

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
магістр

на тему: «Дослідження тягової характеристики колісного трактора при
використанні біодизельного палива»

КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*«Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»*
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
ступеня вищої освіти *магістр*
групи 133ГМмз_21
РЕМІННИЙ Сергій

Керівник: канд. техн. наук, доцент
ХАРАК Руслан

Полтава – 2023 року

ВСТУП

Питання про використання альтернативних видів палив з кожним днем стає все більш актуальним. Альтернативними паливами називають заміники нафтових палив. Необхідність розробки і застосування альтернативних палив для двигунів внутрішнього згоряння автотракторної техніки обумовлено двома основними взаємопов'язаними причинами:

- швидким зменшенням запасів нафти на Землі;
- погіршенням екологічної ситуації в багатьох країнах, в першу чергу в розвинутих країнах.

З численних заміників палива для дизелів (спиртів, ефірів, газоподібного палива) більш придатним є виготовлені на основі рослинних олій, оскільки вони мають близьку до дизельного палива самозаймистість і теплоту згорання. У світовому виробництві з різних олій лідером є соєва, другою йде пальмова і на третьому-четвертому місці знаходиться ріпакова разом з соняшnikовою. Проте, враховуючи реальні можливості вирощування олійних культур для енергетичних потреб в умовах Європи і України, пріоритетне значення має ріпакова олія, а соняшnikова займає другу позицію.

Більш висока, ніж у дизельного палива, температура кипіння компонентів олії призводить до утворення смоло- і лакових відкладень в системі паливоподачі і на стінках камери згорання, збільшується витрата олії і прискорюється знос деталей циліндро-поршневої групи. Тому доводиться підвищувати температури робочого циклу, в результаті чого зростають вимоги до матеріалів деталей, що утворюють камери згорання.

Додаткове ускладнення зумовлюється надто високою в'язкістю ріпакової олії, яка приблизно в 15 разів перевищує відповідний показник дизельного палива. Тому система подачі палива повинна бути певним чином модифікована. Порівняно висока температура застигання ріпакової олії викликає потребу в системі додаткового підігріву.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отже, з приведеного вище впливає:

- конкретизованих рекомендацій, щодо адаптації продуктів на базі ріпакової олії, як палива для дизеля, немає;
- необхідні поглиблені й різнопланові дослідження й випробування , як самого біодизелю так і його впливу на надійність та довговічність автотракторної техніки.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Ефективність роботи машинно-тракторних агрегатів

Ефективність роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА) у трактора (джерело енергії) та однієї або кількох сільськогосподарських машин (споживач енергії) оцінюється насамперед за забезпеченням в умовах експлуатації заданих експлуатаційно-технологічних показників, до яких відносять насамперед продуктивність та пер. га споживання палива [1-6]. Трактори, які є основною частиною МТА, споживають в Україні вдвічі більше ресурсів, ніж зернозбиральні комбайни, і в 4-5 разів більше, ніж індивідуальна посівна, ґрунтообробна чи коренезбиральна техніка. За структурою тракторного парку України найбільша кількість тракторів припадає на трактори потужністю 80 - 110 к.с. (рис. 1.1) [7,8], до складу яких входять універсальні ґрунтообробні трактори серії МТЗ та ЮМЗ.

Рисунок 1.1 – Структура наявного тракторного парку у 2012 році
сільськогосподарських підприємств України

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

Таким чином, можна зробити висновок, що оцінку ефективності біодизеля слід проводити насамперед на тракторах серій МТЗ-80, ЮМЗ-8040/8240. Відомі дослідження [9,10] показали, що при роботі універсального трактора з багатьма сільськогосподарськими машинами двигун може працювати зі значним недовантаженням або на максимальній швидкості, або на часткових обертах, якщо не використовувати коробку відбору потужності. Однією з основних причин недовикористання потужності двигуна є обмеження робочих швидкостей агрегату під час технологічного процесу.

Ефективність сільськогосподарського трактора при виконанні різних технологічних процесів значною мірою визначається його економією палива двигуна [11,12,13].

За ГОСТ 7057-2001 [14] рекомендується оцінювати потужності і тягово-зчіпні якості трактора по максимальній тяговій потужності $N_{\text{тп}}$, покладеної за ГОСТ 18509-88 [15] в основу оцінки максимальної потужності двигуна $N_{\text{еп}}$ тягового ККД трактора. У роботі [3] запропоновано оцінювати тяговий ККД трактора по залежності $\eta_y = N_{\text{тм}} / N_{\text{еп}}$, а в роботі [17,18] - $\eta_t = N_t / N_e$, де N_t , N_e - тягова потужність трактора і відповідна потужність двигуна при різному зусиллі на гаку. На нееквівалентність η_y і η_t звернута увага в роботі [18], в якій зазначено, що їх ототожнення в деяких випадках, наприклад, при роботі колісних тракторів на низьких передачах, неприпустимо. У даних випадках є невідповідність між $N_{\text{тм}}$ і $N_{\text{еп}}$ [17]. В основі цих розбіжностей лежить недостатня вивченість потенціальних характеристик трактора, які були встановлені [16] як набір експериментальних кривих: тягової потужності, швидкості та витрати палива. Згідно з цією роботою, потенціал тягової характеристики проходить через точки тягових характеристик на передачах, що відповідають номінальній частоті обертання двигуна. При цьому не враховується коефіцієнт навантаження двигуна, який у [17,19] визначається як відношення поточного осередненого моменту двигуна $M_{\text{г-ср}}$ до номінального $M_{\text{г-н}}$, тобто

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\chi = M_{g-cp} / M_{g-n}$ Граничне значення λ , при яким не порушується невинна робота тракторного агрегату, оцінюється за коефіцієнтом експлуатаційного навантаження λ_e тракторного двигуна [19], обумовленому відношенням коефіцієнта пристосовності χ_n двигуна до коефіцієнта можливого перевантаження Δlim , тобто $\lambda_e = \chi_n / \Delta lim$. Звичайно χ_n , обумовленому по регуляторній характеристиці двигуна, перебуває в межах від 1,27 до 1,90; а Δlim варіюється в широких межах від 1,27 до 1,90. У цьому випадку $\lambda_e = 0,6 \div 0,9$. При перевищенні λ_e даних меж можлива робота двигуна на коректній галузях, що приводить до підвищеної витрати палива.

У технічних завданнях і технічних умовах на тракторні двигуни [15] паливна ефективність останніх задається двома величинами: питомою витратою палива при максимальній потужності та розрахунковою питомою витратою палива.

Ефективність, економічність і надійність двигуна багато в чому визначаються характером потоку і продуктивністю циклу. Паливно-економічні та екологічні показники двигунів внутрішнього згорання залежать від властивостей і якості розпилення палива, коефіцієнта надлишку повітря, ступеня стиснення, режиму роботи двигуна, кута випередження упорскування, дисоціації газів і тиску повітря на вході [20]. Зроблено висновок, що для підвищення паливно-економічних та екологічних показників тракторних дизелів необхідно: збільшити коефіцієнт надлишку повітря до 1,65 і частоту обертання колінчастого валу до 2400 хв-1, обмежити ступінь стиснення в межах 16, оптимальний кут випередження впорскування палива 6–10° пкв.

Ступінь використання потужності двигуна при виконанні окремих операцій на тракторі протягом року різний і залежить від специфіки виконуваної роботи. У зв'язку з цим питома витрата палива двигуном не характеризує паливну економію трактора. Іноді прийнято вважати, що припущення про пропорційність зниження витрати палива тракторів в

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатації зменшенню питомої витрати палива двигуном при номінальному режимі є неправомірним [21]. В якості показника, що наближає методику оцінки ККД двигуна до реальних умов експлуатації, встановлюється розрахункова питома витрата палива, яка розраховується як середнє арифметичне десяти значень питомої витрати палива за нормативними ділянками продуктивності двигуна, що визначається рівним інтервали потужності в діапазоні максимальної потужності до 50% номінальної потужності» (ГОСТ 18509-88 [15]). Ця цифра є більш правомірною, ніж питома витрата палива в номінальному режимі, щоб оцінити економію палива трактора. Проте розрахункова витрата палива трактора, розрахована за цим показником, береться з рівномірним розподілом роботи трактора від споживаної потужності в межах 50...100%.

У сільськогосподарських тракторах 30-60% робочого часу припадає на режими, при яких робоче навантаження дизеля не перевищує 60-70% повного при номінальній частоті обертання [11]. Крім того, значну частину часу (50%) двигун проводить в положенні регуляторів частоти обертання, що відповідає частковій подачі палива, і на холостому ходу. У роботі [21] зазначається, що ступінь використання потужності двигуна при виконанні трактором окремих операцій з їх річного набору різна і залежить від специфіки виконуваної роботи. Середнє навантаження двигуна Д-240, встановленого на тракторах серій МТЗ-80 і ЮМЗ-8040/8240, при номінальній потужності 59 кВт при дослідженні всього комплексу агрегатних машин (151 одиниця) становитиме 61%. Лише 13% сільськогосподарської техніки завантажують двигун приблизно на 95% [9].

При виконанні сільськогосподарських робіт необхідно прагнути максимально використовувати енергію машин. Однак через обмеження можливості оптимального укрупнення, швидкості МТА при виконанні різних технологічних операцій, використання тракторів на допоміжних роботах, урожайність сільськогосподарських культур нижча порівняно з розрахунковою та в експлуатації не забезпечується. Досягнута висока

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

енергонасиченість тракторів все більше вимагає при оцінці технічного рівня їх двигунів враховувати паливну ефективність при часткових обертах. У загальному випадку паливна ефективність двигуна трактора з урахуванням річного циклу та діапазону сільськогосподарських робіт оцінюється за середньорічною питомою експлуатаційною витратою палива, що визначається за формулою [21]:

$$g_{ee} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{Ti} T_i}{\sum_{i=1}^n N_{ei} T_i}, \quad (1.1)$$

де G_{Ti} і N_{ei} - часова витрата палива і експлуатаційна потужність двигуна на i -й операції; T_i - тривалість i -й операцій на протязі року; n - кількість операцій, що виконуються трактором; $\sum_{i=1}^n T_i$ - річний наробіток двигуна.

Найбільш повну інформацію про режими роботи двигуна надають багато параметрові характеристики суміщення щільності розподілення ймовірностей τ крутного моменту M_k і частоти обертів валу двигуна n [23]. Вихідним матеріалом для їх побудови є швидкісні характеристики двигуна, встановлені при різних фіксованих значеннях положення рейки (регулятора) паливного насосу високого тиску (ПНВТ) з шагом $\Delta h_p = 1$ мм і $\Delta n_p = 200$ хв⁻¹. Швидкісна характеристика і є основою (сіткою) для побудови тривимірної картини розподілення режимів. Висота стовбців є вірогідність τ появи режимів $M_i - M_{i+1}$ та $n_i - n_{i+2}$ (рис. 1.2).

Аналіз випробувань показує, що для двигуна Д – 240 трактора МТЗ – 80 при проведенні орних робіт найбільш імовірні режими роботи з $M_k = (0,23...0,9) M_{Nном}$ при $n = (0,9...0,95) n_{ном}$ (32% часу роботи) та $M_k = (0,12...0,7) M_{Nном}$ при $n = (0,46...0,6) n_{ном}$, тобто дві ярко виражені зони, перша з яких відповідає основній технологічній операції, друга – різним допоміжним. На транспортних операціях двигун робить в широкому діапазоні швидкісних – від $n = (0,5...1) n_{ном}$ та навантажувальних режимах – від 0,17 до 0,28 $M_{Nном}$. При цьому керування двигуном відбувається по

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

«автомобільному» типу, тобто постійно змінюється положення важеля паливоподачі. Ступінь використання потужності двигуна на транспортних роботах 25 – 30%.

Рисунок 1.2 – Розподілення режимів роботи двигуна Д 240 трактора МТЗ – 80 на транспортних операціях

Аналіз експлуатаційних випробувань показує, що дизельні трактори працюють на контрольній кривій лише 35 - 55% загального часу роботи. Крім того, з однієї третини часу робоче навантаження дизеля не перевищує 50% повного навантаження при номінальній частоті обертання колінчастого вала [24].

При цьому дизелі значну частину часу витрачають на роботу над частковими нормативними характеристиками. Відповідно, розрахункова питома витрата палива не може повністю охарактеризувати паливну

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

економію дизеля в експлуатації. У зв'язку з цим критика існуючих методів оцінки паливної ефективності дизельних двигунів сільськогосподарської техніки є цілком виправданою [12,21,24].

