на вхід одного із каналів синусоїдального сигналу з частотою 1 кГц і амплітудою 1 В, закороченому входу іншого каналу і сумарною частотою дискретизації по всім каналам, не більше 300 кГц

Таблиця Б.4 – Жирно-кислотний склад та основні хімічні показники метилових ефірі суміші рапсової та соняшникової олій

№ п/п	Назва кислот та хімічних елементів метилового ефіру МЕРСО	Ліпідний номер	Хімічна формула	Молекулярна маса, кг/кмоль	Молярна маса, кг/кмоль	Вміст (доля), %
1	Пальмітинова (гексадеканова)	C16:O	C16H32O2	256,4268		8,6895
2	Стеаринова (октадеканова)	C18:O	C18H36O2	284,4804		5,5875
3	Олеїнова	C18:1n9	C18H34O2	282,4646		25,8774
4	Лінолева (октадієнова)	C18:2n9,12	C18H32O2	280,4488		57,6309
5	Ліноленова	C18:3n9,12,15	C18H30O2	278,433		0,476
6	Докозанова (бегенова)	C22:O	C22H44O2	340,5876		1,3051
7	Тетракозанова (гігноцеринова)	C24:O	C24H48O2	368,6412		0,4337
8	Суміш кислот		C17,9H33O2	280,2663577		100,0001
9	Вуглець		C	215,050397	12,011	76,731
10	Водень		H	33,21792876	1,0079	11,852
11	Кисень		O	31,998832	15,9994	11,417
						100,00029

Таблиця Б.5 – Коротка технічна характеристика дизеля Д-240

№ п/п	Найменування параметру двигуна, розмірність	Значення параметру
1	Тип	Безкомпресорний з безпосереднім впорскуванням
2	Розміщення та кількість циліндрів	Р4
3	Діаметр циліндру	110
4	Хід поршня, мм	125
5	Геометрична ступінь стиску	16
6	Номінальна потужність, кВт	55,16 ^{+3,68}
7	Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2200 ⁺⁴⁰ ₋₂₅
8	Максимальна частота обертання на холостому ходу, хв ⁻¹	2280 – 2385
9	Мінімальна частота обертання на холостому ходу (не більше), хв ⁻¹	600
10	Максимальний крутний момент, Н·м	274,6
11	Питома витрата палива, г/кВт·год	222,36 – 258,4
12	Порядок роботи циліндрів	1 – 3 – 4 – 2
13	Система мащення	Комбінована
14	Система охолодження	Рідинна замкнута з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини
15	Кут випередження подачі палива, °п.к.в.	25 – 27
16	Фази газорозподілу: - відкриття впускного клапана до ВМТ, °п.к.в. - закриття впускного клапана після НМТ, °п.к.в. - відкриття випускного клапана до НМТ, °п.к.в. - закриття випускного клапана після ВМТ, °п.к.в.	 16 46 56 18
17	Поршні з камерою згорання ЦНИДИ діаметром, мм	38
18	Паливний насос УТН-5 - діаметр плунжера, мм - хід плунжера, мм	 8,5 8
19	Форсунки ФД-22: - кількість отворів розпилювача - діаметр отвору розпилювача, мм - ефективний прохідний переріз розпилювачів, мм ² - тиск початку підйому голки форсунки, МПа	 5 0,32 – 0,34 0,24 – 0,28 17,5 ⁺⁵
20	Повітроочисник	Двохступінчастий: - перша ступінь – відцентрове очищення з автоматичним викиданням пилу - друга ступінь – масляно-інерційного контактного типу з капроновим фільтрувальним елементом змінної щільності
21	Вага двигуна, кг	430

