

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 - МР.2223 С 2023.12.07. 098 ПЗ

ЧУПІР ОЛЕГ СЕРГІЙОВИЧ

2024 р.

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.3:656.137(477.41)

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко - технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту імені М.П. Момотенка

Вячеслав БРАТІШКО

(підпис)

(ПІБ)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ПІБ)

«___» _____ 2024 р.

«___» _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення експлуатаційних показників тракторів в умовах ТОВ
«Світанок» Київської області

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., проф. каф.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Войтюк Валерій Дмитрович

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Чупир Олег Сергійович

(ПІБ)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота на тему «Удосконалення експлуатаційних показників тракторів в умовах ТОВ «Світанок» Київської області» містить 79 сторінок текстового документа, 50 використаних літературних джерел, презентаційний комплекс – 18 слайдів.

Здійснено аналіз стану питання і завдання досліджень, а також значення та об'єми транспортних робіт у сільськогосподарському виробництві; наведено класифікацію сільськогосподарських вантажів, дорожніх умов, видів і особливостей сільськогосподарських перевезень.

Здійснено аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів тягового класу 3,0.

В результаті проведених експериментальних досліджень регулятора встановлено, що досліджуваний регулятор дозволяє отримання таких же техніко-економічних показників МТА, як і з серійним всережимним регулятором під час роботі дизеля на встановлених режимах; а також зменшення експлуатаційної витрати палива на 4,6...6% під час виконання транспортних робіт завдяки способу дворезимного регулювання; при дворезимному регулюванні, порівняно із все режимним забезпечується підвищення інтенсивності розгонів із місця на 23%, а на ходу - в діапазоні 22...30,6 %.

Також було отримано економічний ефект від впровадження заходів щодо підвищення ефективності експлуатації тракторів.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	3
ЗМІСТ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕХНІКИ В УКРАЇНІ.....	9
1.1. Стан експлуатації техніки в аграрному виробництві.....	9
1.2. Вплив умов функціонування на експлуатацію тракторів у сільськогосподарському виробництві.....	10
1.2.1. Методи визначення стану експлуатації тракторів	13
1.3. Методи оптимізації доремонтного, міжремонтного напрацювань та напрацювання до списання тракторів	17
РОЗДІЛ 2 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	21
2.1. Аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів.....	21
2.2. Огляд і аналіз схем і конструкцій універсальних регуляторів.....	25
РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА.....	34
3.1. Схема регулятора паливного насоса розподільчого типу з серійним регулятором.....	34
РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	40
4.1. Мета і програма експериментальних досліджень.....	40
4.2. Установки та обладнання для експериментальних досліджень.....	40
4.3. Методика лабораторних досліджень.....	43
4.4. Методика експлуатаційних досліджень.....	45
4.5. Методика розрахунку тягової характеристики трактора.....	47
РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ...	53
5.1. Результати досліджень швидкісної характеристики паливного насоса НД-22/6Б4 з серійним і дослідним регулятором.....	53
5.2. Результати дорожніх досліджень паливно-швидкісної характеристики трактора ХТА-220-2.....	58

	8
5.3. Динаміка трактора з дослідним регулятором.....	61
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	64
6.1. Обґрунтування травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій.....	64
6.2. Розрахунок штучного освітлення ділянки технологічної лінії щоденного обслуговування.....	66
РОЗДІЛ 7 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	
РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	68
7.1. Розрахунок показників оцінки економічної ефективності.....	68
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74

ВСТУП

На етапі розвитку сільського господарства за умов формування ринкових відносин загострюється проблема ефективності експлуатації техніки.

Основними завданнями, які стоять перед дослідниками у сфері експлуатації тракторів, є забезпечення значного підвищення якості роботи, збільшення продуктивності тракторних агрегатів, зниження витрат за одиницю виробленої продукції.

Актуальність теми. Природно-кліматичні умови, сезонність при виконанні механізованих робіт, значна вартість машинно-тракторного агрегату, дефіцит механізаторських кадрів, зниження технічної оснащеності та поступове збільшення обсягів виробництва продукції АПК висувають особливі вимоги до ефективності експлуатації тракторів.

У разі поліпшення технічних характеристик тракторів тенденція зниження ефективності їх експлуатації зберігається, оскільки для виробництва відсутні розроблені заходи щодо реалізації потенційних можливостей техніки з урахуванням умов її функціонування.

Використання всережимних регуляторів швидкості на сільськогосподарських тракторах і комбайнах викликане необхідністю автоматичного підтримування заданої швидкості руху тракторів як на номінальному, так і на часткових режимах, незалежно від перемінної величини завантаження агрегату. До таких польових робіт можна віднести оранку, сівбу зернових, технічних і овочевих культур, механізоване висаджування і збирання овочів, міжрядний обробіток і т.д.

Треба зазначити, що з підвищенням робочих швидкостей суттєво збільшилась напруженість роботи механізатора, який керує складним комплексом систем і механізмів машинно-тракторного агрегату. Для ефективного використання трактора водій повинен керувати завантаженням двигуна, напрямком руху, роботою сільськогосподарської машини, яка повинна забезпечувати високу агротехнічну якість роботи, стежити за роботою систем та механізмів трактора і сільськогосподарської машини, а також забезпечувати

безпеку руху.

Тому нами на дизель колісних тракторів ХТА запропоновано застосовувати універсальний дворежимно-всережимний регулятор, який дозволяє без зупинки дизеля і людського фактору змінювати програму регулювання із всережиної на дворежимну і навпаки.

Мета досліджень. Підвищення експлуатаційних показників використання тракторів під час транспортних операцій завдяки дослідженню універсального всережимно-дворежимного регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання.

Задачі дослідження:

- проаналізувати значення та об'єми транспортних робіт, а також види і особливості перевезень у сільськогосподарському виробництві;
- провести аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів;
- здійснити дослідження швидкісної характеристики паливного насоса НД-22/6Б4 з серійним і дослідним регулятором;
- провести дослідження паливно-швидкісної характеристики трактора ХТА-220-2;
- провести розрахунок штучного освітлення ділянки технологічної лінії щоденного обслуговування;
- визначити техніко-економічну ефективність проведеного дослідження.

Об'єкт дослідження: Трактори сільськогосподарського призначення у різних умовах функціонування.

Предмет досліджень: Закономірності впливу умов функціонування тракторів на їх техніко-економічні, експлуатаційні показники та показники надійності.

Методологія та методика дослідження: За виконання магістерської кваліфікаційної роботи використовувалися стандартні методи експериментальних досліджень, методи математичного моделювання, експертного опитування, метод

оцінки рівня експлуатації тракторів;

Наукова новизна:

Розроблено новий метод оцінки умов функціонування тракторів, який визначається рівнем їх експлуатації, що залежить від станів факторів технічної експлуатації та диференціації сільськогосподарських робіт тракторами.

РОЗДІЛ 1 СТАН ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕХНІКИ В УКРАЇНІ

1.1. Стан експлуатації техніки в аграрному виробництві

Значення тракторного парку у господарській діяльності аграрних підприємств важко переоцінити, оскільки з використанням тракторів виконуються майже всі трудомісткі процеси в аграрному виробництві, пов'язані з технологією обробітку сільськогосподарських культур (оранка, посів, догляд за посівами, значною мірою збирання врожаю та ін.).

Рівень технічної та технологічної оснащеності багато в чому визначає обсяги та ефективність сільськогосподарського виробництва.

Низька ефективність експлуатації тракторів та подальше її зниження відбивається і на річному напрацюванні. Під час ремонту техніки витрати на купівлю запасних частин становлять 50...70 % вартості всього ремонту. При цьому собівартість відновлення зношених деталей, придатних до ремонту становить не більше 30...50% від ціни нових. Тому ціна відремонтованих машин, де були використані відновлені деталі, буде меншою за ціну нових машин на 30...40%, при аналогічному ресурсі роботи. На етапі у системі технічного забезпечення галузі землеробства можна назвати такі основні проблеми:

- низька енергооснащеність сільськогосподарських підприємств внаслідок високовідсотка зносу енергетичних засобів та обладнання, а також невисокими темпами оновлення;
- недостатня забезпеченість кваліфікованими інженерно-технічними працівниками та механізаторськими кадрами;
- велика різноманітність машинно-тракторного парку, зумовлена відсутністю єдиної науково-обґрунтованої методики його комплектування та оновлення;
- недостатня забезпеченість енергетичних засобів відповідним шлейфом сільськогосподарських машин;
- відсутність ремонтних підприємств регіонального рівня, які забезпечують високоякісний капітальний ремонт складної сільськогосподарської техніки;

➤ слабка організація сервісного обслуговування сільськогосподарської техніки та відсутність ефективної логістики постачання запасних частин, що забезпечують високу технічну готовність машинно-тракторного парку;

➤ недостатньо ефективна експлуатація наявної високопродуктивної техніки внаслідок неправильної організації виробничих процесів та низької виробничої дисципліни;

➤ високі витрати на підтримку парку машин у працездатному стані, обумовлена значною часткою техніки, що працюють за межами амортизаційних термінів служби;

Загалом, на сьогоднішній день існуючий машинно-тракторний парк дозволяє працювати в основному за базовими та мінімальними агротехнологіями. При цьому не повною мірою забезпечуються вимоги до якості та агротехнічних термінів виконання технологічних операцій. Недостатня забезпеченість основними технічними засобами та високе навантаження на одиницю техніки часто призводить до необґрунтованого спрощення агротехнологій.

Аналізуючи стан експлуатації техніки на підприємствах аграрного виробництва, видно, що трактори, сільськогосподарські машини в господарствах експлуатуються на невідповідному рівні, що призводить їх до зниження ефективності експлуатації.

1.2. Вплив умов функціонування на експлуатацію тракторів у сільськогосподарському виробництві

Ефективність експлуатації сільгоспмашин значно залежить від умов її функціонування. Умови функціонування – це комплекс чинників, які впливають на виконання технікою механізованих сільськогосподарських робіт.