Оптимальне використання машинно-тракторного агрегату починається з вибору його складу та режиму роботи, який базується на тягових характеристиках трактора та залежно від опору сільськогосподарської техніки та швидкості роботи [10,26,27]. Оптимальний зв'язок енергетичних параметрів при агрегуванні трактора із серійними машинами за критерієм змінної продуктивності забезпечується маневруванням передач без урахування можливості використання різних швидкостей двигуна. Ефективність машинно-тракторного агрегату за рівних умов, що визначають тягову ефективність трактора і питомий опір сільськогосподарської машини, залежить від середнього ефективного тиску P_e , який розвиває двигун. Двигун Д - 240 забезпечує найбільш економічні режими роботи в діапазоні значень тиску $P_e = 0,5 - 0,6$ МПа. Середній тиск розраховується за формулою [10]:

$$P_e = \frac{V_p (P_{кр} + fG_{тр})}{0,3n_n \gamma \cdot V_l \eta_m}, \quad (1.2)$$

де V_p - робоча швидкість, м/с; $P_{кр}$ - тягове зусилля, Н; $G_{тр}$ - експлуатаційна маса трактора, кг; n_n - частота обертів двигуна, хв.⁻¹; γ - ступінь зниження частоти обертів валу двигуна в порівнянні з номінальним швидкісним режимом, %; V_l - літраж двигуна, л; η_i - механічний ККД трансмісії.

Ступінь зниження частоти обертів валу двигуна обчислюється за формулою[10]:

$$\gamma = \frac{V_p (P_{кр} + fG_{тр})}{0,3P_e n_n V_l \eta_m}, \quad (1.3)$$

Залежно від умов роботи агрегату робочої швидкості та тягового опору теоретично можна розрахувати вигідне значення ступеня зниження частоти обертання колінчастого вала при мінімальній витраті палива при недовантаженні двигуна трактора. Знижуючи частоту обертання валу Д - 240 до 1600 хв-1, можна знизити питомі витрати палива до 20% залежно від

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

навантаження.

У [25] зазначається, що неможливо визначити витрату палива по всьому полі тягових характеристик, а також між передачами. При цьому при технічному нормуванні механізованих робіт необхідно знати витрату палива в будь-якій точці тягової характеристики. Тепер це робиться шляхом екстраполяції, яка займає багато часу і передбачає великі похибки. Набагато простіше і точніше визначити витрату палива в кожній точці тягової характеристики, побудувавши багатопараметральну тягову характеристику, розраховану за експериментальними даними для кожної з передач годинної витрати палива, тягової сили та фактичної швидкості.

Для дизельного двигуна в цьому відношенні вже накопичено великий досвід і досягнуто значного зниження витрати палива двигуном за рахунок зниження частоти обертання колінчастого валу двигуна (часткові режими) та маневрування передачами трактора [28]. У той же час [29] запропонував досить «молодий» метод регулювання дизельного процесу шляхом зміни фізико-хімічного складу палива. Полягає в додаванні в основне дизельне паливо різних горючих і негорючих речовин під час роботи. Зазначається, що завдання цього методу – регулювати дизельне паливо, а не економити нафтове паливо, замінюючи його присадками. Регулювання зміни складу палива раціонально проводити на режимах підвищених навантажень, поблизу зовнішньої швидкісної характеристики роботи двигуна.

З іншого боку, розглянемо вищенаведений метод регулювання дизельного палива, тобто поставте за мету, додавши до основного палива одне з альтернативних видів палива, змінити номінальну потужність двигуна для більш повного навантаження двигуна. Це можна реалізувати таким чином - додаючи до дизельного палива (ДП), теплота згоряння якого становить $42,5 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$, наприклад, метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО) тепла згоряння - $37,7 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$, в різних пропорціях. У цьому випадку можна отримати зміну потужності в досить широкому діапазоні, крім

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

запропонованого раніше зниження частоти обертання колінчастого вала; маневрена трансмісія, раціональна агрегація, дозволить оптимально навантажити двигун МТА, і в результаті довести його робочі параметри до найменшої питомої витрати палива.

1.2 Особливості експлуатації МТА при використанні біодизельного палива

Протягом ХХ століття нафта є основним енергетичним ресурсом, але міжнародні експерти прогнозують зниження світового видобутку нафти після 2010 року. Тому перспективи використання двигунів внутрішнього згоряння як силових установок для тракторів, сільськогосподарської техніки пов'язані з вирішенням ряду альтернативних видів палива зменшення забруднення навколишнього середовища [30].

Альтернативи включають паливо, отримане з відновлюваних і невідновлюваних ресурсів. Паливо, одержане з рослинної сировини, так зване біопаливо, включає: етанол, метанол, диметиловий ефір, біогаз, біодизель, рослинні олії.

Для тягових автомобілів на сучасному етапі найбільш перспективний біодизель [31], який є продуктом переестерифікації рослинних олій і являє собою суміш метилової або етилової жирних кислот. Його можна використовувати в чистому вигляді, тобто у вигляді суміші зі звичайним дизельним паливом у будь-яких пропорціях. Сировиною для нього є рослинні олії (ріпакова, соєва, соняшникова, кукурудзяна тощо), метанол та етанол [32].

У європейських країнах з кожним роком зростає частка альтернативних видів палива. Виробництво та споживання біопалива повністю підтримується Європою за допомогою низки стратегічних рішень.

Міжнародна енергетична асоціація (ІЕА) прогнозує, що світове виробництво біопалива зросте до 150 млн т до 2030 р. Річний темп зростання

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

складе 7-9%. У результаті до 2030 року частка біопалива в обсязі палива в транспортній сфері досягне 4-6%.

Актуальність використання альтернативних видів палива визначена законодавством практично в усіх розвинених країнах. Виробникам і споживачам альтернативних видів палива на державному рівні надаються різні види пільг. Проте аналіз показує, що на сьогоднішній день практичне застосування того чи іншого альтернативного палива не має широкого поширення і носить локальний характер. Насамперед це пов'язано з первинними виробничими та експлуатаційними витратами на масштабне переведення двигунів на альтернативні види палива, а також лобіюванням цього процесу виробниками традиційного нафтового палива [33].

У зв'язку з прогнозованим зниженням видобутку та якості нафти будуть використовуватися альтернативні види палива, що зазвичай не вирішує проблему забезпечення України дизельним паливом. А за даними випробувань [34,35,36,37,38,39,40] при використанні альтернативного палива незначно погіршується горіння, надійність, токсичність і димність вихлопних газів. Розглядаючи можливість використання того чи іншого палива на двигуні, необхідно враховувати його вартість, доступність, безпеку використання, вплив продуктів його згоряння на навколишнє середовище. Сучасні методи пропонують оцінювати альтернативні види палива з урахуванням повного життєвого циклу з урахуванням економічних витрат [41].

Для розширення ресурсу дизельного палива перспективним є одержання палива з відновлюваних джерел, таких як рослинні олії (соєва, рапсова, соняшникова). Рослинні олії — це гліцерин (гліцеринові ефіри ненасичених кислот). Їх отримують гідралічною обробкою олійних культур. За своєю структурою рослинні олії мало відрізняються одна від одної і відрізняються лише вмістом вуглецю та насиченістю жирних кислот [42]. Масла мають вуглеводневий склад, близький до дизельного палива, і трохи гірше за теплотворною здатністю, тому їх можна використовувати в дизелях.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Перспективним напрямком використання альтернативних видів палива є розробка методів отримання різноманітних ефірів рослинних олій. Використання метилового та етилового ефіру ріпакової олії визначено як перспективний напрямок використання рослинної олії в багатьох країнах Європи. Якщо характеристики чистої олії та суміші олії та дизельного палива істотно відрізняються від характеристик дизельного палива, то ефіри ріпаку мають характеристики, подібні до дизельного палива, і можуть використовуватися на двигунах без додаткових змін конструкції [42,43].

Навіть Рудольф Дизель, запатентувавши свій винахід, мав на увазі, що двигун може працювати на рослинних оліях. Дійсно, в деяких країнах Європи в 80-90-х роках почали використовувати рослинні олії та їх складні ефіри як паливо для дизельних двигунів (табл. 1.1) [44].

ФГУП «НАМІ» провів аналіз ефективності використання нафти та біопалива в дизелях у повному життєвому циклі [30], [45]. Показано, що використання біодизеля є ефективним засобом зниження витрати палива, а також знижує вартість повного життєвого циклу дизельних двигунів з урахуванням втрат.

Використання біодизеля в порівнянні з нафтовим дизелем у повному життєвому циклі дозволяє знизити вартість природних ресурсів на 55 - 65%; скоротити викиди парникових газів у 3,4 - 4,6 рази; зменшити шкоду довкіллю на 15 - 16%; зменшити витрати з урахуванням екологічних втрат на 40% [46].

Існує багато публікацій щодо використання альтернативних видів палива, їх впливу на потужність двигуна та питома витрата палива [47,48,49,50]. Загалом автори сходяться на думці, що використання цих палив знижує потужність двигуна, збільшує питомі витрати палива, але покращує екологічні характеристики двигуна.

У роботі [47] обґрунтовано, що використання чистої ріпакової олії як палива для дизельного палива призводить до збільшення питомої ефективної витрати палива на 10...25%. У роботі [48] зазначається, що використання

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

суміші дизельного палива та метилових ефірів ріпакової олії у співвідношенні 80:20 призводить до збільшення погодинної витрати палива на 1,9...4,2%.

Таблиця 1.1 – Національні стандарти на біодизельне паливо

Країна	Європ а	Австрія	Чехія	Франція	Німеччина	Італія	Швеція
Стандарт / Специфікація	EN 14214	ON C1191	CSN 65 6507	<u>Journal</u> <u>Officiel</u>	DIN V 51606	UNI 10635	SS 155436
Дата прийняття	2003	Липень 1997	Вересень 1998	Вересень 1997	Вересень 1997	Квітень 1997	Листопад 1996
Назва	FAME	FAME	RME	VOME	FAME	VOME	VOME
Густина при 15 °C/см ³	0,86- 0,90	0,85- 0,89	0,87- 0,90	0,87- 0,90	0,875-0,90	0,86- 0,90	0,87- 0,90
Кінематична в'язкість, мм ² /с при 40 °C	3,5-5,0	3,5-5,0	3,5-5,0	3,5-5,0	3,5-5,0	3,5-5,0	3,5-5,0
Фракційний склад, °C 95 %	-	-	-	< 360	-	< 360	-
Температура сплоху, °C	> 120	> 100	> 110	> 100	> 110	> 100	>100
Гранична температура фільтрування, °C	-	0/-15	-5	-	0/-10/-20	-	-5
Температура застигання, °C	По країні	-	-	<-10	-	<-15	-

У роботі [49] обґрунтовано найбільш оптимальний склад біодизельного палива, який не перевищує 70 % дизельного палива та 30 % метилових ефірів ріпакової, соняшникової чи соєвої олії. З такими сумішами зниження ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива буде в межах 3...5%, що істотно не вплине на продуктивність АІТ, при цьому зниження вмісту забруднюючих речовин у вихлопних газах буде в межах: дим – 10 %; СО до 30%. Дослідження показали, що при використанні 100% MERO як альтернативного палива ефективна потужність двигуна знижується на 12%, а питома витрата палива збільшується на 10...13% (рис. 1.3).

Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що при використанні змішаних палив: 95% дизельного палива і 5% МЕРО, крива 1; 90% дизельного палива і 10% МЕРО, крива 2; 70% дизельного палива і 30% МЕРО, крива 4 зниження ефективної потужності і збільшення питомої витрати палива відбувається на 3...5%.

Рисунок 1.3 – Регуляторна характеристика дизеля СМД-14Н:

0 – ДП; 1 – 95% ДП та 5% МЕРО; 2 – 90% ДП та 10% МЕРО; 3 – 80% ДП та 20% МЕРО; 4 – 70% ДП та 30% МЕРО; 5 – 50% ДП та 50% МЕРО; 6 – 30% ДП та 70% МЕРО; 7 – 100% МЕРО [49]

Зниження ефективної потужності дизельного двигуна можна пояснити значеннями енергетичних характеристик дизеля та біодизеля.

Співвідношення результатів для різних видів палива відповідає відношенню нижчих значень теплоти згоряння, яке можна представити для змішаного палива у вигляді:

$$Q_H^{Сум} = A \cdot Q_H^{ДП} + B \cdot Q_H^{АП}, \quad (1.4)$$

де $Q_H^{Сум}$ – нижча теплота згоряння суміші, МДж/кг; А– доля дизельного

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

палива в суміші; $Q_H^{дп}$ – нижча теплота згоряння дизельного палива, $Q_H^{дп}=42,5$ МДж/кг; B – доля альтернативного палива в суміші; нижча теплота згоряння альтернативного палива $Q_H^{ап}=37$ МДж/кг.