Таблиця Б.6 – Коротка технічна характеристика трактора МТЗ-80

№ п/п	Найменування параметру двигуна, розмірність			Значення параметру	
1	Тип трактора			Колісний універсально-просапний тягового класу 14 кН	
2	Марка та модель трактора			“Беларусь” МТЗ-80	
3	Кількість передач вперед/назад			18/4	
4	Теоретична швидкість руху при радіусі кочення заднього колеса 730 мм, км/год		мінімальна	1,89	
			максимальна	33,38	
5	Габаритні розміри трактора (номінальні), мм	довжина (по кінцям поздовжніх тяг)		3815	
		ширина (по кінцям півосей задніх коліс, що виступають)		1970	
		висота	по облицюванню	1615	
			по кабіні	2470	
6	Поздовжня база трактора, мм			2370	
7	Колія трактора, мм			Регульована, в межах 1200 – 1800 по передніх і 1350 – 1800 по задніх колесах	
8	Дорожній просвіт при радіусі кочення 730, мм		під переднім мостом	650	
			під заднім мостом	470	
9	Радіус повороту по поздовжній осі трактора з пригальмовуванням внутрішнього колеса, м			2,5	
10	Маса трактора, кг	конструктивна (з кабіною без допоміжного обладнання, індивідуального комплекту запасних частин, додаткових деталей та вантажів на колесах)		3000	
		заводська (без допоміжного обладнання, індивідуального комплекту запасних частин, додаткових деталей, без палива в баках і води в радіаторі, з кабіною і вантажами на колесах)		3300	
11	Розміри шин	передніх коліс		200 – 508 (7,5 – 20)	
		задніх коліс		330 – 965 (13,6/12 – 38)	
				420 – 762 (18,4/15 – 30)	
				240 – 1067 (9,5/9 – 42)	
12	Тиск повітря в шинах, кг/см²	передніх коліс		1,5 – 2,5 в залежності від навантаження	
		задніх коліс (для шин: 330 – 965 (13,6/12 – 38), 420 – 762 (18,4/15 – 30))		1,0 – 1,4 в залежності від навантаження	
13	Марка двигуна			Д-240	
14	Тип та передаточне число головної передачі			Конічна зі спіральними зуб’ями, 3,42	
15	Тип та передаточне число кінцевої передачі			Циліндрична одноступінчаста, 5,308	
16	Тип гідросистеми робочого обладнання			Універсальна, роздільно-агрегатна зі збільшувачем зчіпної ваги з силовим (позиційним) регулятором	
17	Марка розподільника гідросистеми	з силовим регулятором		Р75-В3ВР	
		без силового регулятора		Р75-В3В	
18	Марка насоса гідросистеми			НПШ-32К	
19	Спосіб приєднання сільськогосподарських знарядь			трьохточковий	
20	Вантажопідйомність гідросистеми		номінальна		800 кг при вильоті центра ваги відносно осі задніх коліс не більше 1500 мм
			максимальна		2000 кг на шарнірах поздовжніх тяг при встановленні розкосів на додаткові отвори в поздовжніх тягах
21	Швидкість обертання вала відбору потужності (при частоті обертання колінчастого вала 2100 об/хв)		незалежного двохшвидкісного для ступенів, об/хв	I	548
				II	1013
			синхронного, об/метр шляху		3,5
22	Кількість тип та вага баластних вантажів			Легкознімні, 10 шт по 20 кг	

Додаток В

Тарувальні криві вимірювальних пристроїв

Таблиця В.1 – Результати тарування датчика силовимірювального механізму
стенда КИ – 5542 ГОСНИТИ

№ п/п	Зусилля силовимірювального механізму, кг		Напруга з резистора
	за результатами заміру	за результатами апроксимації	
1	0	0,00	0
2	10	10,00	137,5
3	20	20,00	295
4	30	30,00	570
5	40	39,97	2500
6	45	44,89	4900