Багато досліджень присвячено вирішенню питання впливу природно-кліматичних та виробничих умов на стан техніки.

Великі втрати у сільському господарстві обумовлені тим, що сільськогосподарська техніка функціонує в агресивному середовищі. Серед усіх галузей, згідно зі статистикою, найбільші втрати внаслідок корозії обладнання

знають паливно-енергетичний комплекс, агропромисловий комплекс, хімічна та нафтохімічна промисловість. Наприклад, втрати металу від корозії, такі: у паливно-енергетичному комплексі – 30%, у хімічній та нафтохімічній промисловості – 20%, в агропромисловому комплексі – 15%, металообробній промисловості – 5%. Корозія обладнання є причиною щорічних багатомільярдних збитків, і вирішення цієї проблеми є одним із важливих завдань.

Значна шкода сільгоспмашинам завдається вологістю повітря, великою кількістю опадів, що викликають корозію деталей виконаних з металу. При появі невидимого шару вологи на поверхні металу починає виникати корозія. Критична величина вологості для заліза та сталі коливається від 63 до 65%, при цьому відносна вологість знаходиться у значних межах. Середня вологість становить 62,4% у районах середньої Азії та 79,9% у Європейській частині країни. Також відомо, що при зберіганні сільськогосподарських машин на відкритих майданчиках, швидкість поширення корозії деталей з маловуглецевих сталей – понад 200 г/м³ на рік, при зберіганні в закритих приміщеннях – до 100 г/м³ на рік.

Іншим важливим прикладом корозійно-активних середовищ у сільському господарстві є добрива, отрутохімікати, сік рослин, відходи тваринництва, рослинництва та ін.

Існують специфічні види корозій, не пов'язані із втратою металу. Так, незначні точкові ураження, що виникають на плунжерних парах, паливних насосів, після року їх експлуатації призводять до втрати потужності двигуна приблизно на 20%, при цьому витрата оливи збільшується на 50...80% і скорочуються терміни служби двигунів майже вдвічі.

У конструкцій сільськогосподарських машин, які мають корозійні руйнування, знижується міцність втоми на 30...40%, що призводить до появи тріщин і розривів у металі. Зносостійкість поверхонь сполучення знижується у 1,5...2 рази корозійними ушкодженнями.

Роботи багатьох вчених присвячені вивченню впливу рельєфу місцевості, порізаності полів, наявності схилів та перешкод та впливу їх на показники експлуатації тракторів.

Поломка вузлів, підвищений знос, переважно, відбувається через непостійні, тобто, динамічні навантаження, перевантажень на крутих схилах, збільшених навантажень на ходову частину трактора. Підвищення коефіцієнта порізаності від 0,89 до 0,99 призводить до зростання собівартості сільськогосподарських робіт на 8%, а при підвищенні середнього кута від 100 до 200 витрата оливи збільшується на 12%, продуктивність знижується на 23%.

Багато робіт присвячені вивченню впливу запиленості повітря на потужнісні характеристики тракторів. Вид (пов'язаність) ґрунту, вологість повітря, швидкість вітру відіграють величезну роль у запиленості повітря.

Є тенденція зменшення забруднення повітря пилом у міру підвищення питомої частки чорнозему в оброблюваному ґрунті.

При підвищенні запилення повітря від $0,08 \text{ г/м}^3$ до $0,25 \text{ г/м}^3$, потужність двигуна внутрішнього згоряння знижується від 5,7 до 13,8%, при цьому збільшується витрата палива від 6,6 до 14,1%.

Такі фактори як тип ґрунту, його структурність і пов'язаність впливають на завантаженість двигуна трактора. Навантаження на двигуни тракторів при оранці на глинистих ґрунтах вище вдвічі, ніж на суглинистих. При вологості ґрунту дорівнює 21%, ґрунт вважається нормальним. При значенні вологості ґрунту 12% опір робочих органів сільськогосподарських машин підвищується на 25% і при збільшенні вологості ґрунту до 26% - зростає на 13%.

У дослідженнях багатьох вчених проаналізовано вплив організації робіт техніки на показники їх експлуатації. Збільшення швидкості руху сільгоспмашини від 5 до 6 км/год призводить до збільшення навантаження на системи та агрегати трактора, в середньому: при оранці - 5% (на легких ґрунтах - 1-2%, середніх ґрунтах - 3-5%, важких ґрунтах - 6-8%); при посіві - 1,5-2,5 %; при боронуванні, культивуванні, прикочуванні, луценні на - 3-4%. Навантаження при оранці з затупленим лемішем збільшується на 20-30%.

На експлуатацію тракторів також впливає правильність вибору виду повороту і способу руху, особливо за наявності на ділянці оброблюємих схилів та перешкод. Відомо, що зменшення довжини гону призводить до збільшення шляху

здійснення поворотів і заїздів, який може становити від 10 до 12%, а на коротких ділянках цей показник може збільшитися до 40 % і більше. При частих і тривалих поворотах збільшується знос ходової частини трактора.

Експлуатаційні показники безпосередньо залежать від факторів, спрямованих на підтримку техніки у працездатному стані, та від тих факторів, які сприяють його нормальній роботі, це такі фактори як транспортування, проведення технічного обслуговування, зберігання та ремонт трактора, класність та стаж роботи механізатора, обкатка та інші. Виходячи з вищевикладеного вважаємо, що оцінка та визначення закономірності впливу умов функціонування на показники експлуатації тракторів має важливе значення.

1.2.1. Методи визначення стану експлуатації тракторів

В даний час відомі виробничі та технічні експлуатації тракторів. Виробнича експлуатація тракторів пов'язана із факторами виконання сільськогосподарських робіт. Технічна експлуатація - це період експлуатації, при якому здійснюється підтримка техніки у працездатному стані, проведення заходів, таких як організаційних, технологічних, технічних та інших.

Приймання, транспортування та обкатка машин, профілактичне технічне обслуговування, зберігання, заправка, експлуатаційний ремонт, а також постачання матеріалів і запасних частин є основними факторами технічної експлуатації.

Виробнича експлуатація визначається: технологією сільськогосподарських робіт у сільському господарстві, комплектуванням та організацією робіт агрегатів, плануванням складу та управлінням МТП, що характеризують виробничі умови.

Під станом експлуатації слід розуміти сукупність чинників які впливають на процес експлуатації тракторів які у взаємозв'язку друг з другом.

Від стану технічного обслуговування, ремонтної бази, якості очищення та заправки оливи та палива, якості зберігання сільгоспмашин, рівня професіоналізму механізаторів, які обслуговують агрегат, залежить і рівень їх експлуатації.

Розрізняють два основні напрями для оцінки стану експлуатації. Перше - за показниками якості виготовленого чи відремонтованого механізму, друге - за показниками технологічних процесів. Оцінювати стан експлуатації за вихідним результатом більш прийнятно з погляду оцінювання «за кінцевим результатом»; справді у своїй підтверджується як якість аналізованого процесу, а й якість інших - виготовлення, відновлення тощо. Визначати стан експлуатації за якістю виконання операцій більш доцільно, оскільки при цьому одночасно виявляються причини, що призводять до його зменшення.

У зв'язку з цим далі аналізуються роботи другого напрямку. Другий напрямок можна охарактеризувати двома методами: методом статистичної обробки, та методом максимальних та середніх значень [2]. Оскільки перший метод достовірний лише періоду проектування (конструювання), то приймається другий метод, виражається залежностями, оцінюють як якість готових виробів, а й якість технологічного процесу проектування (виготовлення). В результаті підсумкова формула виглядає так:

$$G_i = \frac{(K_i - K_i^0)^{-1}}{\sum (K_i - K_i^0)^{-1}}, \quad (1.1.)$$

де K_i - нормальне значення i -го показника, що визначається як середньостатистичний для виробу, що задовольняє нормативним вимогам;

K_i^0 - максимальне допустиме значення, менше якого i -ий показник знизитися не може.

Оцінюючи процес виготовлення, ми використовували комплексний безрозмірний показник, отриманий для складання всіх узагальнених показників якості заходів щодо організації технологічних процесів та їх проведення, з урахуванням коефіцієнтів їх вагомостей. У загальному вигляді вираз виглядає так:

$$K_K = \sum_1^{N_1} K_{яТО} \cdot \mu_1 + \sum_1^M K_{ТПі} \cdot m_i, \quad (1.2.)$$

де $K_{яТО} = \sum_1^{N_1} K_e \cdot m_e$ - якість i -х технологічних операцій;

K_e, m_e - поодинокий показник e -го властивості технологічної операції та його вагомість;

N_2 - кількість поодиноких показників якості технологічної операції;

M_i - вагомість i -ї технологічної операції;

N - кількість i -х технологічних операцій;

$K_{ТПi} m_i$ - поодинокі показники технологічного процесу та їх вагомості;

N_i - кількість поодиноких показників якості технологічного процесу.

Формула (1.2.) показує якість здійснення технологічних процесів залежно від якості технологічних операцій. До цих показників можна віднести стан технологічного обладнання та машин, кваліфікацію інженерно-технічних працівників та обслуговуючого персоналу, систему стимулювання цих працівників.

Для визначення стану експлуатації тракторів у роботі використовується такий вираз:

$$K_o = \frac{\sum_{j=1}^5 (K_{rj} - \varphi_j)}{0,95 \cdot \sum_{j=1}^5 \varphi_i}, \quad (1.3.)$$

де $K_{rj} = \sqrt[n]{\prod d_i}$ - приватний показник стану експлуатації j -го узагальненого фактора

d_i - значення i -го визначального чинника в залежності від рівня його реалізації в експлуатації;

n - число визначальних факторів для j -го узагальненого фактора;

φ_j - вага j -го узагальненого фактора.

Як видно, у цій роботі та у працях літературних джерел оцінка узагальненого фактора визначена середнім геометричним значенням усіх його факторів. Оцінка значення кожного визначального чинника, у разі визначається шляхом порівняння його фактичного значення з певними фіксованими рівнями, ми застосували чотирьох бальну систему оцінки, у якій бали мають однакові значення: 0,95; 0,76; 0,50; 0,24.