Дослідження [49] та розрахунки за формулою показали, що при використанні змішаного палива до значень не більше 70% ДП і 30% МЕРО і номінальних значень дизеля контролюють параметри за кутом випередження потужності упорскування та питомою витратою палива. збільшується на 3...5%.

У роботі [50] метою було визначити вплив альтернативних видів палива на продуктивність тракторного дизеля в чистому вигляді та в суміші з дизельним паливом у різних пропорціях, встановити фрикційний склад дизельне паливо + альтернативне паливо (у тому числі дизельне паливо + МЕРО).), витрата палива не перевищує 5%. На рисунку 1.4 наведені залежності питомої витрати палива від потужності двигуна, отримані за нормативними характеристиками для різних видів палива та їх сумішей з дизельним паливом.

Рисунок 1.4 – Залежність питомої витрати палива дизеля 4ЧН 12-14 від типу палива:

1 - чисте ДП; 2 - 95% ДП і 5% МЕРО; 3 - 90% ДП і 10% МЕРО; 4 - 80% ДП і 20% МЕРО; 5 - 30% ДП і 70% МЕРО; 6 - чистий МЕРО [50]

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Як впливає з даних, показаних на цьому рисунку, найнижча мінімальна витрата палива спостерігається при випробуванні на чистому дизельному паливі, найвища при випробуванні на чистому MERO. Витрата палива при випробуванні дизеля на сумішах дизельного палива і MERO в різних пропорціях є проміжним. Так, збільшення питомої витрати палива в суміші 95% BF і 5% MERO становить 2%, в суміші 90% BF і 10% MERO - 4%, у суміші 80% BF і 20% MERO - 6%, у суміші 70% BF і 30% MERO- 9%.

Отже, за результатами випробувань можна зробити висновок, що використання MERO як палива доцільно у вигляді суміші з дизельним паливом у пропорції 10 ... 15 % з попереднім підігрівом палива до температури приблизно 70 С

У роботі [51] була проведена робота з вивчення використання альтернативного палива на дизельних двигунах. У роботі представлені результати дослідів на двигунах тракторів МТЗ-80, 82 серії; К-700; ХТЗ-150 К при використанні дизельного палива, суміші ріпакової олії з дизельним паливом та при використанні газобалонного обладнання. При роботі двигуна Д-240 на дизельному паливі та суміші ріпакової олії та дизельного палива при номінальному режимі забезпечується однакова номінальна потужність (рис. 1.5). У той же час збільшується погодинна витрата палива на змішане паливо за рахунок більшої щільності ріпакової олії, зменшуються втрати палива в зазорах парів плунжера за рахунок більшої в'язкості. Питома витрата палива зростає при роботі дизеля Д-240 на змішаному паливі пропорційно зменшенню теплоти згоряння палива (9%). Коригувальний запас крутного моменту для змішаного палива 17,6% і дизельного палива 14,7%. За частковими швидкісними характеристиками суміш ріпакової олії працює краще, ніж дизельне паливо.

Тобто багато вчених, які вивчали перетворення двигунів внутрішнього згоряння на альтернативні види палива, будь то чисті масла або ефіри жирних кислот цих масел, сходяться на думці, що робота на альтернативних видах палива можлива без істотних структурних змін двигунів і не впливає істотно на основні енергоекономічні показники.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Рисунок 1.5 – Регуляторна характеристика дизеля Д-240: (—) – ДП;
(----) – суміш ДП 25% + ріпакової олії 75 % [51]

Перспективи використання дизельних двигунів у сільськогосподарській техніці пов'язані з вирішенням проблеми заміни дизельного палива альтернативними видами палива та зменшенням забруднення навколишнього середовища. Але головною проблемою на даний момент є відсутність інформації та досліджень, спрямованих на вивчення терміну служби двигунів на альтернативному паливі.

У роботі [52] було зазначено, що використання дизельного палива в суміші з етиловими ефірами рослинних олій зменшить вміст сірки в паливі та покращить його змащувальні властивості. Заміна метилового спирту, який є сильною отрутою, виключає можливість отруєння його парами. Виробництво

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

етанолу з відновлюваних сільськогосподарських ресурсів забезпечує повну незалежність від нафтових спиртів і забезпечить повне використання виробничих потужностей лікєро-горілочаних заводів. УкрНДІМЖ УААН (Харків) розробила технологію, яка використовує в якості каталізатора замість лугу алкілбензолсульфокислоту (АБСК), що дозволить знизити собівартість виробництва. Менш виражена агресивність етанолу до гумових ущільнювачів усуває шкоду від його побічної дії і підвищить допустимий залишковий вміст етанолу з 0,2% до 5%. Отримані характеристики етилових ефірів ріпакової, соняшникової та соєвої олії відповідають встановленим вимогам, що дозволить у подальших стендових випробуваннях дизельного двигуна визначити його техніко-економічні та екологічні показники. У роботі [53] на основі нової технології виробництва була розрахована вартість біодизеля на основі ріпакової олії. Вартість біодизеля нижча, ніж дизельного палива, що робить його використання в АІТ економічно доцільним. Так, у [51] немає змін в роботі паливної апаратури. Зокрема, зазначено, що під час операції коксування отворів форсунок інжектора розпилювача при роботі на суміші дизельного палива та ріпакової олії було навіть менше, ніж для дизельного палива.

Однак у висновках [50] зазначено, що необхідно покращити параметри паливної апаратури для забезпечення техніко-економічних показників, близьких до чистого дизельного палива. У цьому випадку вдосконалення може йти двома шляхами: створення такого обладнання, яке відповідало б вимогам багатопаливного двигуна; створення паливної апаратури, пристосованої для роботи на біодизелі. Висновок про термін служби елементів паливної апаратури до технічного обслуговування можна зробити тільки після тривалих експлуатаційних випробувань. Зокрема, дайте відповідь на питання, як використання біодизеля впливає на коксування отворів форсунок інжекторного розпилювача.

В роботі [54] стверджується, що необхідно скоротити час обслуговування форсунок за рахунок коксування, але зазначає, що немає

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

достовірних даних про характер залежності зміни ємності форсунок від часу роботи, щоб визначити, що вимагає довгострокові експлуатаційні випробування. Звертається увага на швидший вихід з ладу фільтрів тонкого очищення. Також у роботах [51,54] відзначається позитивний вплив використання альтернативних видів палива на роботу паливного насоса. У роботі [54] було запропоновано навіть продовжити термін його служби без технічного огляду при роботі на ефірах рослинних олій двічі. У роботі [55] зазначено, що при роботі АІТ як на дизелі, так і на біодизелі практично однакова експлуатаційна продуктивність із збільшенням питомої витрати палива на 2,75 % при роботі двигуна на біодизелі. Такі результати отримані на складі МАІ трактора ХТЗ-121 із здвоєними шинами 23.1R26, центральною частиною начіпки СП-16 та двома культиваторами КПС-4 з боронами БЗТС 1.0 при роботі двигуна в межах 86%. При експериментальних дослідженнях цього агрегату було використано біодизель у складі дизельного палива 50% + метиловий ефір соняшнику 50%.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

2 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Класифікація характеристик двигунів внутрішнього згорання

Робота автотракторних двигунів протікає в умовах взаємно незалежної зміни потужності і частоти обертання. На будь-якому з швидкісних режимів навантаження взагалі може бути відсутнім (режим холостого ходу) або змінюватися від будь-якого часткового до максимального значення. При цьому важливо встановити кількісні показники робочого процесу двигуна і закономірності їх зміни.

Залежності потужностних, економічних, температурних, спрацьовувальних та інших показників, визначуваних при випробуванні двигуна, від тих або інших параметрів як правило представляють графічно.

Подібного роду зв'язки одних параметрів з іншими – характеристики двигуна. Або характеристиками двигуна називають залежності основних показників його роботи від того або іншого чинника. До основних показників роботи двигуна відносяться потужність, частота обертання, крутний момент або середній ефективний тиск, а також годинну і питому витрати палива.

Призначення характеристики полягає у виявленні залежності якого-небудь основного показника (показників) роботи двигуна від іншого показника або чинника.

Залежно від параметра, який прийнятий як незалежний змінний, розрізняють, наприклад, наступні характеристики [56, 57, 58]:

– по складу суміші (незалежні змінні: коефіцієнт надлишку повітря α або годинна витрата палива G_T);

– по установочному куту випередження запалення в карбюраторному двигуні або впорскування палива в дизелі (незалежні змінні: кут випередження запалення $\varphi_{зан}$ або впорскування палива $\varphi_{впр}$);

навантажувальні (незалежні змінні: середній ефективний тиск p_e або ефективна потужність N_e);

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

швидкісні (незалежна змінна – частота обертання n);
регуляторні (незалежні змінні: частота обертання n або ефективна потужність N_e);

холостого ходу (незалежна змінна – частота обертання n).

названі характеристики не вичерпують всього їх різноманіття. Наприклад, відповідно до ГОСТ 18509-80 «Дизелі тракторні і комбайнові. Методи стендових випробувань», окрім вказаних, передбачається зняття регульовальних характеристик по тиску на впуску і випуску; характеристик стійкості, умовних механічних втрат, рівномірності роботи циліндрів, продуктивності насоса системи охолодження і вентилятора дизеля з повітряним охолодженням, димності відпрацьованих газів, пускових, вібраційних, шумових і інших характеристик [56].

Режими роботи двигуна і характер протікання робочого процесу впливають не тільки на потужність і економічність, але і на температурні умови, зносостійкість і токсичність викидів двигунів. Тому в аналізі характеристик приводять також дані, що показують зміну температури і зносу деталей, токсичності викидів в умовах того або іншого режиму роботи двигуна.

Характеристики визначають при випробуваннях двигунів, програма яких залежить від поставленої задачі, і використовують для підбору оптимальних значень окремих регульовальних параметрів; контролю якості двигунів, що випускаються і ремонтуються; визначення конструктивних, динамічних властивостей і економічних показників як нових, так і модернізованих двигунів.

Характеристики двигунів дають також початковий матеріал для вивчення динамічних і економічних властивостей тракторів і автомобілів.

Побудова деяких характеристик на основі розрахункових даних можна розглядати як наближені рішення, що дозволяють зробити орієнтовні висновки по проектуваному двигуну або заздалегідь оцінити показники роботи виконаного двигуна.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Дослідні дані для побудови характеристик одержують в умовах сталого режиму роботи. Випробовувані двигуни повинні бути відповідно укомплектовані, мати нормальний технічний стан і експлуатаційні регулювання.

При вивченні характеристики дається її визначення, а також розглядаються значення, умови зняття і аналіз характеру кривих; порівнюються показники роботи двигунів з різними способами сумішоутворення і згорання в умовах даної характеристики [59, 60].

2.2 Основні визначення і поняття термінів при випробуваннях двигунів

Перед розглядом характеристик необхідно дати пояснення і позначення основних термінів, вживаних в стандартах на методи випробувань двигунів .

Номінальна потужність N_e – призначається підприємством-виробником ефективна потужність дизеля при номінальній частоті обертання, повній подачі палива, нормальних атмосферних умовах, температурі і густині палива. На випробувальний стенд дизель встановлюють без вентилятора, очисника повітря, глушників шуму впуску і випуску, іскрогасника, випускної труби і нейтралізатора відпрацьованих газів, а також без устаткування, споживаючого потужність, але його не обслуговуючого.

Експлуатаційна потужність N_{ec} – ефективна потужність дизеля, що призначається підприємством-виробником, при номінальній частоті обертання, повній подачі палива і нормальних атмосферних умовах, температурі і густині палива. На випробувальному стенді дизель повинен бути укомплектований всім устаткуванням для його обслуговування, незалежно від того, встановлене воно на дизелі або тракторі (комбайні), для якого він призначений. Устаткування, не обслуговуюче дизель, але споживаюче його потужність, повинно бути відключено або знято. В тому випадку, якщо це не передбачено конструкцією, воно повинне працювати без

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

навантаження.

Максимальна потужність N_{eN} – найбільше значення ефективної потужності встановленого на випробувальному стенді дизеля, знята при повній подачі палива.