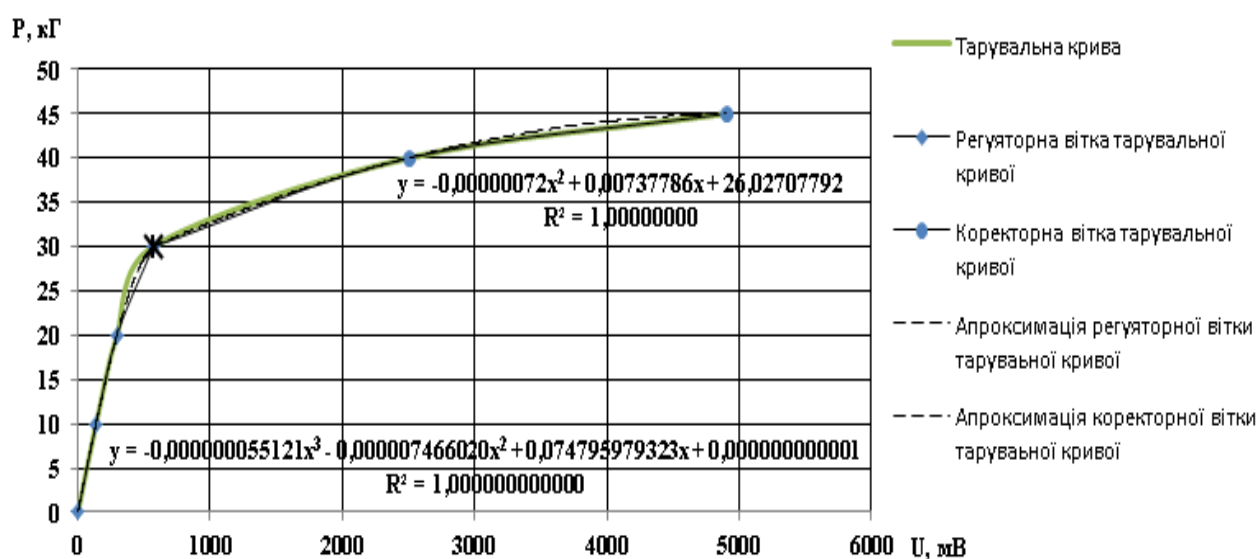


Рисунок В.1 – Тарувальна крива зусилля силовимірювального механізму стенда
КИ – 5542 ГОСНИТИ в залежності від напруги поворотного резистора

Таблиця В.2 – Результати тарування витратоміра повітря BOSCH 0280218116

 $(B = 743,7 \text{ мм. рт. ст.}, t_n = 19,5^\circ \text{C})$

№ дослід	Δh , Па	U , В	V_n , м³/год	G_n , кг/год
1	0	1,03	0	0
2	100	1,158	14,31293	16,89933
3	200	1,191	20,24154	23,89927
4	300	1,255	24,79072	29,27051
5	400	1,309	28,62585	33,79867
6	500	1,34	32,00468	37,78806
7	600	1,365	35,05937	41,39475
8	700	1,4	37,86845	44,71144
9	800	1,42	40,48307	47,79854
10	900	1,44	42,93878	50,698
11	1000	1,47	45,26145	53,44039
12	1100	1,5	47,47061	56,04875
13	1200	1,51	49,58143	58,54101
14	1300	1,522	51,60599	60,93142
15	1400	1,535	53,55407	63,23152
16	1500	1,558	55,43373	65,45084
17	1600	1,57	57,25171	67,59734
18	1700	1,585	59,01371	69,67774
19	1800	1,605	60,72461	71,6978
20	1900	1,625	62,3886	73,66249
21	2000	1,635	64,00936	75,57612
22	2100	1,645	65,59007	77,44248
23	2200	1,662	67,13358	79,2649
24	2300	1,67	68,59629	81,10083
25	2400	1,68	70,02465	82,90073
26	2500	1,692	71,42074	84,66691