При аналізуванні праць, було не враховано, що узагальнені чинники мають різноманітний вплив на стан експлуатації техніки, тобто, не враховані ступеня впливу чинників природно-кліматичних виробничих умов.

У працях видатних вчених приділяється велика увага якості зберігання техніки, проте на довгостроковому зберіганні техніка знаходиться рідко. Тому

ступінь представленого фактора в роботі дещо перевищено. Таким чином, перелік узагальнених факторів та оцінка ступеня їхнього значення потребують уточнення.

У магістерській кваліфікаційній роботі стан експлуатації техніки визначалася шістьма узагальненими факторами: рівнем технічного обслуговування; рівнем поточного ремонту; підготовленістю механізаторських кадрів; забезпеченістю підприємств матеріальними та технічними засобами та кадрами; ступенем організації експлуатації тракторів; технічного обслуговування та ремонту. Визначення стану будь-якого узагальненого чинника передбачає формування та оцінку його чинників.

При оцінці рівнів факторів, було використана трибальну систему оцінки, при цьому бали дорівнювали: 1,00; 0,75; 0,31. Питома вага узагальненого і визначального чинника при ранжируванні для низки 1,2,3,4,5 і т.д. відповідно дорівнюють: 1; 1; 0,75; 0,50; 0,31 і т.д. Для визначення узагальненої частки чинника необхідно помножити на питому вагу чинника з його порядковим номером і числовою характеристикою, визначальний рівень фактора.

Для визначення стану експлуатації техніки у господарстві пропонується така формула:

$$Y_e = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_{\phi i}}{\sum \varphi_{\phi B}}, \quad (1.4.)$$

де: $\varphi_{\phi i}$ і $\varphi_{\phi B}$ - узагальнені питомі ваги i -го визначального фактора, що відповідають фактичному та високому рівню експлуатації тракторів;

n - загальна кількість аналізованих факторів.

Для визначення стану експлуатації техніки у господарстві використовуємо формулу виду:

$$K_{eT} = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i \cdot K_i}{\sum_{i=1}^n \varphi_i}, \quad (1.5.)$$

де $\varphi_i = \frac{i}{2^{i-1}}$ - значення нормуючої функції для i -го узагальненого фактора;

n - число узагальнених факторів.

При розрахунку зроблено припущення аналогічного характеру, у свій стан експлуатації тракторів визначається з виразу:

$$K_e = \frac{\sum_{i=1}^N \varphi_i \cdot \sum_{j=1}^M K_{ij}}{\sum_{i=1}^N \varphi_i \cdot \sum_{j=1}^M K_{maxij}}, \quad (1.6.)$$

де K_{maxij} – максимально можливе значення факторів;

K_{ij} - чисельне значення i - ого фактора, що визначає j -ий фактор;

N - число основних факторів;

M - число факторів, що визначають основний фактор.

Зробивши аналіз наявних методик оцінки стану експлуатації техніки, виводимо такі висновки:

➤ для визначення вагомостей факторів, вчені керуються підсумками опитування експертів або показниками функцій, що нормують. Можливий вплив природно-кліматичних та виробничих умов на рівень експлуатації не враховується;

➤ пропонуються всілякі комплекти факторів, які характеризують технічні умови, проте в цьому випадку питома вага факторів, що визначають організаційні умови не значний, що знижує можливість отримання об'єктивних даних. Виходячи з цього, необхідно розробити методику визначення вагомостей факторів та стану експлуатації тракторів.

1.3. Методи оптимізації доремонтного, міжремонтного напрацювань та напрацювання до списання тракторів

Ефективність та надійність експлуатації тракторів суттєво залежить від оптимальних значень тривалості експлуатації нової техніки та техніки після капітального ремонту.

Надійність техніки в процесі експлуатації залежить від досконалості конструкції, якості виготовлення та якості ТО при її експлуатації та зберіганні. У разі своєчасного та якісного технічного обслуговування техніки гарантовано його нормальні показники експлуатації та їх надійності. Як показує практика, відомі випадки порушення термінів проведення обслуговуючих робіт, порушення технології робіт та технічних вимог під час їх виконання. Підставою такого зневажливого ставлення до технічного обслуговування техніки, в основному

показує, так званий, «неявний» непрацездатний стан техніки, тобто техніка, може продовжити роботу, але вже неефективно, а подальше використання цієї техніки призведе до раптового зростання відмов та додаткових витрат з їхньої ліквідацію. Отже, система технічного обслуговування та ремонту техніки має нести запобіжний характер. Величезний плюс даної системи, її плановість, яка дає можливість завчасно дізнатися про терміни проведення ремонту та обслуговування та необхідні для цього кошти, матеріали та кількості виконавців.

Сумарні питомі витрати відображають: збільшення продуктивності техніки, виражену сумарною напрацюванням, а збільшення надійності та довговічності - через витрати на ремонт та витрати від простоїв.

Діяльність Дж.С.Тейлора, однією з перших виконується завдання визначення оптимального терміну служби техніки, де мінімізується таке вираз:

$$\Pi = \frac{S_0 \cdot (1-P)^n - S_n + \sum_1^n (1+P)^{n-1} - Q_i}{\sum_1^n (1+P)^{n-1} - T_i} \rightarrow \min, \quad (1.7.)$$

де Π – наведене значення питомих витрат, грн./м.год.;

S_0 - ціна нової машини, грн.;

S_n - залишкова вартість машини наприкінці i -го року, грн.;

Q_i - експлуатаційні витрати, що включають усунення несправностей та ремонт у n -й рік, грн.;

T_i - напрацювання машин у i -й рік експлуатації, м.год.;

P - відсоток на капітал.

У цьому зміна витрат несе дискретний характер, де вони вказуються окремо щороку. І тому щодо n , відповідного мінімальному виразу (1.7.), елементарніше безпосередньо обчислювати питомі витрати з виразу (1.7.) для $n = 1, 2 \dots$ т.д. доти, доки « Π » не припинить знижуватися.

Якщо у формулі (1.7.) $p = 0$, отже не враховується вплив різночасності витрат, то дана формула набуде вигляду поширеного співвідношення:

$$\Pi = \frac{S_0 - S_n + \sum_1^n Q_i}{\sum_1^n T_i} \rightarrow \min, \quad (1.8.)$$

Саме в такому стані ця модель застосовувалася багатьма вченими. Проте, відмови від обліку різночасності витрат піддаються до помилок.

Стосовно техніки, представлене питання найбільш глибоко розглядатиметься у запропонованій залежності для знаходження оптимального терміну служби:

$$t = \sqrt[\delta]{\frac{A}{C(\delta-1)}}, \quad (1.8.)$$

де C - постійний для даної машини коефіцієнт, що визначає вихідну норму прогресуючих витрат та втрат;

δ - показник зростання витрат та втрат у міру старіння машин;

A - витрати на придбання трактора, грн.

Проте, у цій залежності не враховується різночасність витрат. У роботі пропонується проводити оцінку технічного стану тракторів:

$$\sum_{i=1}^n J_i \cdot \frac{R_{oi}}{\bar{T}_i}, \quad (1.9.)$$

де n - число розглядаємих елементів трактора, шт.;

\bar{T}_i - середній ресурс i -го елемента, м.год.

R_{oi} - залишковий ресурс i -го елемента, м.год.;

J_i - коефіцієнт, що оцінює вагомість i -го елемента за сумою витрат на його ремонт у загальному балансі витрат на машину

Проаналізувавши і порівнявши цю величину з раніше обчисленим оптимальним значенням оцінки технічного стану трактора R_o робиться висновок про необхідність того чи іншого ремонтного впливу.

У запропонованій методиці залежності детерміновані, оскільки міжремонтне напрацювання визначалося з урахуванням різних груп вікових груп тракторів з використанням статистичного методу, де враховується терміни служб найменш довговічного агрегату та за мінімальними питомими витратами, у реальних умовах терміни служби є величини випадкові.

Зводимо до мінімуму функцію виду:

$$\Pi = U + R + F + Q + E_n \cdot K, \quad (1.10.)$$

де U - частина вартості машини, що припадає на обсяг роботи, виконаної за цикл, грн.;

R - витрати на ТО і ТР ($R = a \cdot W^a$), грн.;

F - втрати від зниження продуктивності старіючих машин, грн.;

K - капіталовкладення, приведені до річної розмірності за допомогою коефіцієнта ефективності, грн.

Виконавши рішення рівняння (1.10.), ми отримали залежності знаходження оптимальних доремонтних і міжремонтних напрацювань машин. Однак, у цих залежностях також не враховується умова експлуатації.

У магістерській кваліфікаційній роботі визначають оптимальний ресурс виходячи із вартості та якості ремонтів. Проте умови експлуатації не враховувалися.

З проведеного аналізу літературних джерел, можна зробити такі висновки: щодо термінів ремонту та служби трактора, що науковцями не враховувалися умови експлуатації техніки і під час сільськогосподарських робіт, тобто, умов функціонування. У зв'язку з цим експлуатація розглядається як процес, який і не залежить від діяльності людини та є некерованим.

При визначенні оптимальних значень та термінів служби необхідно враховувати умову функціонування техніки та розробити заходи щодо їх підвищення.

РОЗДІЛ 2 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів

Досвід експлуатації показує, що 70-80% вантажоперевезень в сільському господарстві здійснюється колісними тракторами. Високого рівня досягло застосування тракторних засобів за кордоном. Так, у Франції на долю тракторного транспорту припадає близько 90 %, в Німеччині – понад 75 %, в США – понад 35 % перевезень сільськогосподарських вантажів [5].

Впродовж календарного року колісні трактори ХТЗ-120/121 і ХТЗ-160, ЮМЗ-8280 і ЮМЗ-10280 “Дніпро”, енергонасичені трактори загального призначення ХТЗ-170 з різними моделями двигунів вітчизняного і зарубіжного виробництва застосовуються для виконання різних польових робіт та тракторних перевезень.