Гранична потужність – найбільше значення ефективної потужності дизеля, встановленого на випробувальному стенді, знята при безвідмовній роботі протягом 15 хвилин при постійній частоті обертання із стабільною потужністю і витратою палива. Дизель повинен бути без вентилятора, очисника повітря, глушників шуму впускання і випуску, іскрогасника, випускної труби і нейтралізатора відпрацьованих газів, а також без устаткування, споживаючого потужність, але його не обслуговуючого. Регулятор частоти обертання і обмежувач подачі палива повинні бути зняті або відключені.

Номінальна частота обертання n – частота обертання колінчастого валу дизеля, при якій підприємством-виробником призначаються номінальна і експлуатаційна потужності.

По СТ СЕВ 2560-80 для дизелів прийняті потужність нетто, приведена потужність нетто і експлуатаційна потужність.

Потужність нетто N_e^{Net} – це потужність встановленого на випробувальному стенді дизеля, що знімається з кінця колінчастого валу або його конструктивного еквівалента, через який здійснюється основний відбір потужності, при повній подачі палива; дизель повинен бути укомплектований всім устаткуванням, обслуговуючим його, незалежно від того, встановлене воно на дизелі, або на тракторі, або комбайні, для якого цей дизель призначений; устаткування, не обслуговуюче дизель, повинне бути відключене або зняте, а в тому випадку, якщо це не передбачено конструкцією, повинне працювати без навантаження.

Приведена потужність нетто N_{e0}^{Net} – це потужність нетто при тиску сухого повітря 99 КПа і температурі навколишнього повітря 25 °С.

Методи визначення потужності нетто тракторних і комбайнових

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

дизелів передбачені також ГОСТ 25033-81.

По ГОСТ 14846-81 (СТ СЕВ 765-77) для карбюраторних двигунів прийняті наступні основні терміни [57].

Потужності нетто N_n і брутто N_b - це потужності, зняті з колінчастого валу (або. його еквівалента) двигуна, виготовленого, відрегульованого і обкатаного відповідно до технічних умов при повністю відкритому дроселі у двигунів з іскровим запаленням і при повній подачі палива у дизеля. При визначенні потужностей нетто і брутто двигуни мають різну укомплектованість, обумовлену ГОСТ 14846-81.

Крутні моменти нетто $M_{к.н}$ і брутто $M_{к.б}$ – це крутні моменти, зняті з колінчастого валу двигуна, виготовленого, відрегульованого і обкатаного відповідно до технічних умов на двигун, при повністю відкритому дроселі у двигуна з іскровим запаленням і при повній подачі палива у дизеля. При визначенні крутних моментів нетто і брутто двигуни мають різну укомплектованість, обумовлену ГОСТ 14846-81.

Мінімальна робоча частота обертання n_{min} – це якнайменша частота обертання колінчастого валу при повністю відкритому дроселі у двигуна з іскровим запаленням і при повній подачі палива у дизеля, при якій двигун працює стійко не менше 10 хв.

Максимальна робоча частота обертання n_{max} – це найбільша частота обертання колінчастого валу при повністю відкритому дроселі у двигуна з іскровим запаленням і при повній подачі палива у дизеля, встановлена в технічних умовах на двигун.

Частота обертання, відповідна максимальному крутному моменту $n_{M_{Kmax}}$ – це частота обертання колінчастого валу, при якій двигун розвиває максимальний крутний момент.

Максимальна частота обертання холостого ходу $n_{х.х. max}$ - це найбільша частота обертання, встановлена в технічних умовах на двигун.

Мінімальна частота обертання холостого ходу $n_{х.х. min}$ – це якнайменша частота обертання, встановлена в технічних умовах для стійкої роботи

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

двигуна на холостому ході не менше 10 хв.

Годинна витрата палива G_T – це маса палива, що витрачається за 1 год на заданому режимі роботи двигуна.

Питома витрата палива g_e – це маса палива, що витрачається в двигуні за 1 год, віднесена до відповідної приведеної потужності, що розвивається двигуном. Питома витрата палива газових двигунів допускається виражати як питому витрату енергії в Дж/(кВт·ч).

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є визначення регуляторної характеристики дизеля при його роботі на традиційному дизельному паливі і метилових ефірах ріпакової олії для подальшого розрахунку тягової характеристики колісного трактора МТЗ-100.

Дослідження проводилися в лабораторних умовах.

Програмою досліджень передбачалося:

- а) зняття регуляторної характеристики дизеля при роботі на традиційному дизельному паливі;
- б) зняття регуляторної характеристики дизеля при роботі на метилових ефірах ріпакової олії;

3.2 Об'єкти досліджень

Для лабораторних досліджень використовувався чотирьохциліндровий дизель Д-245.5 (рис.3.1). Основні технічні дані дизеля наведені в таблиці 3.1 .

Рисунок 3.1 – Дизель Д-245.5

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика двигуна Д-245.5

№ п/п	Показник	Значення
1.	Число циліндрів	4
2.	Розміщення циліндрів	Рядне вертикальне
3.	Порядок роботи двигуна (відлік із сторони вентильатора)	1–3–4–2
4.	Діаметр циліндра, мм	110
5.	Хід поршня, мм	125
6.	Робочий об'єм циліндрів, л	4,75
7.	Степінь стиску	15,1
8.	Номінальна потужність, кВт (к.с.)	77,2 (105)
9.	Номінальне число обертів, хв ⁻¹	1800
10.	Максимальний крутний момент при 1200...1300 хв ⁻¹ , Н·м	397
11.	Мінімальна питома витрата палива, г/е.кВт-год	217
12.	Паливний насос високого тиску	4УТНИ-Т

Під час лабораторних досліджень застосовувались еталонні форсунки ФД-22 з чорирьохдірковими розпилювачами РД4 х 0,34 із тиском початку впорскування палива $17,5 \pm 0,2$ МПа і серійні нагнітальні трубки високого тиску із зовнішнім діаметром $7,0 \pm 0,3$ мм і внутрішнім діаметром $2,0 \pm 0,15$ мм [57].

3.3 Установки та обладнання для експериментальних досліджень.

Вимірювальна апаратура

Для проведення моторних досліджень дизеля А-41 і зняття регуляторних характеристик був використаний електричний стенд ГОСНИТИ асинхронною машиною типу АК (рис.3.2) [61].

Електричні гальма змінного струму на базі асинхронних двигунів з фазним ротором прості по будові, мають порівняно невеликі габарити, але не забезпечують досить широкого діапазону регулювання частоти обертання.

Електричні гальмівні стенди ГОСНИТИ з асинхронними електричними машинами застосовують для обкатки і випробувань тракторних, комбайнових і автомобільних двигунів [61].

На рис.3.2 показано пристрій стенду ГОСНИТИ з асинхронною машиною типа АК. Балансувальна електрична машина 1 цапфами бічних щитів спирається на кулькові самовстановлюючі підшипники стійок 2. До плити 3 прикріплені стійки 2 і стійка маятникового вагового механізму 4.

Рисунок 3.2 – Електричний стенд ГОСНИТИ з асинхронною машиною типа АК:

1 - асинхронна машина; 2 - стійка; 3 - плита; 4 - ваговий механізм; 5 - датчик електричного тахометра; 6 - карданний вал.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Рисунок 3.3 – Електричний стенд ГОСНИТИ асинхронною машиною типу
АК

Карданний вал 6 сполучає між собою вали ротора машини і випробовуваного двигуна. Частота обертання валу машини вимірюється електричним тахометром, датчик 5 якого приводиться в обертання від валу машини через зубчасту передачу.

Рідинний регулювальний реостат призначений для зміни струму в обмотці ротора і тим самим частоти обертання валу асинхронної машини, як в режимі двигуна (холодна обкатка), так і в режимі генератора (гаряча обкатка і випробування двигуна). Реостат є закритим сітчастим кожухом баком місткістю 300 л, наповнений 1...3%-ним розчином кальцинованої соди. Усередині бака на валу за допомогою ізоляторів закріплені три електроди, кожний з яких складається з трьох сталевих пластин, середня з яких основна, а дві бічних--додаткові. Кожен електрод сполучений дротом з фазовою обмоткою ротора. Змінюючи ступінь занурення електродів в рідину,

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

регулюють активний опір в обмотках ротора і тим самим частоту його обертання (у режимі двигуна) або навантаження (у режимі генератора).

Температура рідини в баку (біля 50°C) підтримується за допомогою електронасоса, що переміщує розчин, і охолоджуючої води, циркулюючої в сорочці бака.

Якщо раніше на стендах з машиною типа АК реостат приводився в рух рукояткою черв'ячної передачі, то тепер на стендах з машиною типа АКБ завдяки застосуванню електричного виконавчого механізму роботою реостата можна управляти дистанційно, за допомогою кнопок управління, розташованих на окремому пульті.

На основному пульті управління стендом, окрім циферблата вагового механізму, встановлені манометр для вимірювання тиску масла в системі мастила двигуна, два показчики дистанційних термометрів для вимірювання температури води на вході і виході з сорочки двигуна, вимірювач електричного тахометра.

Асинхронні балансирні гальмівні машини типа АКБ в порівнянні з машинами типа АК володіють рядом особливостей: щітковий механізм введений в корпус машини, на бічних щитах передбачені цапфи для балансирної підвіски машини на стійках, збільшений перетин обмотки ротора, бандажі ротора із сталевих дротів замінені стрічкою із стеклотканини, вал ротора виведений в обидва кінці машини. Всі ці удосконалення дозволили гальмівній машині працювати з частотою обертання до 3000 хв^{-1} .

На рис.3.4 як приклад приведена електрична схема стенду СТЕУ-40. Перед пуском електродвигуна включають рубильник P мережі. Спалахують сигнальні лампи L , що показують, що всі фазові обмотки балансирної машини $БМ$ знаходяться під напругою. Натиснувши кнопку «Пуск» магнітного пускача і поступово заглиблюючи електроди рідинного реостата, приводять в обертання ротор електричної машини $БМ$ і вал двигуна $ДВС$. Із збільшенням заглиблення електродів частота обертання ротора підвищується.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Рисунок 3.4 – Електрична схема гальмівного стенду СТЕУ-40:

Р - рубильник; МП - магнітний пускач; Л - сигнальні лампи; БМ - балансірна машина - асинхронний електродвигун з фазним ротором; ДВС - випробовуваний двигун внутрішнього згорання; ВР - водяний реостат в ланцюзі ротора; ЦН - циркулярний насос системи охолодження водяного реостата.

Після включення запалення (подачі палива), пуску випробовуваного ДВС і підвищення частоти обертання більш ніж 1000 хв^{-1} електрична машина БМ перейде в режим роботи генератора і, гальмуючи дослідний двигун, віддаватиме електроенергію в мережу. За даними випробувань стендів ГОСНИТИ, коефіцієнт віддачі електроенергії в мережу (у інтервалі гальмівної потужності) складає 0,7.

Слід помітити, що стенди ГОСНИТИ оснащені автоматичними пристроями, що забезпечують перемикання заданих режимів обкатки і випробування двигуна і контроль за його роботою. Так, застосовані дистанційне керування реостатом; автоблокування, що запобігає запуску стенду, якщо електроди реостата не знаходяться в початковому положенні; світлова сигналізація; дистанційні показчики тиску і температури масла в системі мастила і температури води в системі охолодження; дистанційний

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

показчик частоти обертання валу гальма і ін.

Недоліком розглянутих балансирних машин трифазного струму є обмежена межа мінімальної частоти обертання (1000 об/мин) при роботі машини в гальмівному режимі.

Стенд обладнувався наступними вимірювальними пристроями та установками:

а) установкою для вимірювання витрати палива по масі.

Витрату палива за дослід вимірюють по його об'єму або по масі. У лабораторній практиці і у виробничих умовах найчастіше користуються другим способом [56].

На рис.3.5 представлена схема установки для вимірювання витрати палива по масі, застосована на серійних електростендах ГОСНИТИ. Складова посудина місткістю не менше 1 л встановлюють на ваги, які розташовують на 200-250 мм вище за паливний насос випробовуваного двигуна. В посудину заповнену паливом, опущена трубка, яка через триходовий кран і дві трубки сполучає його з паливним баком і насосом.

Техніка вимірювання маси палива, витраченої за дослід, полягає в наступному. Після сигналу «початок дослід» поворотом триходового крана переводять живлення двигуна на паливо з посудини. У міру витрачання палива стрілка вагів відхиляється. В той момент, коли стрілка знаходиться проти поділки шкали, яка відповідає найближчій сотні грам, включають секундомір і вимикають його після того, як двигуном буде витрачена задана маса палива (як правило 100 г). Потім триходовий кран встановлюють в положення, при якому живлення в двигун подається з паливного бака. У журнал спостережень записують масу і час витрати дози палива за досвід.