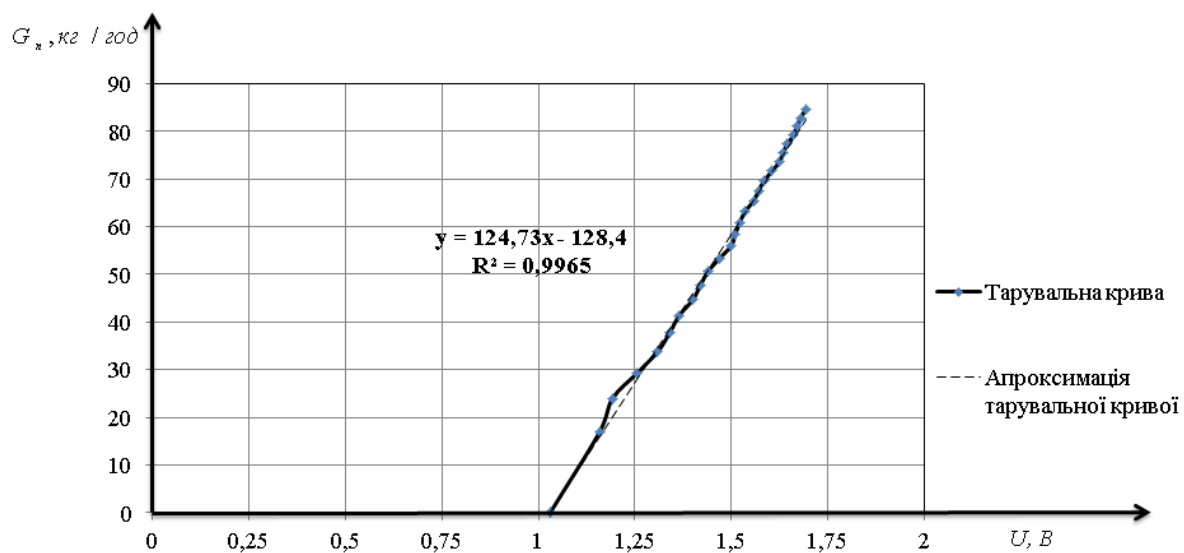


Рисунок В.2 – Тарувальна крива витрати повітря витратоміра BOSCH 0280218116 в залежності від напруги

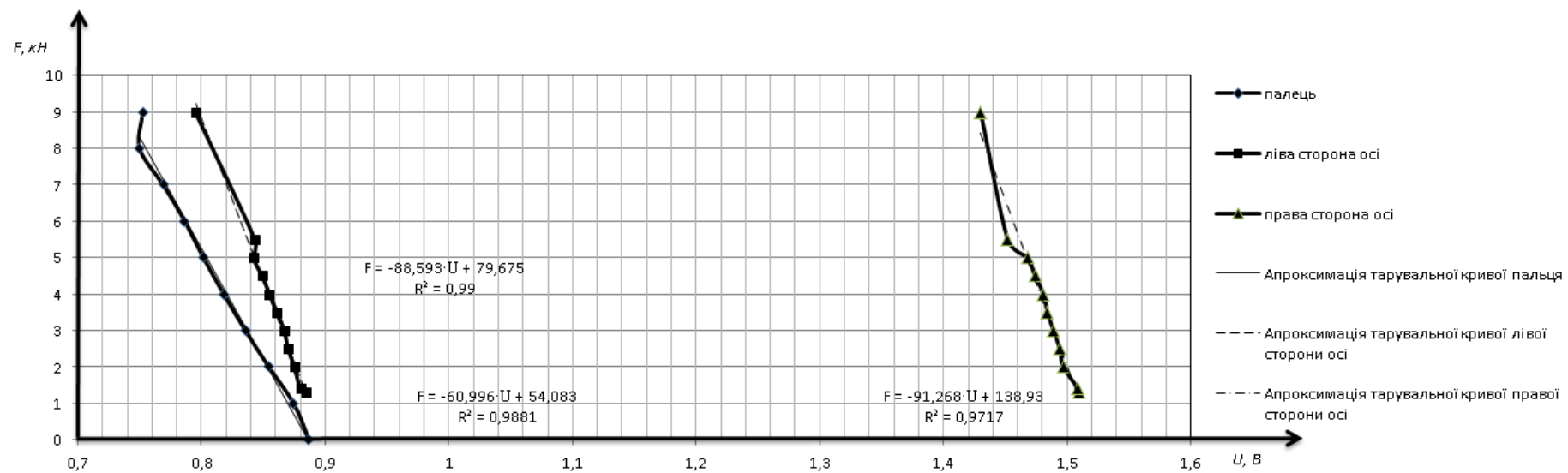


Рисунок В.3 – Тарувальні криві тензодеталей

Додаток Г

Вхідні дані для математичного моделювання роботи МТА з використанням біопалива

Моделювання процесу тепловиділення

Вхідні дані для моделювання процесу тепловиділення двигуна 4Ч11,0/12,5 на номінальному режимі