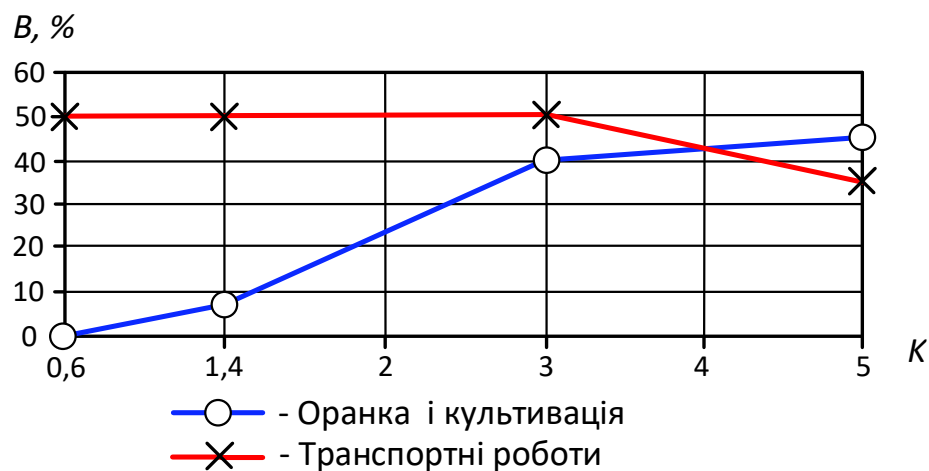


Рис. 2.1. Розподіл відносного часу V роботи сільськогосподарських колісних тракторів різних тягових класів K за видами робіт

Аналізуючи рис. 1.1., варто відмітити, що колісні трактори сільськогосподарського призначення до 50% часу використовуються на транспортних роботах [1].

Аналіз спостережень, наведених у роботі [6], показує, що дизелі колісних тракторів працюють тільки 33-55% на регуляторній характеристиці, при цьому до 28% часу експлуатації з навантаженням 80% і більше при номінальній частоті

обертання. На рис. 1.2 показано розподіл відносного часу роботи на різних навантаженнях дизелів колісних тракторів класів 5 і 1,4. На рисунку позначені режими (P) роботи: 1 – без навантаження,

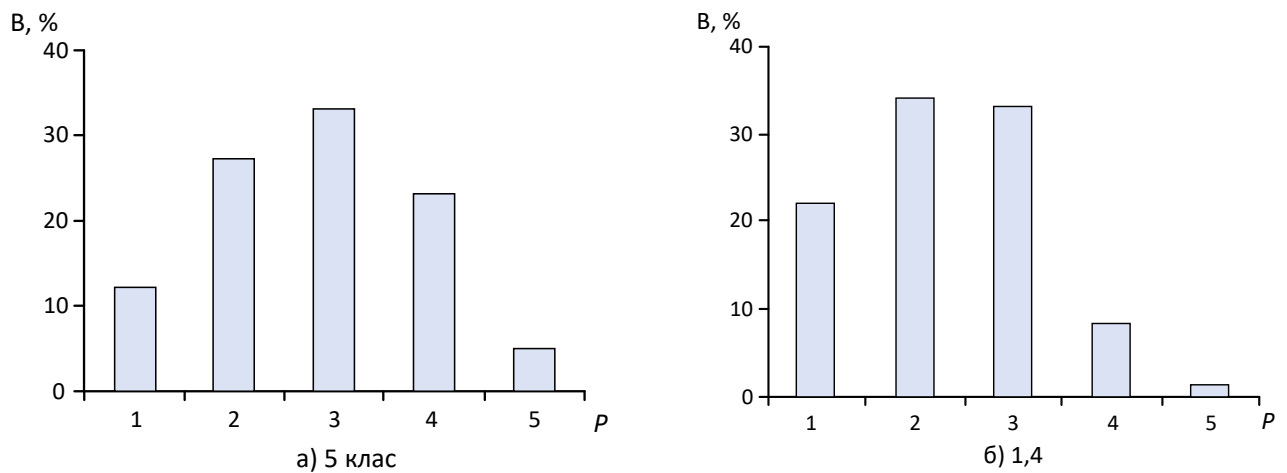


Рис. 2.2. Розподіл відносного часу В роботи з різним навантаженням Р дизелів сільськогосподарських колісних тракторів класів 5 і 1,4: 1- холостий хід; 2 - з навантаженням до 50%; 3 - з навантаженням від 50 до 80%; 4 - з навантаженням від 80 до 100%; 5 - з навантаженням понад 100%.

Режими роботи двигунів внутрішнього згоряння діляться на встановлені, при яких основні показники не змінюється протягом часу, і невстановлені, при яких основні показники змінюються з часом. Тракторні агрегати в умовах сільськогосподарського виробництва більшу частину часу працюють на невстановлених режимах, що відображено в рівнянні тягового балансу [7]:

$$\frac{M_K}{r_k} \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP} = \frac{I_{\partial}}{r_k} \cdot i_{TP} \frac{d\omega_{\partial}}{dt} \cdot \eta_{TP} + \frac{I_K \cdot z_K}{r_k} \cdot \frac{d\omega_K}{dt} + C \frac{dV}{dt} + R \cdot F \cdot V^2 + m \cdot g \cdot \psi, \quad (2.1.)$$

де M_K - крутний момент двигуна;

r_k - радіус кочення колеса;

i_{TP} - загальне передаточне число трансмісії;

η_{TP} - механічний ККД трансмісії;

I_{∂} - приведений до валу двигуна момент інерції всіх його рухомих мас;

ω_{∂} і ω_K - кутова швидкість вала двигуна і колеса;

I_K - момент інерції колеса;

z_K - кількість коліс;

m - маса машини;

V - швидкість машини;

$\frac{dV}{dt}$ - прискорення машини;

$R \cdot F$ - фактор обтікання;

g - прискорення вільного падіння;

ψ - приведений коефіцієнт опору руху.

Рівняння (2.1.) показує, що встановлений режим забезпечується тільки при рівномірному русі, постійних кутових швидкостях ω_{∂} і ω_K , приведенного коефіцієнта опору ψ . В умовах експлуатації ці показники змінюються внаслідок нерівності рельєфу, зміною коефіцієнту опору машинно-тракторного агрегату.

На рис. 2.3. показані швидкісні характеристики автотракторних дизелів, які визначаються типом регулятора і положенням важеля керування подачею палива [8].

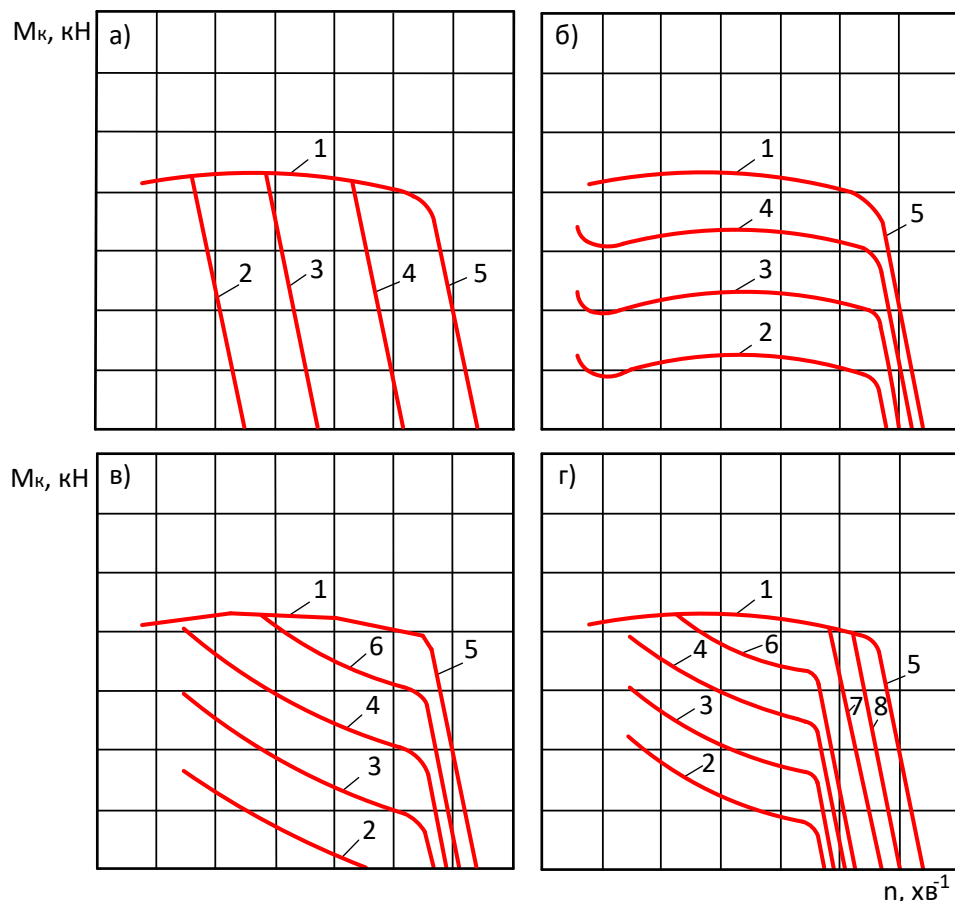


Рис. 2.3. Способи регулювання автотракторних дизелів [8]: *a* і *б* - всережимне і дворежимне регулювання; *в* - однорежимне регулювання з коректуванням часткових характеристик; *г* - однорежимно-всережимне

регулювання з коректуванням часткових характеристик при одно режимному регулюванні. 1 - зовнішня швидкісна характеристика; 2-4 та 6-8 - часткові швидкісні характеристики; 5 - регуляторна вітка зовнішньої швидкісної характеристики.

На вітчизняних тракторах і автомобілях використовуються всережимні регулятори частоти обертання колінчастого дизеля [9], [10].