Годинну витрату палива (кг/ч) підраховують по формулі [61]:

$$G = \frac{3,6 \cdot \Delta g}{\tau}, \quad (3.1)$$

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

а) схема

б) загальний вид

Рисунок 3.5 – Схема установки для вимірювання витрати палива по масі

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Δg – маса дози палива, витрачена за дослід, г;

τ – час дослід, с.

б) газолічильником РГ-400-П;

Для вимірювання витрати повітря при випробуваннях автотракторних двигунів застосовують повітроміри (типу газового годинника). На рис.2.6 показана схема визначення витрати повітря за допомогою такого повітроміра. Повітромір складається з верхнього 2 і нижнього 5 роторів, встановлених усередині корпусу. Від валу нижнього ротора 5 обертання передається стрілці лічильника 6 через проміжну шестерню 7 і шестерні механізму лічильника. Шкала лічильника 6 протарірована в одиницях об'єму (м^3) проходячого повітря [8].

Рисунок 3.6 – Схема повітроміра:

1 - ресивер; 2 - верхній ротор; 3 - манометр; 4 - повітряний фільтр; 5 - нижній ротор; 6 - лічильник витрати повітря; 7 - проміжна шестерня.

Між повітроміром і двигуном встановлений ресивер 1, який усуває вплив пульсацій поступаючого повітря на показання лічильника повітроміра. Щоб присутність повітроміра не позначалася на роботі двигуна, перепад розрідження на вході і виході повітроміра не повинен перевищувати 25 мм.рт.ст. Для вимірювання цього перепаду служить манометр 3. Загальний

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

вигляд витратоміра повітря показана на рис.3.7.

Рисунок 3.7 – Загальний вигляд витратоміра повітря
Годинну витрату повітря (м³/ч) підраховують по формулі [61]:

$$Q = \frac{3600 \cdot V}{t}, \quad (3.2)$$

де V – об'єм повітря (по показникам повітроміра), м³;

t – час, протягом якого витрачається об'єм повітря, с.

в) маятниковим ваговим механізмом.

Вимірювання крутного моменту двигуна, що працює на стенді, зводиться до вимірювання зусилля на важелі статора гальма. З різноманітних типів вагових пристроїв, призначених для цієї мети, найбільше застосування одержали маятникові і квадрантні динамометри.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Рисунок 3.8 – Маятниковий ваговий механізм електростенду
ГОСНИТИ:

1 – кронштейн для з'єднання механізму з корпусом електричної машини; 2 – тяга від корпусу машини до ексцентрикового валу; 3 – ексцентриковий вал; 4 – вал стрілки циферблата; 5 – стрілка циферблата; 6 – втулка із зубцями торців; 7 – мала шестерня; 8 – зубчатий сектор (велика шестерня); 9 – важіль маятника; 10 – вантаж маятника; 11 – стійка; 12 – демпфер; 13 – пульт приладів.

У маятниковому ваговому механізмі (рис. 3.8.) електростенду ГОСНИТИ тяга 2 сполучає кронштейн 1 корпусу машини з ексцентриковим валом 3. На кінці цього валу закріплений важіль маятника 9 з вантажем 10 і зубчатий сектор 8. Зубчатий сектор знаходиться в зачепленні з шестернею 7, закріпленої на валу 4, інший кінець якого пов'язаний із стрілкою 5 циферблата. Щоб зменшити тертя і підвищити чутливість вагового механізму, вал 4 стрілки 5 і ексцентриковий вал 3 встановлені на

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 3.9 – Загальний вид маятникового вагового механізму шарикопідшипниках. У шарнірних з'єднаннях кронштейна 1 з пальцем, пальця з тягою 2 і тяга 2 з ексцентриковим валом 3 також встановлені

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

кулькові підшипники.

З метою зниження різкості відхилення маятника і швидкого зменшення його коливань при різкій зміні навантаження в конструкцію вагового механізму введений гідравлічний демпфер (заспокоювач) 12.

На циферблаті вагового механізму нанесені дві шкали. Одна шкала – з розподілами від нуля за годинниковою стрілкою – для вимірювання навантаження при роботі машини в генераторному (гальмівному) режимі, а інша – з розподілами від нуля проти годинникової стрілки – при роботі машини в режимі двигуна.

Недоліком маятникових динамометрів є порівняно невисока точність вимірювань (погрішність 1%), що пояснюється наявністю зазорів і дією сил тертя в шарнірах ланок маятникового вагового пристрою.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Попередній тяговий розрахунок трактора

В результаті попереднього тягового розрахунку трактора визначаються наступні його основні параметри:

- тягові показники на робочих передачах (тяговий діапазон);
- вага трактора (конструктивна, мінімальна і максимальна експлуатаційна, розрахункова);
- розрахункові робочі швидкості руху;
- необхідна потужність двигуна.

Так як для сільськогосподарських тракторів основною роботою, яка виконується при номінальній силі тяги, є оранка, то при тяговому розрахунку значення параметрів, які характеризують ґрунтові умови, приймаємо відповідно роботу трактора на ґрунті середній по міцності несучій поверхні і агрофоні – стерня зернових колосових культур.

При виконанні вказаних розрахунків потрібно виходити із заданого тягового класу трактора. Клас трактора характеризується величиною номінальної сили тяги P_H , яку він повинен розвивати на гаку, працюючи з усталеною для даного навантаження швидкістю на стерні нормальної вологості і щільності (на горизонтальних ділянках чорнозему або суглинку); при цьому буксування рушіїв не повинно виходити за допустимі межі і трактор повинен відповідно мати достатній високий тяговий к.к.д.

У колісних тракторах допускається в цих умовах буксування рушіїв в межах 15...18%, тяговий к.к.д. – не нижче 65...68%.

4.2 Параметри ваги трактора

До основних параметрів ваги трактора (кН) відносять:

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

G_0 – конструктивна (суха) вага, тобто вага трактора в не заправленому стані, без тракториста, інструменту, додаткового обладнання і баласту.

$G_{\min}$ – мінімальна експлуатаційна вага, рівна конструктивній плюс вага заправочних матеріалів і вага тракториста;

$G_{\max}$ – максимальна експлуатаційна вага, рівна $G_{\min}$ плюс баласт того чи іншого типу, який може бути застосований для збільшення зчіпної ваги (як правило – тільки у колісних тракторів 4К2);

G – розрахункова вага трактора.

Конструктивну вагу трактора необхідно максимально знижувати, оскільки це можна здійснити технічно і доцільно з економічної точки зору. Більш або менш точно конструктивну вагу можна підрахувати тільки при реальному проектуванні. При виконанні магістерської роботи величину ваги трактора беремо, орієнтуючись на серійний МТЗ-100:

$$G_0 = 37,5 \text{ кН.}$$

Мінімальна експлуатаційна вага трактора орієнтовно рівна [62]:

$$G_{\min} = (1,07 \dots 1,1) G_0, \quad (4.1)$$

де $(1,07 \dots 1,1)$ – коефіцієнт, враховуючий вагу заправочних матеріалів і вагу тракториста.

$$G_{\min} = 1,1 \cdot 37,5 = 41,25 \text{ кН.}$$

Максимальну експлуатаційну вагу трактора вибираємо із умови достатнього зчеплення, тобто з таким розрахунком, щоб при роботі у відповідних умовах з номінальним навантаженням на гаку зчіпна вага трактора була достатньою для забезпечення допустимого буксування ведучих коліс трактора.

Визначення максимальної експлуатаційної ваги колісного трактора проводимо за формулою:

$$G_{\max} = \frac{P_H}{\varphi_{K\partial m} - f}, \quad (4.2)$$

де P_H – номінальна сила тяги трактора, $P_H = 30 \text{ кН}$;

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$\varphi_{K\partial on}$ – допустима величина коефіцієнта використання зчіпної ваги трактора, $\varphi_{K\partial on} = 0,55 \dots 0,65$; приймаємо 0,6;

f – коефіцієнт опору кочення. В умовах роботи на стерні для колісних тракторів $f = 0,12$.

$$G_{\max} = \frac{30}{0,6 - 0,12} = 62,5 \text{ кН.}$$

У тракторів максимальна експлуатаційна вага $G_{\max}$ більша ніж $G_{\min}$. В таких випадках необхідне збільшення експлуатаційної ваги досягається застосуванням баласту, вага якого

$$G_{\partial} = \lambda_k \cdot (G_{\max} - G_{\min}), \quad (4.3)$$

де λ_k – коефіцієнт навантаження ведучих коліс, $\lambda_k = 0,75 \dots 0,8$; приймаємо $\lambda_k = 0,75$.

$$G_{\partial} = 0,75 \cdot (62,5 - 41,25) = 15,94 \text{ кН.}$$

Розрахункову вагу трактора G при $G_{\max} > G_{\min}$ приймаємо рівною:

$$G = G_{\min} + G_{\partial} = 41,25 + 15,94 = 57,19 \text{ кН.}$$

4.3 Кінематичний розрахунок передаточних чисел і коефіцієнту корисної дії трансмісії

Всі розрахунки будемо проводити для п'ятого діапазону передач трактора (17-20 передача), тому що вказані передачі забезпечують швидкості від 8,4 до 15,17 км/год. На цих швидкостях руху виконуються більшість основних технологічних операцій вирощування та збирання сільськогосподарських культур.

Передаточні числа всіх редукторних вузлів (розподільної коробки, центральної передачі, коробки передач) приймаємо із кінематичної схеми трактора МТЗ-100 (рис. 3.1). Отримані результати заносимо в таблицю 4.1.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

При визначенні коефіцієнтів корисної дії трансмісії η_{TP} колісних тракторів в розрахунок приймають всі навантаженні пари шестерень..

Рисунок 4.1 – Кінематична схема трансмісії трактора МТЗ-100

При розрахунку к.к.д. трансмісії необхідно врахувати коефіцієнт навантаження $K_H = 1,03 \dots 1,06$. Таким чином, для колісних тракторів використовують формулу:

$$\eta_{TP} = K_H \cdot \eta_{хол} \cdot \eta_{ц}^a \cdot \eta_{к}^в, \quad (4.3)$$

де $\eta_{хол}$ – к.к.д. холостого ходу, $\eta_{хол} = 0,96$;

$\eta_{ц}$ – к.к.д. циліндричної передачі, $\eta_{ц} = 0,985$;

$\eta_{к}$ – к.к.д. конічної передачі, $\eta_{к} = 0,975$;

a – кількість циліндричних шестерень, які знаходяться під навантаженням на I передачі (визначається по кінематичній схемі трансмісії трактора);

$в$ – кількість конічних шестерень під навантаженням.

$$\eta_{TP} = 1,05 \cdot 0,96 \cdot 0,985^3 \cdot 0,975 = 0,94.$$

Таблиця 4.1 – Результати кінематичного розрахунку трансмісії трактора

Розрахункові параметри	Передачі			
	XVII	XVIII	XIX	XX
Шестерні в зачепленні на відповідних передачах	4-24-13-7- 8-15-14- 12-28-29- 30-31	3-25-13-7- 8-15-14- 12-28-29- 30-31	5-23-13-7- 8-15-14-12- 28-29-30-31	6-22-13-7- 8-15-14-12- 28-29-30-31
Число зубців на відповідних шестернях	21-43-17- 37-27-28- 34-30-12- 41-13-69	24-40-17- 37-27-28- 34-30-12- 41-13-69	27-37-17- 37-27-28- 34-30-12- 41-13-69	30-34-17- 37-27-28- 34-30-12- 41-13-69
Передаточні числа трансмісії	73,95	60,19	49,49	40,93

4.4 Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики трактора

Теоретичною тяговою характеристикою трактора називають залежність основних показників, які характеризують його роботу (тягової потужності, швидкості руху, буксування, питомої і годинної витрати палива) від тягового навантаження (P_{KP}), визначену розрахунковим шляхом і представлену в графічній формі.

Побудова теоретичної тягової характеристики трактора як правило проводять графоаналітичними методами. Такі методи побудови тягової характеристики добре ілюструють взаємозв'язок між її параметрами і залежність їх від впливаючих на неї факторів, але є досить громіздкими і не завжди забезпечують необхідну точність шуканих по неї величин. Крім цього наявність, при такій побудові тягової характеристики, графічних способів

визначення деяких її параметрів не дозволяє застосувати машинний спосіб розрахунку в повному об'ємі.