Таблиця Г.1 – Постійні параметри, значення яких визначаються експериментально або задаються з технічних характеристик

N п/п	Назва		Позначення, розмірність	Числове значення		
				за стандартних умов	за умовами експерименту на ДП	за умовами експерименту на БП
1	2		3	4	5	6
1.1	Частота обертання колінчастого вала		n, об/хв	2200	2200	2200
1.2	Ступінь стиску		ϵ	16	16	16
1.3	Тиск навколишнього повітря		p0, МПа	0,101325	0,09799167	0,09799167
1.4	Сумарний вплив коефіцієнтів впускної системи на параметри свіжого заряду		$\beta^2 + \xi_{вп}$	2,5	2,5	2,5
1.5	Хід поршня		S, м	0,125	0,125	0,125
1.6	Діаметр циліндра		D, м	0,11	0,11	0,11
1.7	Стала кривошипно-шатунного механізму		$\lambda_{ш}$	0,272	0,272	0,272
1.8	Питома газова стала повітря		Rп, кДж/кг·°K	287	287	287
1.9	Температура наколишнього повітря		T0, °K	293,15	303,15	303,15
1.10	Кут нахилу фаски клапанної пари газорозподільного механізму		α_k , град	45	45	45
1.11	Хід впускного клапана відповідно:	першого циліндра	hк1, м	0,01215	0,01215	0,01215
1.12		другого циліндра	hк2, м	0,01215	0,01215	0,01215
1.13		третього циліндра	hк3, м	0,0122	0,0122	0,0122
1.14		четвертого циліндра	hк4, м	0,0124	0,0124	0,0124

1.15	Масштаб ординат інтегральної експериментальної характеристики тепловиділення*		μx , 1/мм	0,0155415612430762	-	-
1.16	Масштаб ординат диференціальної експериментальної характеристики тепловиділення*		$\mu dx/d\varphi$, 1/мм	0,003108312248152	-	-
1.17	Діаметр горловини камери завихрювання в поршні		Дкз, м	0,038	0,038	0,038
1.18	Кількість отворів розпилювача форсунки		іс	5	5	5
1.19	Тривалість впорскування		фвпр, град пкв	17,5	22,4	
1.20	Коефіцієнт витрати палива через соплові отвори форсунки		фс	0,95	0,95	0,95
1.21	Циклова подача палива		$V_{ц}$, мм ³ /цикл	62,7365	56,5148	56,5148
1.22	Площа ефективного прохідного перетину отворів розпилювання		$f_{мс}$, мм ²	0,28	0,28	0,28
1.23	Густина палива:		дизельного	рдп (при T=323 °K), кг/м ³	825	
1.24	Коефіцієнт осереднення розмірів крапель палива	дизельного	рбп (при T=323 °K), кг/м ³	856		-
1.25		біодизельного	E32	1,7	1,7	1,7
1.26	Діаметр отворів розпилювача		dc, мм	0,32	0,32	0,32
1.27	Молярна маса маса повітря		$\mu_{пов}$, кг/кмоль	28,96	28,96	28,96
1.28	Коефіцієнт очищення циліндра		фоч	1	1	1
1.29	Коефіцієнт дозарядки циліндра		фдоз	1,0996	1,022	1,022
1.30	Температура остаточних газів		T _г , °K	825	825	825
1.31	Температура підігріву свіжого заряду при роботі:	на дизпаливі	$\Delta T_{дп}$, °K	20	20	-
1.32		на біодизельному паливі	$\Delta T_{бп}$, °K	20	-	20
1.33	Динамічна в'язкість палива		$\mu_{п}$ (при T=323 °K), Па·с	0,003	0,003	0,0038
1.34	Поверхневий натяг палива		$\sigma_{п}$ (при T=323 °K), Н/м	0,028	0,028	0,028
1.35	Масова частка	вуглецю	C _{дп}	0,85665	0,85665	-