Такі регулятори автоматично підтримують задану швидкість руху машинно-тракторного агрегату як на номінальному, так і на часткових режимах. Але застосування всережимного регулювання на транспортних роботах, як свідчать дослідження П.І. Андрусенка, К.Є. Долганова, Ю.Ф. Гутаревича, А.Г. Говоруна, А.Ф. Головчука, А.С. Жернового, І.Є. Каньковського, В.І. Мельниченка, В.І. Захарчука, В.Г. Лясковського та інших, веде до підвищення експлуатаційної витрати палива.

При такому виді регулювання під час перехідних процесів рейка або дозатори паливного насосу здійснюють закиди і виходять на максимальну подачу палива, що приводить до подачі в циліндри дизеля надлишкової кількості палива, і тільки потім встановлюються в положення, яке відповідає новому режиму роботи.

Питаннями поведінки органа керування подачею палива в залежності від способу регулювання частоти обертання автомобільного дизеля займався Є.І Блаженнов. Було встановлено, що рейка ПНВТ при всережимному регулюванні в 5...6 разів більше виходить на зовнішню швидкісну характеристику, ніж при дворезимному.

Дослідження, проведені Є.І Блаженновим на автомобілі МАЗ - 500А з двигуном ЯМЗ - 236, показали перевагу в 5...7 % застосування дворезимного регулятора, в порівнянні із всережимним [12], [13].

Дослідження, проведені Ю.Ф. Гутаревичем на тракторі МТЗ-50Л з дизелем Д-50, обладнаного гідравлічним одрорежимно-всережимним регулятором, показали, що застосування однорежимного регулювання на транспортних роботах забезпечує економію палива на 5%, порівняно із всережимним.

На 3-7% зниження витрати палива при однорежимному регулюванні отримано в дослідженнях, проведених Говоруном А.Г. [15] на дизелі ЯМЗ- 236 (автомобіль МАЗ-503Б), обладнаного гідравлічним регулятором.

Дослідження, проведені Головчуком А.Ф. [16] із паливним насосом НД - 22/6Б4 на базі трактора Т-150К, показали, що експлуатаційна витрата палива при дворезимному регулюванні менша на 6...8% порівняно із всережимним під час виконання транспортних робіт.

В середньому близько 5% економії палива отримав І.Є. Каньковський, який досліджував трактор Т-150К на транспортних роботах, застосовуючи однорежимно-всережимний регулятор [17].

Дослідження, проведені в НПО НАТІ із всережимно-дворезимним регулятором на базі тракторів МТЗ-82, МТЗ-100, Т-150К, показали переваги застосування дворезимного регулювання на транспортних роботах. Питома витрата палива трактора Т-150К, який агрегувався з причепом 1ПТС-9, склала - 91 г/т·км, що на 5...7% менше, ніж при всережимному регулюванні. При цьому продуктивність зросла на 2..5 т·км/год. Приблизно такі ж показники отримані і для решти тракторів [18].

2.2. Огляд і аналіз схем і конструкцій універсальних регуляторів

Аналіз схем і конструкцій автоматичних регуляторів двигунів внутрішнього згоряння описано Крутовим В.І. в роботі [23]. В ній представлено класифікацію регуляторів частоти обертання колінчастого вала двигуна за наступними ознаками:

- за видом чутливого елемента;
- за принципом дії;
- за діапазоном роботи регулятора.

В залежності від діапазону роботи регулятори бувають:

- всережимні, що забезпечують автоматичне регулювання заданої частоти обертання на всьому робочому діапазоні;
- дворезимні, що забезпечують стійку роботу на мінімальній частоті

обертання холостого ходу і обмежують максимальну частоту обертання дизеля;

➤ однорежимні, що працюють тільки на одному швидкісному режимі (обмежують максимальну частоту обертання).

Проте в цій роботі розглядаються регулятори, які забезпечують тільки один вид регулювання швидкісних режимів.

У вітчизняній практиці використовуються регулятори, які забезпечують всережимне, дворежимне або однорежимне регулювання. Але для більш раціонального використання системи автоматичного регулювання необхідно поєднати вищезгадані види регулювань. Однак не всі комбіновані регулятори відповідають вимогам сьогодення. Так, деякі із них переключаються з одного виду регулювання на інше тільки при розбиранні регулятора і заміні його деталей. Такі умови неприйнятні, особливо для колісних тракторів. Тому потрібні регулятори, в яких би переключення режимів регулювання відбувалося без розбирання і зупинки дизеля.

Запропонована нами класифікація регуляторів двигунів внутрішнього згоряння представлена на рис. 2.4., яка дає можливість провести аналіз та вибір системи автоматичного регулювання.

Для автотракторних дизелів, П.І. професорами Андрусенко і К.Е. Долгановим запропонований гідравлічний регулятор, який забезпечує протікання кривих крутного моменту дизеля на часткових швидкісних характеристиках за гіперболічним законом при однорежимному регулюванні. Принципова схема одноплунжерного паливного насоса 1ПГ4 з універсальним гідравлічним регулятором показана на рис. 2.6. Основними елементами регулятора є: шестерневий насос 16, відцентровий чутливий елемент, який складається із ротора 9 з вантажем - золотником 10, виконуючий орган, до складу якого входить робочий циліндр 1 з поршнем 4 і пружиною регулятора 5. Поршень з'єднаний з дозатором 2. Вантаж – золотник розміщений в отворі ротора так, що центр мас його зміщений відносно осі обертання ротора. На поверхні вантажа - золотника є виточка, краї якої частково закривають отвір випускного 14 і випускного 13 каналів у валі робота.

Отвори 13 і 14 розміщені так, що при переміщенні груза-золотника до осі ротора прохідний переріз впускного отвору зменшується, а випускного - збільшується. Під вантажем-золотником встановлена пружина 11. Шестерневий насос подає паливо в впускний канал 14, тиск в якому регулюється клапаном 15. Із каналу 14 паливо поступає в виточку на груз-золотник і далі - по осьовому каналу в корпус 12 чутливого елемента. Частина палива по випускному каналу 13 повертається до насоса. При досягненні номінальної частоти обертання двигуна поршень 4 під дією палива зміщується, стискаючи пружину 5 регулятора і включає подачу палива. Цим і забезпечується однорежимне регулювання при максимальній частоті обертання.

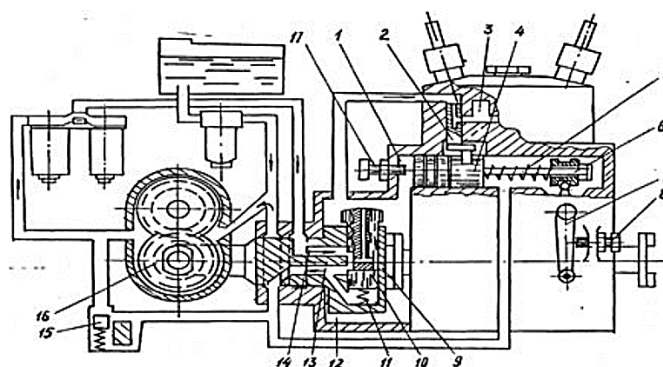


Рис. 2.4. Принципова схема універсального гідравлічного регулятора

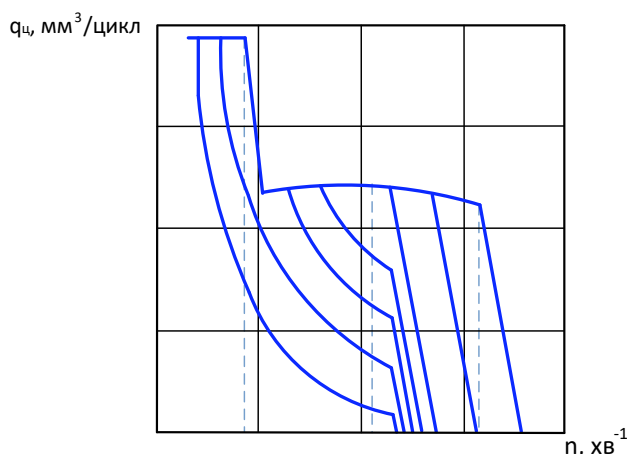


Рис. 2.5. Швидкісні характеристики паливоподачі паливного насоса 1ПГ4 з універсальним регулятором

Для забезпечення однорежимно-всережимного регулювання постійне попереднє стискування пружини 5 регулятора вибирається таким, щоб регулятор спрацьовував при частоті обертання максимального крутного моменту двигуна.

Коли частота обертання перевищує вказане значення, поршень 4 упреться в гвинт 17. Важелем 7 керування регулятора пружини можна стискувати додатково. Таким чином буде забезпечуватись всережимне регулювання від максимального крутного моменту до номінальної частоти обертання (рис. 2.5.).

На рис. 2.6. наведена схема регулятора, який був розроблений в КАДІ. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння має чутливий елемент 1, двоплечий важіль 2 для передачі імпульсу чутливого елемента до рейки 3 паливного насоса, виконуючий орган 4 з пружиною 5 - 7 регулятора. Зовнішній важіль 8 важіль керування шарнірно зв'язаний через додатковий важіль 9 з кінцевим вимикачем 10. Важіль 11 виключення подачі палива через пружину 12 з'єднаний із сердечником електромагніта 13 і через муфту 15 з важелем 2. Рухомий шток 16 переключення режимів через 17 зв'язаний з кінцевим вимикачем 18 і проміжним важелем 19 важіль керування. Обмотка електромагніта 13 зв'язана з кінцевими вимикачами 10 і 18.