Аналітичний метод побудови теоретичної тягової характеристики трактора дозволяє проводити розрахунковим шляхом пряме визначення складових її функцій для любого значення аргументна (тобто сили тяги P_{KP}) в межах можливої її зміни. Цей метод дає можливість визначати не тільки дані, необхідні для представлення теоретичної тягової характеристики в графічному вигляді, а і визначати значення представлених на ній показників для даного завантаження трактора, не застосовуючи графічної інтерполяції. Для застосування такого методу необхідно, щоб всі залежності, необхідні для виконання розрахунків, були виражені в аналітичному вигляді.

В магістерській роботі теоретичну тягову характеристику колісного трактора розраховуємо по графоаналітичному методу (як більш наглядному) в наступній послідовності.

На форматі А4 (в програмі КОМПАС) розділяємо площу осями прямокутних координат на чотири рівні квадранта, які будемо позначати відповідно: рис.4.2, рис. 4.3, рис.4.4 і рис.4.5.

4.4.1 Побудова експериментальної регуляторної характеристики дизеля

В тракторному дизельному двигуні постійна частота обертання колінчастого валу при зміні опору с.г. знаряддя підтримується регулятором частоти обертання колінвалу, який, діючи на рейку паливного насоса, змінює циклову подачу палива і крутний момент двигуна в залежності від коливань навантаження. Задана трактористом частота обертання колінвалу підтримується в межах ступені нерівномірності регулятора.

Зовнішня регуляторна характеристика двигуна отримується при повній подачі палива. Вона представляє собою графіки залежності ефективної потужності двигуна N_e , крутного моменту M_d , годинної витрати палива G_T ,

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

питомої витрати палива g_e від частоти обертання колінвалу і складається з двох основних частин: коректорної, на якій частота обертання змінюється від мінімально стійкого до номінального значення, а двигун працює з перевантаженням, і регуляторної, на якій частота обертання змінюється від номінального значення до максимального на холостому ходу.

Дослідження проводимо з традиційним нафтовим паливом та біопаливом. При цьому визначаємо частоту обертання колінчастого вала дизеля n_d , потужність двигуна N_e , годинну витрату палива G_T .

Величину моменту для кожної точки знаходимо за формулою:

$$M_d = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n_d}, \text{ кНм.} \quad (4.4)$$

По годинній витраті палива в кожній окремій точці характеристики визначаємо відповідні їм значення питомої витрати палива

$$g_e = 10^3 \cdot \frac{G_T}{N_e}, \text{ г/кВт} \cdot \text{год.} \quad (4.5)$$

Результати експериментальних досліджень і розрахунків наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Регуляторна характеристика дизеля Д-245

Розрахункова точка	$n_d, \text{ хв}^{-1}$	$M_d, \text{ кНм}$	$N_e, \text{ кВт}$	$G_T, \text{ кг/год}$		$g_e, \text{ г/кВт} \cdot \text{год}$	
				ДП	БП	ДП	БП
1	1240	0,4654	60,4	13,2	15,5	218,5	256,6
2	1430	0,455	68,1	15,1	16,8	221,7	246,7
3	1610	0,451	76	15,5	17,1	203,9	225,0
4	1810	0,426	80,7	16,6	18,2	205,7	225,5
5	1830	0,3101	59,4	14,1	15,8	237,4	266,0
6	1860	0,207	40,3	11,9	13,2	295,3	327,5
7	1920	0	0	7,2	8,0	0	∞

По даним таблиці 4.2 будуємо в II квадранті регуляторну характеристику двигуна трактора (рис.3.3).

4.4.2 Побудова потенціальної характеристики трактора

В I квадранті будуємо потенціальну тягову характеристику трактора (табл. 4.3, рис. 4.2) в наступній послідовності:

1) Для визначення масштабу дотичної сили тяги знаходимо максимальне значення цієї сили на сімнадцятій передачі по формулі [31]:

$$P_{K \max XVII} = \frac{M_{\partial \max} \cdot i_{TPI} \cdot \eta_{TPI}}{r_k}, \quad (4.6)$$

де $M_{\partial \max}$ – максимальний крутний момент двигуна, кНм;

r_k – радіус ведучого колеса трактора, $r_k = 0,712$ м.

$$P_{K \max XVII} = \frac{0,4654 \cdot 73,95 \cdot 0,94}{0,712} = 45,44 \text{ кН.}$$

Визначаємо номінальне значення дотичної сили тяги на сімнадцятій передачі:

$$P_{KH XVII} = \frac{M_{\partial H} \cdot i_{TPI} \cdot \eta_{TPI}}{r_k}. \quad (4.7)$$

$$P_{KH XVII} = \frac{0,426 \cdot 73,95 \cdot 0,94}{0,712} = 41,59 \text{ кН.}$$

Знаходимо значення розрахункової сили тяги на гаку на першій передачі:

$$P_{KP}^P = P_{KH XVII} - P_f, \quad (4.8)$$

де P_f – сила опору коченню трактора в заданих умовах роботи на стерні, кН.

$$P_f = f \cdot G, \quad (4.9)$$

де f – коефіцієнт опору коченню, $f = 0,12$;

G – розрахункова вага трактора, кН.

$$P_f = 0,12 \cdot 57,19 = 6,86 \text{ кН.}$$

$$P_{KP}^P = 41,59 - 6,86 = 34,73 \text{ кН.}$$

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

В межах від $P_{KP} = 0$ до $P_{KP} = P_{KP}^P$ приймаємо через приблизно рівні проміжки п'ять значень гакового навантаження і заносимо їх до таблиці 4.6.

2) Відкладаємо по вісі абсцис I квадранта значення $P_{K \max}$ в прийнятому масштабі і проводимо тонку вертикальну допоміжну лінію (права межа графіків тягової характеристики).

3) Переносимо в I квадрант значення номінальної потужності двигуна із II квадранта у вигляді горизонтальної лінії.

4) Знаходимо значення потужності на ведучих колесах по формулі:

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TPI}. \quad (4.10)$$

$$N_K = 80,7 \cdot 0,94 = 75,86 \text{ кВт.}$$

Відкладаємо по осі ординат значення N_K в II квадранті в масштабі потужностей і проводимо лінію, паралельну вісі абсцис.

5) В IV квадранті будуємо криву буксування $\delta(P_{KP})$. Попередньо на вісі абсцис I квадранта відкладаємо від нульової точки шкали вправо значення P_f і зносимо отриману точку О на вісь абсцис IV квадранта; таким чином встановлюємо початок шкали P_{KP} . Наносимо в IV квадранті шкалу P_{KP} (зберігаючи масштаб, прийнятий для P_K).

Значення буксування δ в залежності від величини P_{KP} визначаємо за допомогою допоміжних графіків по наступній методиці.

Попередньо визначаємо зчіпну вагу трактора ($G_{CЦ}$). Для гусеничних і колісних повнопривідних тракторів вся вага є зчіпною, тому

$$G_{CЦ} = G = 57,19 \text{ кН.}$$

Потім, знаючи зчіпну вагу трактора і задаючись силою тяги з врахуванням відношення $\frac{P_{KP}}{G_{CЦ}}$, визначаємо по відповідному графіку [] величину буксування. Результати заносимо в таблицю 4.3.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.3 – Розрахунок графіка буксування і потенціальної тягової характеристики трактора

Розрахунок графіка буксування				Баланс потужності трактора, кВт				
				Втрати потужності				N_{KP}
P_{KP} , кН	$G_{CЦ}$, кН	$\frac{P_{KP}}{G_{CЦ}}$	δ , %	N_{TP}	N_{δ}	V_T' , м/с	N_f	
0	57,19	0	0	4,84	0,00	—	—	—
6,86	57,19	0,12	2,75	4,84	2,09	11,06	73,77	0
12	57,19	0,2098	5,25	4,84	3,98	6,32	41,09	30,79
18	57,19	0,3147	8,5	4,84	6,45	4,21	26,45	42,96
24	57,19	0,4197	12,5	4,84	9,48	3,16	18,97	47,40
30	57,19	0,5246	17	4,84	12,90	2,53	14,40	48,57
34,73	57,19	0,6073	22,5	4,84	17,07	2,18	11,61	47,18
40	57,19	0,6994	31,5	4,84	23,90	1,90	8,91	43,05
45,44	57,19	0,7945	47	4,84	35,65	1,67	6,07	34,14

6) Знаходимо втрати потужності на буксування:

$$N_{\delta} = N_K \cdot \delta. \quad (4.11)$$

Значення δ вибираємо в залежності від P_{KP} із IV квадранта.

Результати розрахунків наведені в табл. 4.3.

Будуємо в I квадранті криву $N_{\delta}(P_{KP})$. Для цього відповідні значення N_{δ} відкладаємо від лінії N_K вниз в масштабі потужностей; з'єднуємо отримані точки кривою.

7) Будуємо в I квадранті криву теоретичної швидкості руху $V_T'(P_K)$, розраховуючи її за формулою:

$$V_T' = \frac{N_K}{P_K}. \quad (4.12)$$

N_K має постійне значення, а P_K – приймаємо, починаючи з $P_K = P_f$ до $P_{K \max I}$.

8) Розраховуємо втрати потужності на кочення трактора по формулі:

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ			Арк.
								50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

$$N_f = P_f \cdot V'_\delta = P_f \cdot V'_T (1 - \delta). \quad (4.13)$$

V'_T беремо із I квадранта в залежності від P_K , δ – із IV квадранта в залежності від P_{KP} .

Закінчуємо розрахунок при $P_{K_{\max I}}$.

При побудові графіка, як і в попередньому випадку, відкладаємо значення N_f від кривої N_δ вниз в масштабі потужностей, і проводимо криву $N_f(P_{KP})$.

Під кривою $N_f(P_{KP})$ буде розміщуватись, в масштабі потужностей, значення $N_{KP}(P_{KP})$.

Всі результати розрахунків по пункту 4.4.2 наведені в табл. 4.3.

Будуємо в I квадранті промені моментів $M_o(P_K)$, які характеризують масштабі робочих передач трактора і використовуються при побудові теоретичної тягової характеристики трактора. Для цього знаходимо значення номінальної (відповідній номінальній потужності двигуна) сили тяги трактора для кожної із передач по формулі:

$$P_{KH(i)} = \frac{M_{oH} \cdot i_{TP(i)} \cdot \eta_{TP(i)}}{r_K}. \quad (4.14)$$

$$P_{KH_{XVIII}} = \frac{0,426 \cdot 60,19 \cdot 0,94}{0,712} = 33,85 \text{ кН};$$

$$P_{KH_{XIX}} = \frac{0,426 \cdot 49,49 \cdot 0,94}{0,712} = 27,83 \text{ кН};$$

$$P_{KH_{IV}} = \frac{0,426 \cdot 40,93 \cdot 0,94}{0,712} = 23,02 \text{ кН}.$$

Отримані значення P_{KH} відкладаємо по вісі абсцис I квадранта і проводимо вертикаль до перетину (точка a) з лінією M_{oH} , яку проводимо, переносячи із II квадранта (також переносимо і значення $M_{o_{\max}}$).

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Точки а перетину вертикалі із значенням $M_{\text{дн}}$ з'єднуємо із початком координат (точка 0) вісі абсцис I квадранта (P_K). Промінь продовжуємо до перетину з лінією $M_{\text{дmax}}$ (точка в).

Повторюємо аналогічні побудови для решти передач; число променей моментів повинно бути рівне числу основних передач.

На цьому побудова в I квадранті закінчена.

4.4.3 Побудова теоретичних швидкостей

В III квадранті будуємо промені теоретичних швидкостей руху трактора на всіх основних передачах в залежності від $n_{\text{д}}$, рис. 3.4.

Значення теоретичних швидкостей руху трактора V_T для кожної передачі знаходимо по формулі [63]:

$$V_{T(i)} = 0,105 \cdot \frac{r_k \cdot n_{\text{д}}}{i_{TP(i)}}. \quad (3.15)$$

4.4.4 Побудова теоретичної тягової характеристики трактора

Попередньо наносимо допоміжні лінії зв'язку між квадрантами в такій послідовності. Через точки 1...6 проводимо вертикальні лінії до перетину з кривою $M_{\text{д}}(n_{\text{д}})$, потім через отримані точки 1'...6' – горизонталі до перетину з відповідними променями моментів (побудова показана тільки для першої передачі) і, нарешті, через точки 1''...6'' – вертикальні лінії вниз до осі P_{KP} . Отримані по лініям зв'язку значення P_K , P_{KP} і δ , відповідні прийнятим розрахунковим точкам, заносимо в таблицю 3.4.