1.36	основних елементів дизельного палива:	водню	Ндп	0,133	0,133	-
1.37		сірки	Сдп	0,005	0,005	-
1.38		кисню	Одп	0,01	0,01	-
1.39	Масова частка основних елементів біодизельного палива:	вуглецю	Сбп	0,772	-	
1.40		водню	Нбп	0,119	-	
1.41		сірки	Сбп	0	-	
1.42		кисню	Обп	0,109	-	
1.43	Доля виділеного тепла до моменту практичного кінця згорання		xz	0,999	0,969117364	0,969209427
1.44	Витрата повітря		Гпов, кг/год	328,6563439		
1.45	Витрата палива		Гп, кг/год	13,6628	15	16,1

Додаток Д
Впровадження результатів дисертаційного дослідження



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, тел. (0432) 46-00-03,
 email: office@vsau.org, rector@vsau.org, код ЄДРПОУ 00497236

2 жовтня 2020 р. № Д1.1-60-1527
 на № _____ від _____

ДОВІДКА

про впровадження результатів наукових досліджень
 дисертаційної роботи **Бурлаки Сергія Андрійовича**
 на тему: «Підвищення ефективності використання машинних агрегатів при
 роботі на суміші палив»

Повідомляємо, що наукові розробки Бурлаки Сергія Андрійовича за вказаною темою кандидатської дисертації мають практичну цінність, що зумовило їх впровадження у навчально-методичний процес та наукову роботу кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки.

Положення дисертаційної роботи використовується при викладанні окремих частин навчальних дисциплін «Теоретичні основи електротехніки», «Математичне моделювання електротехнічних систем», «Технології технічного сервісу електрообладнання та засобів керування», «Засоби автоматизації в електротехнологіях», «Електротехнічні матеріали».

Довідка видана для представлення у спеціалізовану вчену раду за місцем захисту Бурлаки С.А. дисертації на здобуття наукового ступеня доктора філософії.

Розглянуто та затверджено на засіданні науково-методичної комісії Вінницького національного аграрного університету від 16.09.2020 року протокол №2

В.о. ректора

В.А. Мазур



№ 00001729

Вик.: Ромигайло І.Ю.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

В.о. Ректор ВНАУ

В. А. Мазур
« 11 » 08 2020 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор Уладово-Люлинецької дослідно-селекційної станції, Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків, Національної академії аграрних наук України

Ю. Ю. Браніцький
« 01 » 08 2020 р.

АКТ

про впровадження закінченої науково-дослідної роботи

Ми, представники Уладово-Люлинецької дослідно-селекційної станції, Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків, Національної академії аграрних наук України в особі директора Браніцького Ю.Ю. та представників Вінницького національного аграрного університету в особах доцента кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці, кандидата технічних наук І.В. Гунько та відповідального виконавця аспіранта кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Бурлаки С.А., склали цей акт про впровадження у виробництво результатів дисертаційної роботи «Підвищення ефективності використання машинних агрегатів при роботі на суміші палив».

Впровадження запропонованої системи змішування та дозування паливної суміші дизеля Д-240, оснащеної дроселями регулювання складу, дозволило створювати палива різного відсоткового співвідношення дизельної та біодизельної компоненти в залежності від навантажувально-швидкісних режимів роботи машинно-тракторного агрегату (трактор МТЗ-80 у агрегаті з плугом ПЛН-3-35).