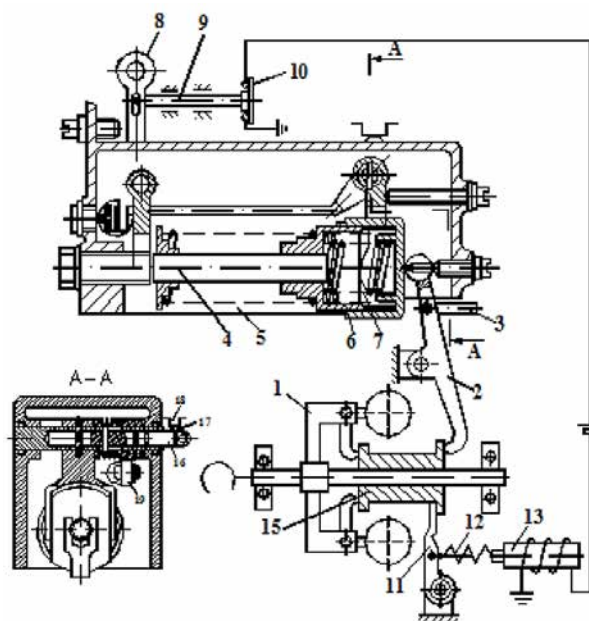


Рис. 2.6. Схема універсального регулятора по а.с.№859662

В режимі примусового холостого ходу водій одпускає педаль акселератора, в результаті важіль 8 керування подачею палива займе крайнє ліве положення, контакти кінцевого вимикача 10 замикаються. Одночасно під дією відцентрової сили грузів чутливого елемента 1 через двоплечий важіль 2 рейки 3 паливного насоса переміститься в сторону виключення подачі палива.

Електричний ланцюг електромагніта 13, проходячи через батарею 14 живлення і кінцевий вимикач 10 і 18 замикаються.

По мірі зменшення частоти обертання вала двигуна, під дією зусилля пружини 5 - 7 рейка 3 паливного насоса переміститься вліво пересилюючи через важіль 2 зусилля пружини 12, у результаті двигун перейде на режим роботи, який відповідає мінімальній частоті обертання вала.

Регулятор по патенту на винахід UA 22923 F02 D1/10 (рис. 2.7.) містить важіль керування 22, відцентрові тягарці 2, які діють на рухому муфту 3 відцентрового чутливого елемента, яка через пружину 5 взаємодіє з втулкою 4, рухому муфту 6, встановлену із зазором X_1 відносно втулки 4. Між втулкою 4 і муфтою 6 встановлено пускову пружину 7. Двоплечий важіль 8 шарнірно встановлений на втулці 4. Проміжний важіль 9 шарнірно встановлений на важелю 8 і кінематично з'єднаний одним кінцем із муфтою 3, а другим кінцем - з рейкою 10 паливного насоса. На стержні 12 розміщений блок пружин, який складається із рухомої гільзи 13, втулок 14 і 15, стаканів 16 і 18, пружини 17 позитивного коректора, дистанційної втулки 20, пружини 21 максимальної частоти обертання. Опорної тарілки 19, пружини 23 мінімальної частоти обертання. Між фланцями втулки 14 і стакана 18 є зазор X_3 .

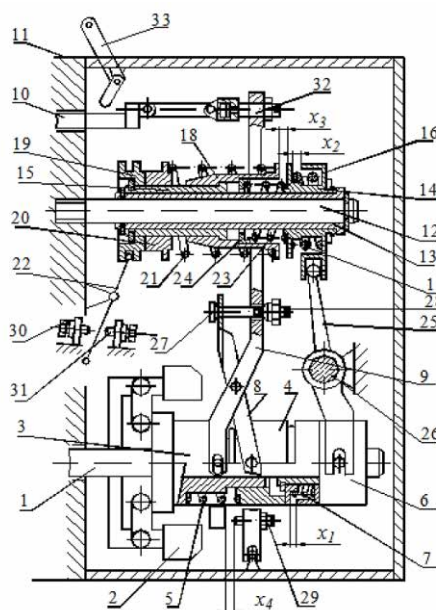


Рис. 2.7. Принципова схема регулятора по патенту UA 22923 F02 D1/10

Регулятор працює наступним чином. При встановленні важеля 22

керування подачею палива до упора в гвинт 30, пружина 23 мінімальної частоти обертання стискується до тих пір, доки зазор X_3 повністю не зникне, а попередня деформація пружини 21 максимальної частоти обертання збільшується до значення, яке відповідає початку формування зовнішньої швидкісної характеристики.

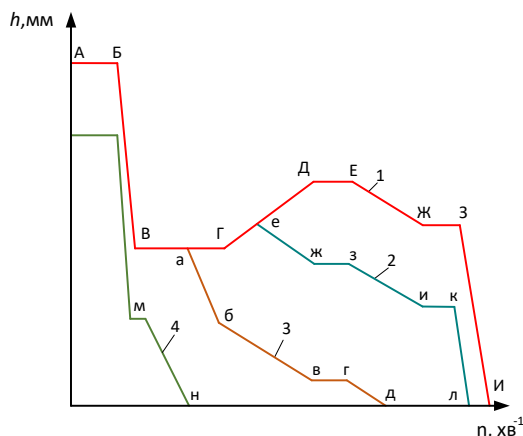


Рис. 2.8. Зовнішня і часткові швидкісні характеристики регулятора при дворезимному регулюванні

Із збільшенням частоти обертання зростає відцентрова сила чутливого елемента 2. Під дією цієї сили спочатку стискується пружина 7 до повного ліквідування зазору X_1 (ділянка БВ рис. 2.8., рис. 2.9.), потім стискається пружина 5 до повного ліквідування зазору X_4 (ділянка ГД), потім пружина 17 позитивного коректора до ліквідування зазору X_2 (ділянка ЕЖ) і пружина 21 максимальної частоти обертання, в результаті чого формується зовнішня регуляторна вітка (ділянка ЗИ).

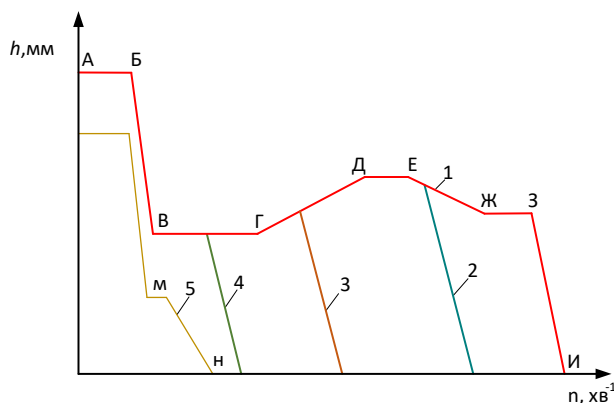


Рис. 2.9. Зовнішня і часткові швидкісні характеристики регулятора при всережимному регулюванні

Таким чином зовнішня швидкісна характеристика формується однаково як при всережимному регулюванні так і при дворезимному.

Для отримання часткових швидкісних характеристик важіль керування 22 потрібно встановити в одне із проміжних положень між гвинтами 30 і 31.

В дворезимному регуляторі при проміжних положеннях важеля керування з'являється зазор X_3 і змінюється попередній стиск пружини 23, від якого залежить початок формування часткових швидкісних характеристик: на ділянці ВГ або на ділянці ГД (рис. 2.9. характеристика 2).

При всережимному регулюванні при проміжних положеннях важеля керування 22 біля гвинта 30 зазору X_3 немає, пружина 23 стиснена на максимальну величину і участі у формуванні часткових швидкісних характеристик не бере. Часткові регуляторні вітки, які починаються на ділянках ДЕ і ЖЗ формуються в результаті стискання пружини 21, а які починаються на ділянці ЕЖ, - формуються за рахунок стискання двох пружин 21 і 17, які працюють послідовно.

При положеннях важеля керування біля гвинта 31 з'являється зазор X_3 і пружина 23 бере участь у формуванні регуляторних віток. Тому часткові регуляторні вітки, які починаються на ділянці ВГ, формуються за допомогою пружин 21 і 23, а на ділянці ГД - за участю пружин 21, 23 і 5, що сприяє зменшенню нахилу часткових регуляторних віток на цій ділянці.

Недоліком вищеописаного регулятора є те, що перехід із всережимного регулятора на дворезимний можливий лише за умови перестановки дистанційної втулки 20. Тобто, при встановленні дистанційної втулки фланцем в сторону пружини максимальної частоти обертання забезпечується постійна попередня деформація пружини і регулятор працює як дворезимний; при встановленні дистанційної втулки фланцем в сторону опорної тарілки має місце мінімальна попередня деформація пружини максимальної частоти обертання і регулятор працює як всережимний.

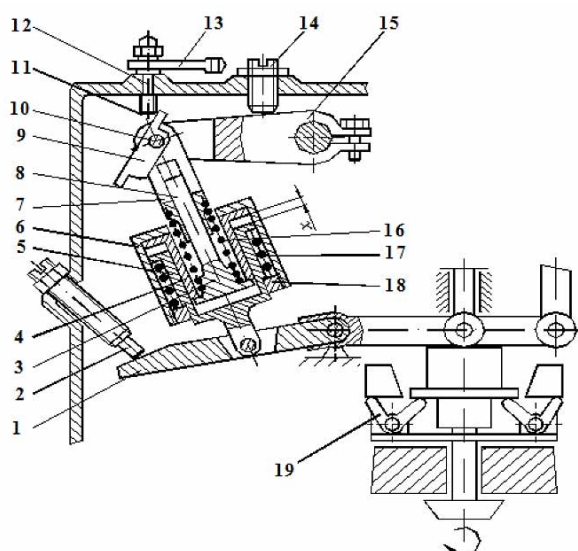


Рис. 2.10. Універсальний однорежимно-всережимний регулятор по а.с.№1216397

Регулятор складається із механічного чутливого елемента 19, головної пружини регулятора 16. Пружина встановлена між верхнім 7 і нижнім наконечником пружини. Верхній наконечник пружини має паз, в якому розміщений поворотний упор 9, який кріпиться до нього віссю 10. Отвір в упорі зміщений відносно центра маси. З поворотним упором 9 взаємодіє перемикач режимів регулювань (однорежимне або всережимне), який складається із валика 12 і зовнішнього важеля 13. У нижній частині валика 12 є виступ 11, з яким взаємодіє поворотний упор 9. Нижній наконечник 3 головної пружини має шток 8, який проходить через отвір в верхньому наконечнику 7. Пружина 16 за допомогою нижнього наконечника 3 притискує внутрішній стакан 4 до зовнішнього стакана 6. Між стаканами 4 і 6 розміщений стакан 5 коректора, який взаємодіє з важелем 1 регулятора. Праве плече 1 впирається в муфту чутливого елемента і зв'язане з дозаторами паливного насоса. Стакан 5 коректора впирається на пружину 17 коректора, нижній кінець якого опирається на регульовальну гайку 18. Гайкою 18 регулюється попередній стиск коректуючої пружини 17.