Побудову основних функціональних залежностей теоретичної тягової характеристики трактора в IV квадранті починаємо з кривих дійсних швидкостей руху по формулі:

$$V_{\text{д}} = V_T (1 - \delta). \quad (3.16)$$

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення V_T беремо із III квадранта для кожної із передач і переносимо його в IV квадрант з врахуванням буксування в наступній послідовності.

Задаючись розрахунковим (табличним) значенням P_{KP} , по лініям зв'язку «повертаємося» до вихідної розрахункової точки (т. 1...7) в II квадранті і опускаємо вертикаль в III квадрант до перетину з променем відповідної теоретичної швидкості, тут же по шкалі знаходимо значення V_T , яка відповідає заданім частоті обертання і передачі.

Потім розраховуємо значення V_o для кожної із передач по формулі (3.16).

Криві гакової потужності N_{KP} розраховуємо за формулою:

$$N_{KP} = P_{KP} \cdot V_o. \quad (3.17)$$

Залежності годинної витрати палива трактора $G_T(P_{KP})$ знаходимо графічним шляхом, переносячи криву $G_T(n_o)$ із I квадранта в IV квадрант по лініям зв'язку (для кожної передачі достатньо перенести три значення G_T , які відповідають точкам 1, 7 і 4).

Розраховуємо для кожної передачі значення питомої витрати палива в залежності від сили тяги на гаку $g_{KP}(P_{KP})$ за формулою:

$$g_{KP} = 10^3 \frac{G_T}{N_{KP}}. \quad (4.18)$$

Будуємо графік $g_{KP}(P_{KP})$. На цьому побудова теоретичної тягової характеристики трактора закінчено.

Тягова характеристика трактора представляє собою графічну залежність основних техніко-економічних показників трактора від сили тяги на гаку. Характеристика розраховується для всіх робочих передач. За даними тягової характеристики можна підібрати оптимальний режим роботи машино-тракторного агрегату, тобто, знаючи силу опору переміщенню сільськогосподарського знаряддя можна підібрати оптимальну кількість знарядь, вибрати передачу трактора, на якій робота буде найбільш

ефективною і визначити швидкість руху, годинну і питому витрату палива, буксування, тяговий к.к.д. і т.п.

Рисунок 4.3 – Тягова характеристика трактора МТЗ-100

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

За результатами обробки порівняльних стендових випробувань, встановлено, що з переходом дизеля на біопаливо спостерігається:

- збільшення годинної витрати палива $G_{\text{н}}$ до 2,3 кг/год;
- збільшення питомої витрати палива g_e до 38 г/кВт·год;

Результати розрахунків тягової характеристики колісного трактора МТЗ-100 свідчать, що гакова питома витрата палива з біопаливом збільшується на 17,4%

Як заходи щодо оптимізації необхідно запровадити і дослідити наступні етапи: зміна кута випередження впорскування палива, підвищення температури палива, збільшення тиску початку впорскування палива, збільшення ефективного прохідного переріза розпилювача і зміна конструкції розпилювача. При переході на ріпакову олію необхідно: збільшити кут випередження паливоподачі на $2-3^{\circ}$, забезпечити температуру ріпакової олії в системі живлення дизеля рівної $40-45^{\circ}\text{C}$, збільшити тиск подачі палива (для існуючої системи до 20 МПа), застосовувати розпилювачі із збільшеним на 10% ефективним прохідним перерізом і розпилювачі спеціальної конструкції.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

5.1 Екологічна експертиза

Охорона навколишнього середовища, раціональне використання природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки, життєдіяльності людини - невід'ємна частина суспільного розвитку України. З цією метою в Україні реалізується екологічна політика, спрямована на збереження безпечного навколишнього середовища для живої і неживої природи, захист життя і здоров'я від небезпечних наслідків забруднення навколишнього середовища, охорону, раціональне використання природних ресурсів.

25 червня 1991 року Верховна Рада України прийняла Закон України "Про охорону навколишнього середовища". Закон передбачає обов'язкову екологічну експертизу в процесі законодавчо-господарської, управлінської та іншої діяльності, що впливає на стан навколишнього середовища, а також документації на створення нового обладнання, технологій, матеріалів та ін.

Закон України "Про екологічну експертизу" був прийнятий Верховною Радою 9 лютого 1995 року.

Атмосфера завжди містить певну кількість домішок, що надійшли в неї з природних і антропогенних джерел.

Найбільш поширеними забруднювачами атмосфери є: окис вуглецю CO, діоксид сірки CO₂, оксид азоту NO і пил.

Сьогодні підприємство має в своєму розпорядженні машинно-тракторний парк, який включає в себе машинні двори і гаражі. Їх обслуговують майстерні та заправні станції. На стоянках тракторів утворюються плями нафтопродуктів, які випаровуються і потрапляють в повітря. Джерелом забруднення повітря є наявність котельних печей, що

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

працюють на рідкому і газоподібному паливі. Продукти згоряння палива з печей зазвичай викидаються в атмосферу по трубах без спеціального очищення. Концентрація пилу в повітрі досягає 2-7 МГМ / м³.

Машинно-тракторний парк господарства є основним джерелом забруднення атмосферного повітря. Інженерно-технічна служба агрофірми стежить за раціональною експлуатацією техніки. Стан систем живлення і запалювання тракторних двигунів контролюється за допомогою діагностичних засобів. При цьому контроль за забрудненням атмосферного повітря здійснюють співробітники Державної автомобільної інспекції та державної технічної інспекції, які мають газоаналізатори для визначення вмісту чадного газу у вихлопних газах.

До основних заходів щодо захисту атмосфери від забруднення відноситься широке застосування систем і пристроїв пиловловлювання. Виходячи з їх сучасної класифікації, заснованої на фундаментальних особливостях процесу очищення, пиловловлююче обладнання ділиться на 4 групи: сухі пиловловлювачі, вологі пиловловлювачі, електрофільтри і фільтри. Пиловловлювачі різних типів, в тому числі електрофільтри, застосовуються при високих концентраціях домішок в повітрі. Фільтри застосовуються для тонкого очищення повітря з концентрацією домішок не менше 100 мг / м². Якщо потрібно тонке очищення повітря при високих початкових концентраціях домішок, то очищення здійснюється в системі послідовного з'єднання пиловловлювачів і фільтрів.

Для підвищення ефективності пиловловлювачів даної конструкції необхідно збільшити несучу швидкість очищуваного потоку в спіральному кожусі (це призводить до різкого збільшення гідравлічного опору пристрою) або зменшити радіус кривизни спірального кожуха (це знижує його продуктивність). Такі машини забезпечують досить високу ефективність очищення повітря при уловлюванні середніх і великих пилових частинок.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Основними джерелами забруднення водних ресурсів (річки, водосховища та ін.) є забруднення земель стічними водами, нафтопродуктами, пестицидами. Особливо при експлуатації та технічному обслуговуванні машинно-тракторного парку існує велика ймовірність потрапляння у воду нафтопродуктів, що негативно впливають на неї, а також біологічного очищення стічних вод.

Розроблено систему заходів щодо запобігання забрудненню водних ресурсів. Стічні води очищаються на очисних спорудах. Ці очисні споруди являють собою систему сітчастих і фільтруючих елементів, які зменшують кількість шкідливих речовин в них.

Окремо розміщений склад паливно-мастильних матеріалів, побудований за типовим проектом. Відпрацьовані Паливно-мастильні матеріали збираються на пунктах технічного обслуговування автомобілів і тракторів, розливаються в закриті ємності, а потім періодично направляються на районну нафтобазу для регенерації.

У господарстві заборонено мити автомобілі на берегах природних і штучних водойм, річок і каналів. Машинні двори обладнані раковинами. Вони мають в наявності масляні фільтри для очищення стічних вод.

5.2 Охорона праці

5.2.1 Значення охорони праці

Охорона праці – система законодавчих, соціально – економічних, технічних і організаційних заходів, направлених на забезпечення безпеки, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі роботи.

Політика України в галузі охорони праці відображена в Законі «Про охорону праці», прийнятий 14 жовтня 1992 року, переглянутий 21 листопада 2002 року.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

В магістерській роботі досліджується ефективність використання метилових ефірів жирних кислот з олії ріпаку, які є альтернативним паливом для дизелів. Тому всі питання, розглянуті в даному розділі, присвячені дизельному паливу і лабораторії, в якій воно досліджується.

5.2.2 Вимоги безпеки при роботі з дизельним паливом

Клас небезпеки дизельного палива по ГОСТ 12.1.007:

- при інгаляційній дії – 4 (речовини малонебезпечні);
- при попаданні в шлунок – 4 (речовини малонебезпечні);
- при нанесенні на шкіру – 4 (речовини малонебезпечні);

Дизельне паливо надає слабку інгаляційну дію, викликає слабе роздратування оболонки очей і шкіри людини, надає слабовиражену алергічну дію, має слабкі кумулятивні властивості (коефіцієнт кумуляції 4,9). Для дизельного палива притаманний наркотичний характер дії на організм.

Температура самозаймання дизельного палива мазки Л – 300°C, мазки З – 310 °C

Клас небезпеки і пожежонебезпечні властивості визначаються при постановці палива на виробництво.

Гранично допустима концентрація пари палива в повітрі робочої зони 300 мг/м³.

У разі попадання палива

- на шкіру – необхідно витерти продукт ганчіркою, забруднене місце промити водою з милом;
- на слизисту оболонку ока – негайно промити великою кількістю води;
- у шлунок – викликати блювоту, промити шлунок і направити потерпілого в лікувальний заклад.

Контроль повітря робочої зони при роботі з паливом проводять на наявність пари аліфатичних граничних вуглеводнів C1-C10 в перерахунку на вуглець (ПДК = 300 мг/м³ по ГОСТ 12.1.005).

Згідно з ГОСТ 12.1.044 дизельне паливо (зимове для тепловозів і судових дизелів і газових турбін, літнє і зимове для дизелів загального призначення) є

легкозаймистою рідиною; дизельне паливо (літнє для тепловозів і судових дизелів і газових турбін) є горючою рідиною.

Температурні межі розповсюдження полум'я для палива: марок: літнього – нижній 69 °С, верхній 119 °С; зимового – нижній 82 °С, верхній 105 °С.

Вибухонебезпечна концентрація пари палива в суміші з повітрям складає від 2 % до 3 % (за об'ємом).

При загорянні дизельного палива використовують наступні засоби пожежогасіння: розпилену водну піну, вогнегасники порошкових класів В і АВС (універсальні); при об'ємному гасінні – вуглекислий газ, вогнегасні порошки класу В і АВС і засоби аерозольного гасіння.

У разі розливу палива в приміщенні його необхідно зібрати в окрему тару, місце розливу протерти сухою ганчіркою, яку помістити в спеціальний металевий ящик, а потім спалити згідно вимогам СанПиН № 3183.

У разі аварійного розливу палива в приміщенні необхідно використовувати протигази марок А і БКФ по ГОСТ 12.4.121.

У разі розливу палива на відкритому майданчику місце розливу засипати піском з подальшим видаленням його у відвал згідно вимогам СанПиН № 3183.

Паливо, яке стало непридатним для використання, застосовують як добавку до котельного палива.

При роботі з паливом необхідно використовувати індивідуальні засоби захисту, передбачені типовими галузевими нормами, затвердженими в установленому порядку: костюми по ГОСТ 12.4.112 або ГОСТ 12.4.111,

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

черевики по ГОСТ 12.4.137, рукавиці по ГОСТ 12.4.010, захисні окуляри типу ЗН по ГОСТ 12.4.013, фартухи по ГОСТ 12.4.029.

Приміщення, де проводяться роботи з паливом, повинні, бути обладнані приточно-витяжною вентиляцією згідно СНиП 2.04.05 і ГОСТ 12.4.021, водопровідною системою і каналізацією по СНиП 2.04.01, штучним освітленням по СНиП Н-4-79, опалюванням по СНиП 2.04.05, питною водою по ГОСТ 2874.

Перед входом в приміщення повинні вивішуватися попереджувальні знаки безпеки згідно ГОСТ 12.4.026.

У приміщеннях для зберігання палива не дозволяється зберігати кислоти, балони з киснем і інші окислювачі.

Все устаткування і комунікації повинні бути захищені від статичної електрики засобами захисту згідно ГОСТ 12.4.124.

У приміщеннях, де проводяться технологічні роботи з паливом, забороняється робити з відкритим вогнем.

При відкритті тари не дозволяється використовувати інструменти, що дають при ударі іскру.