Використання цієї системи змішування та дозування паливних сумішей дозволило:

- підвищити ефективність функціонування машинно-тракторних агрегатів за рахунок застосовуваного сумішевого біопалива;
- зменшити на 15% витрати дизельного палива за рахунок збільшення відсотку біопалива в паливній суміші при забезпеченні технологічних вимог проведення операції оранки.
- застосувати теоретичні залежності для визначення конструктивно-режимних параметрів змішуючого пристрою для утворення сумішевого біопалива різного відсоткового співвідношення.

Висновок

На підставі результатів використання сумішевого біодизельного палива в залежності від навантажувально-швидкісних характеристики роботи виробничо-польових умовах можна рекомендувати застосування системи змішування та дозування дизельного та біодизельного палива з дросельним регулювання складу паливної суміші для роботи орного машинно-тракторного агрегату для використання сумішевого біодизельного палива різного відсоткового співвідношення в господарствах у якості альтернативного, що дає можливість знизити залежність від нафтових палив та собівартість обробітку ґрунту.

Від ВНАУ:

к.т.н, доцент кафедри

загальнотехнічних дисциплін та охорони праці, проректор з науково-педагогічної та навчальної роботи

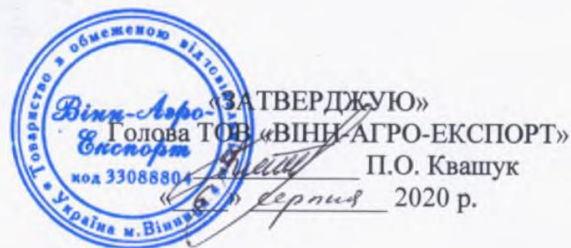
І.В. Гунько

Відповідальний виконавець, аспірант

С. А. Бурлака

Від Уладово-Люлинецької дослідно-селекційної станції, Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків, Національної академії аграрних наук України:

Директор
Ю. Ю. Браніцький



АКТ

про впровадження закінченої науково-дослідної роботи

Ми, представники ТОВ «ВІНН-АГРО-ЕКСПОРТ» (Вінницька обл., Козятинський р-н, с. Махаринці) в особі голови Квашука П.О. та представників Вінницького національного аграрного університету в особах доцента кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці, кандидата технічних наук Гунько І.В. та відповідального виконавця аспіранта кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Бурлаки С.А., склали цей акт про використання результатів дисертаційної роботи відповідального виконавця в господарстві у вигляді застосування системи живлення з електронним регулюванням складу дозованої паливної біодизельної суміші для роботи орного машинно-тракторного агрегату.

Використання запропонованої трьохпаливної системи живлення дизеля Д-240, що адаптована для роботи на дизелі, біодизелі та суміші палив і встановлена на тракторі МТЗ-80 у агрегаті з плугом ПЛН-3-35 забезпечило:

- виконання технологічних вимог процесу оранки при роботі дизельного двигуна на біопаливі та суміші палив;
- безвідмовну роботу машинно-тракторного агрегату при виконанні технологічного процесу оранки на протязі всього терміну випробування (2 доби);
- підвищення економічної ефективності процесу оранки на 4,8 % за рахунок регулювання відсоткового складу паливної суміші в залежності від навантажувально-швидкісних режимів роботи двигуна, як наслідок зменшення витрат палива.

Висновок

На підставі результатів використання сумішевого біодизельного палива в залежності від навантажувально-швидкісних характеристики роботи у виробничо-польових умовах можна рекомендувати застосування системи живлення з електронним регулюванням складу дозованої паливної біодизельної суміші для покращення техніко-експлуатаційних показників орного МТА з використанням сумішевого біодизельного палива різного відсоткового співвідношення в господарствах у якості альтернативного, що дає можливість знизити залежність від нафтових палив та знизити собівартість обробітку ґрунту.

Від ВНАУ:
к.т.н, доцент кафедри
загальнотехнічних дисциплін та
охорони праці, проректор з науково-
педагогічної та навчальної роботи

І. В. Гунько
Відповідальний виконавець,
аспірант

С. А. Бурлака

Від ТОВ «ВІНН-АГРО-
ЕКСПОРТ»:

Голова
П. О. Квашук