Для керування регулятором є важіль 15, а для переключення режимів регулювання - важіль 13. Гвинтом 2 регулюють номінальну подачу палива, а гвинтом 14 номінальну частоту обертання двигуна.

При всережимному регулюванні, для отримання зовнішньої швидкісної характеристики, внутрішній стакан 5 впирається в гайку 18 і пружина 17 стиснена на максимальному величину, тобто в формуванні зовнішньої швидкісної характеристики вона участі не бере. На часткових регуляторних режимах попередня деформація пружини 16 зменшується і між штоком 5 і гайкою 18 з'являється зазор. Тому в формуванні часткових регуляторних вітках беруть участь пружини 16 і 17. Для того щоб переключити регулятор на однорежимне регулювання, потрібно повернути важіль керування 15 до упора в гвинт 14. Тоді повернути валик 12 за допомогою важеля 13 по часовій стрілці. Виступ 11 поверне упор 9 і пружина 16 розтягнеться.

Висновок за розділом

Тому на основі аналізу запропонованих універсальних регуляторів для колісних тракторів, які під час виконання сільськогосподарських робіт, де необхідно точно підтримувати агротехнічну швидкість трактора з агрегатом, забезпечували всережимне регулювання, а при транспортних роботах, де швидкість змінюється в широкому діапазоні, - одно- або дворежимне регулювання.

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА

3.1. Схема регулятора паливного насоса розподільчого типу з серійним регулятором

На дизелях ЯМЗ-238М2, які встановлюються на колісних тракторах ХТА-220-2, застосовуються паливні насоси високого тиску НД-22/6Б4 із всережимним регулятором, принципова схема якого приведена на рис. 3.1.

Регулятор містить відцентровий чутливий елемент із тягарцями 7 і муфтою 9, двоплечий важіль 2, з'єднаний з дозаторами 6, пружину регулятора 8, пускову пружину 3, важіль коректора 5. У корпусі регулятора встановлений коректор, який складається із штока 10, пружини 11, регулювального гвинта 14.

При установці важеля керування 1 в положення подачі палива зусилля пружини 8 регулятора через важіль коректора 5 діє на одне плече двоплечого важеля 2, на друге плече важеля діє відцентрова сила тягарців 7. При збільшенні кутової швидкості відцентрова сила тягарців 7 зростає, і муфта 9 рухається вгору. Двоплечий важіль повертається разом із важелем коректора 5, розтягуючи пружину 8. Одночасно дозатори 6 переміщуються в сторону зменшення подачі палива.

При зменшенні кутової швидкості відцентрова сила тягарців 7 зменшується, і муфта 9 під дією пружини переміщується вниз, а дозатори 4 за допомогою системи важелів переміщуються в сторону збільшення подачі палива.

При подальшому зменшенню кутової швидкості важіль коректора 5 тисне на шток коректора 10, переміщуючи його разом із двоплечим важелем 2.

Дозатори 4 рухаються в сторону збільшення подачі палива.

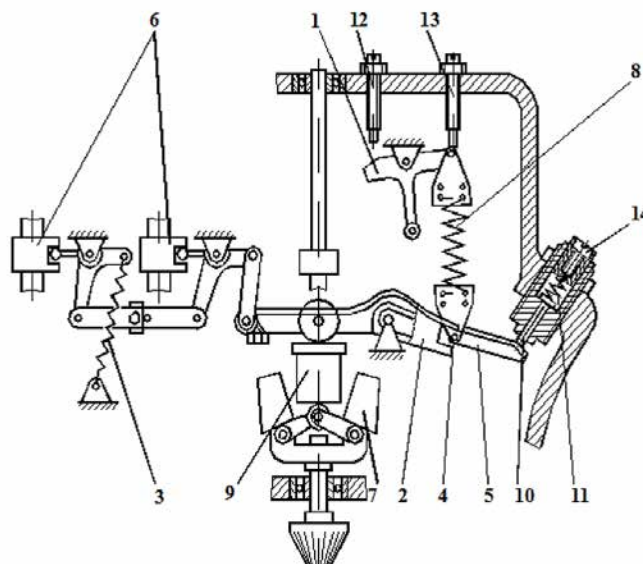


Рис. 3.1. Принципова схема серійного регулятора ПНВТ НД- 22/6Б4

Регулятор містить механічний чутливий елемент 1, зв'язаний через одне плече 2 двоплечого важеля 4 з органом 3 дозування палива, а через інше плече 17 - з розташованими між верхнім 10 і нижнім 16 упорами головної 15 і коригувальної 7 пружинами. У корпусі 17 регулятора встановлений внутрішній важіль керування 51, обладнаний поворотним упором 13 з кульковим фіксатором 11 для утримання упора в одному з двох крайніх положень. Нижній упор 16 обладнаний штоком 14. Верхній упор 10 за допомогою осі 12 зв'язаний з важелем 51. Внутрішній стакан 9 пружиною за допомогою нижнього упора притиснутий до торцевої поверхні зовнішнього стакана 6. Між стаканами 9 і 6 розташований стакан 8 коригувальної пружини 7, зв'язаний з важелем 4. Пружина 7 впирається в кільце 5. Регулятор обладнаний електромагнітом, який складається з корпуса, переставного обмежувача 20 ходу двоплечого важеля, виконаний як одне ціле з якорем 23. При відсутності струму в обмотці електромагніта - якір утримується у верхньому положенні пружиною і електромагніт виконує функцію коректора. Внутрішній важіль керування взаємодіє зі штоком якоря електромагніта. При відсутності струму в обмотці електромагніта пружина утримує якір у нижньому положенні, і він не перешкоджає переміщенню важеля. Поворотний упор входить у вилку, виконану на штоку, прикріпленого з однієї сторони до якоря електромагніта, який має дві незалежні обмотки збудження.

З іншої сторони шток взаємодіє з повзуном перемикача електромагнітів. Треба відмітити, що обидва електромагніти кріпляться до металевої вставки, яка розташована між корпусом паливного насоса та кришкою регулятора. Повзун розміщений у корпусі обладнаний кульковим фіксатором для утримання якоря електромагніта у двох крайніх положеннях. Із другої сторони до повзуна кріпиться контактна пластина, що взаємодіє з контактами, через які обмотки всіх електромагнітів з'єднуються із двома вимикачами, встановленими на штоку в редукторі коробки передач трактора напроти валика звилкою для включення понижуючої чи підвищуючої передачі, зв'язаного з органом керування, який має два робочих положення: у положенні ПР включена понижуюча передача для виконання трактором польових сільськогосподарських робіт, а в положенні ТР включена підвищуюча передача для використання трактора на транспортних перевезеннях.

На рис. 3.2. і 3.3 позначено: А - зовнішня швидкісна характеристика; В - регуляторна вітка зовнішньої характеристики; С, D - часткові регуляторні характеристики при всережимному регулюванні; E, F, G, H, I - часткові швидкісні характеристики при дворегимному регулюванні; E_в, F_в, G_в, H_в - регуляторні вітки часткових швидкісних характеристик; a - початок дії коректора при частоті обертання n_M ; b - закінчення дії коректора; c - початок дії регулятора при номінальній частоті обертання n_H .

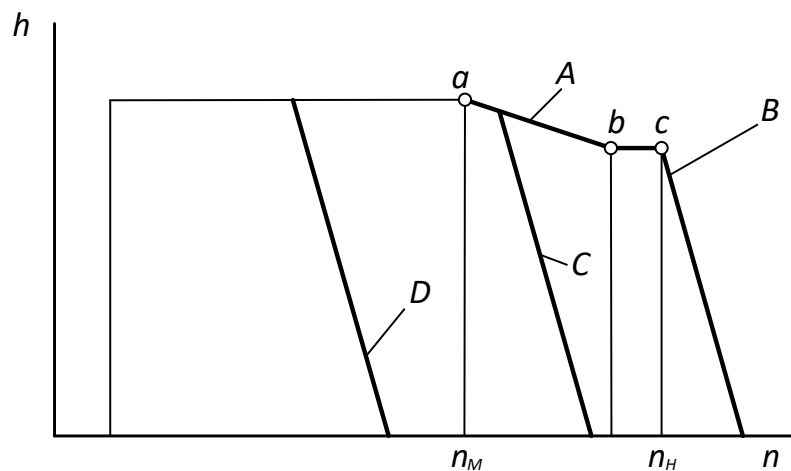


Рис. 3.2. Закон переміщення h органа дозування палива в залежності від частоти обертання n вала двигуна при всережимному регулюванні

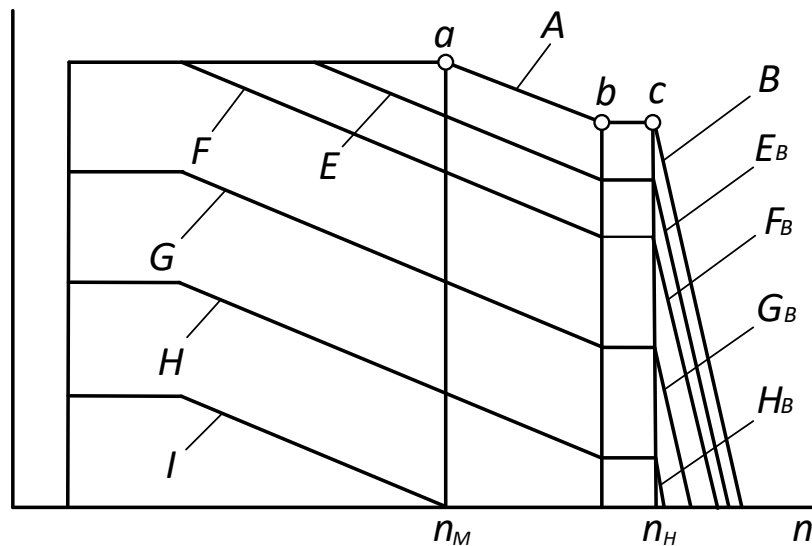


Рис. 3.3. Закон переміщення h органа дозування палива в залежності від частоти обертання n вала двигуна при дворегимному регулюванні

Регулятор працює таким чином.