З метою виключення забруднення повітря робочих приміщень необхідне забезпечувати герметичність місткостей, устаткування, комунікацій і засобів відбору проб згідно СанПиН № 1042, затвердженим в установленому порядку.

Персоналу, що працює з паливом, необхідно проходити первинні і періодичні медогляди згідно «Положення про порядок проведення медичних оглядів працівників певних категорій», затвердженого наказом МЗ України від 31.03.1994 р. № 45.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

5.2.3 Аналіз умов виникнення і розвитку аварій в лабораторії по дослідженню дизелів

Для ідентифікації об'єктів підвищеної небезпеки до небезпечних речовин за їх властивостями відносяться такі категорії речовин:

1. Горючі рідини – рідини з температурою спалаху, що дорівнює або менша 61 град. С у закритому тиглі або температурою спалаху, що дорівнює або менша 66 °С у відкритому тиглі (легкозаймисті рідини згідно з ГОСТ 12.1.044-89);

2. Горючі рідини, перегріті під тиском – горючі рідини згідно з ГОСТ 12.1.044-89, які знаходяться в апаратах, резервуарах або трубопроводах під тиском при температурі, що перевищує температуру кипіння при атмосферному тиску в 1,25 і більше разів.

Якщо рідина являє собою суміш горючих рідин, за температуру кипіння при атмосферному тиску береться температура википання половини маси рідини. Якщо даних про таку температуру немає, за температуру кипіння береться температура на початку кипіння суміші (фракції).

За розрахункову береться максимальна температура за регламентом, робочими інструкціями або іншою технічною документацією. Якщо передбачено блокування.

Схема побудови сценаріїв виникнення й розвитку аварій в лабораторії по дослідженню паливно-мастильних матеріалів представлена на рис.4.1.

Розробка інженерно-технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпечного функціонування потенційно-небезпечних ситуацій, захист виробничого персоналу та населення у разі виникнення аварій, надзвичайних ситуацій представлена в таблиці 5.1.

Рисунок 5.1 – Схема побудови сценаріїв виникнення й розвитку аварій в лабораторії по дослідженню паливно-мастильних матеріалів

Таблиця 5.1 – Типова схема постадійного аналізу умов виникнення і розвитку аварій

Найменування стадії розвитку аварійної ситуації (аварії)	Основні принципи аналізу умов виникнення (переходу на іншу стадію) аварійної ситуації (аварії) та її наслідків	Способи і засоби попередження, локалізації аварії
1	2	3
Утворення вибухонебезпечного середовища в апараті (установка для визначення фракційного складу)	Аналіз вибухопожежонебезпечних властивостей речовин під тиском і при температурі технологічних процесів; оцінка можливості й умов утворення вибухонебезпечного середовища	Флегматизація вибухонебезпечної технологічної суміші інертними газами, введення інгібіторів; зміна складу технологічного середовища, температури і тиску процесу, способу введення реагентів до апарата

1	2	3
Наявність джерел запалювання в апаратурі та поза устаткув. (установка для визначення температури спалаху)	Аналіз вибухопожежонебезпечних характеристик речовин під тиском і при температурі технологічних процесів; оцінка можливості й умов утворення джерел запалювання в середині апаратів	Скорочення часу перебування технологічного середовища в апараті, заземлення устаткування, застосування засобів відводу й нейтралізації статичної електрики
Вибух в апаратурі (установка для визначення фракційного складу)	Наявність постійних і випадкових джерел запалювання та їх характеристики у порівнянні з температурою самозаймання й мінімальною енергією запалювання. Наявність вибухонебезпечної суміші	Виключення джерел запалювання, застосування засобів контролю і регулювання щодо запобігання утворенню вибухонебезпечної суміші
Зруйнування апаратури (установка для визначення фракційного складу)	Аналіз кількісних енергетичних характеристик вибуху (надлишковий тиск, швидкість наростання тиску) й порівняння їх із характеристиками міцності апаратури. Наявність засобів захисту устаткування від зруйнування при вибуху (запобіжні клапани, вибухові мембрани, відсікачі і т. ін.)	Оснащення запобіжними пристроями, автоматичними системами придушення вибуху, підвищення характеристик міцності апаратури
Викид продукту з апаратури (установка для визначення температури спалаху)	Визначення маси викинутого продукту, його складу, агрегатного стану, фізико-хімічних, вибухонебезпечних і токсичних властивостей. Перевірка стану міжблочних засобів, які перекривають надходження в апаратуру прямих і зворотних потоків технологічного середовища та теплоносіїв; їх відповідність вимогам нормативних документів; перевірка швидкодії виникальних засобів; перевірка навичок обслуговуючого персоналу щодо приведення в дію блокувальних засобів. Оцінка можливості виникнення вибухонебезпечних паро-, пило-газоповітряних сумішей, розміру площі розливу рідини	Блокування аварійної апаратури, обмеження площі розливу рідкої фази та її відведення в закриті системи, злив рідкої фази з апаратури в аварійну ємність. Скидання газової фази на факал (закриту систему, установку нейтралізації). Виведення людей з небезпечної зони
Розгерметизація апаратури (установка для визначення фракційного складу)	Перевірка відповідності устаткування, трубопроводів, запірної арматури, запобіжних і ущільнюючих пристроїв і т. ін. вимогам нормативів (проекту, регламентам); оцінка технічного стану апаратури (якість зварних з'єднань, складання роз'ємних з'єднань, ступінь зносу і т. ін.); оцінка порядку й повноти діагностичного контролю, ефективності планово-запобіжних ремонтів і т. ін.	Розвиток бази діагностування і дефектоскопії устаткування; вдосконалення системи планово-запобіжного ремонту; заміна морально застарілого, зношеного й не відповідного нормативам устаткування

1	2	3
Виникнення пожежі (лабораторія по дослідженню паливно-мастильних матеріалів)	Оцінка й аналіз: можливих масштабів пожежі (площа, кількість горючих продуктів, склад продуктів згорання, в т. ч. неповного); наявності й ефективності засобів гасіння пожежі; вміння персоналу діяти при ліквідації осередку займання; оперативності й оснащення ДПЧ; наявності і характеристик джерел запалювання	Виключення джерел запалювання; оснащення ефективними засобами гасіння пожежі, засобами сигналізації і зв'язку; дії персоналу і спецпідрозділів щодо рятування людей, гасіння пожежі
Перегрів устаткування з ЛЗР, ГР і зрідженими газами при пожежі з наст. вибухом	Наявність ємкісного устаткування з горючими продуктами в зоні можливого поширення пожежі (розлив продуктів). Наявність і ефективність систем аварійного спорожнення та скиду на факел (свічу), систем зрошення (охолодження), екранів і т. ін.	Винос ємкісного устаткування з зони можливого поширення пожежі. Оснащення його засобами аварійного спорожнення, скидання на факел, системами зрошення (охолодження); встановлення екранів і т. ін.

Для покращення стану охорони праці в лабораторії необхідно провести ряд заходів, зокрема:

- розробити нові та перевидати застарілі інструкції по охороні праці;
- дотримуватись потрібної періодичності та обсягів інструктажів по техніці безпеки;
- забезпечити куточки з охорони праці наочними засобами;
- проводити навчання та атестування дослідників з охорони праці та ін.

5.3 Техніко-економічне обґрунтування досліджень

Оцінимо, яка кількість МЕРМ (за умови використання його в чистому вигляді як дизельного палива) необхідна для обробки 5000 га землі протягом року. За оцінкою авторів [3], для обробки 1 га рілля протягом року потрібно близько 65 літрів МЕРМ. При етерифікації з 1 тонни рапсового масла і 110 літрів метанолу виходить 1 тонна МЕРМ і близько 100 кг

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

гліцерину. При врожайності рапсу 18 ц/га і отриманні з 1 т насіння близько 340 кг масла з одного гектара можна одержати 600 кг масла (600 кг МЕРМ), що дозволить забезпечити паливом обробку 10 га рілля. Таким чином, для повної обробки 5000 га рілля протягом одного року достатньо засадити рапсом 10% наявної землі. І це за умови, що одержуваний МЕРМ використовується як 100% дизельне паливо. Якщо ж використовуватиметься суміш: дизельне паливо - МЕРМ в співвідношенні 70:30, то площа, що засівається рапсом, зменшиться до 3,4%.

Отже, для обробки 5000 га рілля потрібно близько 300 тонн 100% МЕРМ, що вимагає для кооперативу фермерів однієї установки по виробництву біодизеля в кількості 1 т/добу. Якщо розглядати виробництво біодизеля в умовах замкнутого циклу (кооператив фермерів), то собівартість палива буде дуже малою.

Основні витрати: покупка установки для отримання біодизеля (разові витрати), покупка елітного насіння, покупка метанолу (з розрахунку 110 літрів на 1 тону рапсового масла за ціною 1040 грн./тонна), покупка добрив, електроенергія. Доходи (крім біодизеля): брикетірованая рапсова солома (6-7 тонн/га) - як паливо, високоякісний шрот, гліцерин (9 грн./кг), продаж надлишків біодизеля і насіння рапсу.

Розрахунки приводяться по базовому комплекту біодизельної фабрики продуктивністю 1 200 л/добу на базі чеського (прес Farmer L200), польського (естерифікатор W-400 BIOPRESS), і українського (комунікації, фільтр, місткості і ін.) устаткування. Фабрика діє на агропідприємстві холдингу Порцелак в с.Остапівка Лубенського району.

Таблиця 5.2 – Розрахунок економічної ефективності

Показник	Одиниці виміру	Значення
Вихідні дані:		
Річний обсяг виробництва біопалива	л.	300000
Собівартість сировини – ріпак, соняшник, гірчиця	грн/т	8000
Ринкова собівартість макухи	грн/т	5000

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Показник	Одиниці виміру	Значення
Ринкова собівартість мінерального палива (на 19.10.2023 р.)	грн/л	45,0
Вихід продукції з однієї тонни сировини (по ріпаку)		
макуха	кг.	600
біодизель	л.	318
гліцерин	кг.	77
Витрати на 1000 літрів біопалива:		
Хімічні реактиви (метанол, КаОН)	грн	460,0
Електроенергія	грн	90,0
Зарплата персоналу (з нарахуваннями)	грн	300,0
Додатково (транспорт, хознужди і ін.)	грн	80,0
Вартість сировини (800 x 3,143)	грн	2510,0
Всього:	грн	3440,0
Всього на один літр палива:	грн	3,44
Доходи:		
Макуха (0,600 x 3,143 x 500)	грн	940
на один літр палива:	грн	0,94
Собівартість одного літра біодизеля	грн	37,40
Річний прибуток (45,0 - 37,40 x 300 000):	грн	1 080 000

Приведені розрахунки не враховують значної економії на транспортних витратах, а також використання гліцерину, як палива, добрива або для продажу.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз літературних джерел по використанню метилових ефірів ріпакової олії як палива для двигунів внутрішнього згоряння показав, що:

– конкретизованих рекомендацій, щодо адаптації продуктів на базі ріпакової олії, як палива для дизеля, немає;

– необхідні поглиблені й різнопланові дослідження й випробування, як самого біодизелю так і його впливу на надійність та довговічність автотракторної техніки.

2. Теплоти згоряння паливно-повітряних сумішей біопалива і дизельного палива неоднакові.

3. За такими показниками, як густина, в'язкість, фракційний склад, йодне число, наявність водорозчинних лугів РМЕ суттєво відрізняється від дизельного палива.

4. За результатами обробки порівняльних стендових випробувань, встановлено, що з переходом дизеля на біопаливо спостерігається:

– збільшення годинної витрати палива $G_{\text{г}}$ до 2,3 кг/год;

– збільшення питомої витрати палива g_e до 38 г/кВт·год;

5. Результати розрахунків тягової характеристики колісного трактора МТЗ-100 свідчать, що гакова питома витрата палива з біопаливом збільшується на 17,4%

5. Як заходи щодо оптимізації необхідно запровадити і дослідити наступні етапи: зміна кута випередження впорскування палива, підвищення температури палива, збільшення тиску початку впорскування палива, збільшення ефективного прохідного переріза розпилювача і зміна конструкції розпилювача. При переході на ріпакову олію необхідно: збільшити кут випередження паливоподачі на 2-3°, забезпечити температуру ріпакової олії в системі живлення дизеля рівної 40-45°C, збільшити тиск подачі палива (для існуючої системи до 20 МПа), застосовувати розпилювачі із збільшеним на 10% ефективним прохідним перерізом і розпилювачі спеціальної конструкції.

					КРМ.133ГМмз_21.13.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68