При установці органа керування у положення ПР включена понижуюча передача в редукторі, а регулятор включений на всережимне регулювання. У цьому положенні механізм регулятора зображений на рис.

Вимикач розімкнутий, а контакти замкнуті. Одночасно вимикач замкнутий, а контакти розімкнуті. Струм в електромагнітине надходить, і вони не заважають вільному переміщенню всіх деталей регулятора. Поворотний упор утримується фіксатором у положенні, яке дозволяє штоку під дією пружини зміщуватися в крайнє верхнє положення. За допомогою зовнішнього важеля і зв'язаного з ним внутрішнього важеля керування створюється попередній натяг пружини відповідно до заданого швидкісного режиму. Положення важеля на упорі в гвинті відповідає номінальному швидкісному режиму.

При збільшенні частоти обертання вала двигуна відцентрова сила чутливого елемента 1 зростає, і коли вона перевищує силу попереднього натягу коригувальної пружини 7, важіль 4 повертається, стискаючи пружину 7 і переміщає орган дозування палива у бік зменшення подачі палива. При цьому починає формуватися коректорна ділянка (рис. 3.3. точка «а») зовнішньої швидкісної характеристики регулятора.

При подальшому збільшенні частоти обертання край стакану 8 впирається

в кільце 5 зовнішнього стакана 6, і коректор виключається (рис. 3.3. точка «b»).

При досягненні номінальної частоти обертання n_H під дією зростаючої відцентрової сили чутливого елемента 1, переданої від важеля 4 через стакан 8 коригувальної пружини, кільце 5, стакана 6, внутрішній стакан 9 і нижній упор 16 на головну пружину 15, остання починає розтягуватися (рис. 3.3. точка «с»). У результаті формується зовнішня регуляторна вітка B характеристики.

Якщо важіль не доходить до гвинта, то формуються часткові регуляторні характеристики C , D і т.д.

Для використання трактора на транспортних роботах важіль встановлюють у положення TP. При цьому включається підвищуюча передача в редукторі. Вимикач розімкнеться, а вимикач замкнеться. Електричний струм через замкнуті контакти, діод DV1 надходить в електромагніти і в праву котушку збудження електромагніта, діод DV2 перешкоджає надходженню струму в ліву котушку. Якір електромагніта опускається на хід X_1 , повертаючи важіль в положення, яке відповідає подачі палива, необхідного для роботи двигуна на холостому ході при мінімальній частоті обертання. Шток при цьому займає нижнє положення. Якір електромагніта притискає важіль до гвинта. У результаті пружина розтягується на максимальну величину, яка відповідає формуванню зовнішньої регуляторної вітки. Подача палива при цьому не збільшується, тому що цьому перешкоджає упор електромагніта. Якір електромагніта зміщується на хід X_3 , повертаючи упор. Нижній виступ упора встановлюється напроти штока, утримуючим фіксатором. При такому положенні якоря контакти розмикаються, а контакти замикаються. Оскільки вимикач розімкнений, надходження струму в обмотки всіх трьох електромагнітів припиняється, і якоря під дією пружин повертаються у вихідне положення. Якір електромагніта фіксується фіксатором. Регулятор переключений на дворегимне регулювання.

При досягненні номінальної частоти обертання, як і при всережимному регулюванні, коректуюча пружина 9 виключається, і починає розтягуватися пружина, у результаті чого утворюються регуляторні вітки E_B , F_B , G_B , H_B на часткових швидкісних характеристиках.

Ділянки *E, F, G, H, I* часткових характеристик мають негативний нахил, за рахунок чого забезпечується стала робота двигуна на всіх часткових швидкісних режимах і поліпшуються його тягові властивості.

Проаналізувавши дані теоретичних досліджень, можна зробити висновок, що для надійного переключення режимів регулювання електромагніт важеля коректора повинен діяти із силою 22,1...23,3 Н, а електромагніт важеля керування - 136,9...142,5 Н.

Висновки за розділом

1. Для дизелів колісних тракторів, на які встановлюються розподільчі паливні насоси високого тиску типу НД, розроблений універсальний регулятор з автоматичним переключенням режимів регулювання. Регулятор забезпечує всережимне регулювання при виконанні польових робіт, де необхідно точно підтримувати агротехнічну швидкість, та дворежимне - на транспортних роботах, де швидкість міняється в широкому діапазоні. При переобладнанні серійного регулятора в універсальний, потрібно внести незначні зміни.

2. У результаті кінематичного і статичного дослідження та розрахунку, отримані аналітичні рівняння, що дозволяють дослідити характер взаємодії електромагнітів на деталі універсального регулятора та визначити конструктивні параметри ланок механізму автоматизованого переключення режимності роботи тракторного двигуна.

3. Теоретичним шляхом встановлено, що величина переміщення становить для електромагніта, що діє на: важіль коректора - 3,4...3,5 мм; внутрішній важіль керування подачі палива - 4,62 мм; поворотний упор - 28,4 мм при силовій взаємодії якоря електромагніта 22,1...23,3Н; 136,9...142,5Н; 1,8Н, відповідно.

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Мета і програма експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є отримання вихідних даних для перевірки параметрів дослідного регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання, порівняння паливної економічності та динаміки при виконанні транспортної роботи трактором ХТА-220-2 із серійним і універсальним регулятором.

Таблиця 4.1.

Основні технічні дані паливних насосів розподільчого типу НД22/6Б4

Назва показника	Значення	
	№232498	№3219446
Число ліній високого тиску	6	6
Діаметр плунжера, мм	10	10
Хід плунжера, мм	8	8
Габаритні розміри паливного насоса, мм (довжина x ширина x висота)	336x190x287	354x190x383
Маса паливного насоса, кг	15,5	17,8

Під час лабораторних досліджень застосовувались еталонні форсункиФД - 22 з чорирьохдірковими розпилювачами РД4 x 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. Об'єктом дорожніх досліджень був трактор ХТА-220-2 №72870 2019 року випуску, двигун ЯМЗ-238М2 №77146185, 2019 року. На трактор встановлювались ПНВТ № 232498 і №3219446, які попередньо пройшли лабораторні дослідження.

Трактор агрегувався з причепом ПРТ -10 № 3871, 2016 року випуску.

4.2. Установки та обладнання для експериментальних досліджень

Для проведення лабораторних досліджень універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання був використаний стенд КИ-15711М-01-ГОСНИТИ, який обладнувався наступними вимірювальними

пристроями та установками:

а) установкою для вимірювання зусилля та переміщення з якими якоря електромагнітів повинні діяти на деталі універсального регулятора.;

б) натяжним пристроєм для закріплення зовнішнього важеля керування паливним насосом у необхідне положення;

в) тахолічильником КИ-15715, основні параметри і характеристики якого наведені в таблиці 4.2.

Вимірювання частоти обертання полягає в підрахунку кількості імпульсів, які поступають від фотоелектричного датчика за визначений базовий інтервал часу. Структурна схема вимірювання частоти обертання наведена на. Імпульсний сигнал датчика (144 імпульси за оберт), пройшовши через формувач і електронний перемикач, поступає на поділювач частоти, який ділить вдвічі частоту імпульсів датчика. Так формується вихідний сигнал з числом імпульсів на оберт.

Таблиця 4.2.

Основні параметри і характеристики тахолічильника КИ-15715

Назва показника, одиниці виміру	Норма
1. Діапазон вимірювання частоти обертання, хв^{-1}	25...9999
2. Ємність пристрою рахунку обертів, об	9999
3. Дискретність задання числа обертів, об	1
4. Межа похибки вимірювання частот обертання $25...3000 \text{ хв}^{-1}$	$\pm 0,6$
5. Межа похибки підрахунку числа обертів, об	$\pm 0,02$

Електронний ключ пропускає сигнал на лічильник протягом базового інтервалу часу. Лічильник підраховує кількість імпульсів, які поступили, і записує їх число в пам'ять на час, протягом якого поступає наступна порція імпульсів. Із пам'яті записаний код виводиться на дешифратор і далі на індикаторне табло.

г) Штатними мірними мензурками для вимірювання подачі палива через форсунки об'ємним методом. Ціна поділки на мензурках рівна $0,2 \text{ см}^3$ в інтервалі

від 1 до 40 см³, і 1 см³ – в інтервалі від 10 до 130 см³.

Для вимірювання пройденого МТА шляху використовувався магніто-імпульсний датчик шляху. Датчик закріплювався на передньому мості трактора. При обертанні колеса постійні магніти, закріплені на ободі колеса, по чергово замикають контакти магніто-імпульсного датчика шляху В результаті такого замикання виникає електричний імпульс.

Для заміру витраченого палива двигуном трактора застосовувався двопоршневий витратомір палива ДРТ–ЛСХИ. Витратомір палива встановлюється на спеціальній платформі, яка прикріплювалась до правого лонжерона трактора. Вхідний штуцер витратоміра підключався до вихідного штуцера фільтра грубої очистки, а вихідний штуцер витратоміра – до вихідного штуцера підкачуючого насоса.

Для збору інформації про пройдений шлях та витрату палива використовувалися два лічильника електроімпульсів СБ-1М/100. Схема лічильника СБ-1М/100 показана на рис. 4.1. Коли в обмотку електромагніта 5 поступає електричний імпульс, якір 4, закріплений на пружині 3, за допомогою собачки 2 повертає на один зуб храповик 1 ізстрілкою, закріпленою на його осі. На нуль пристрій встановлюється обертом циферблата.

Температура навколишнього повітря вимірялась ртутним термометром з діапазоном вимірювань від 0⁰С до 100⁰С, з ціною поділки 1⁰С.

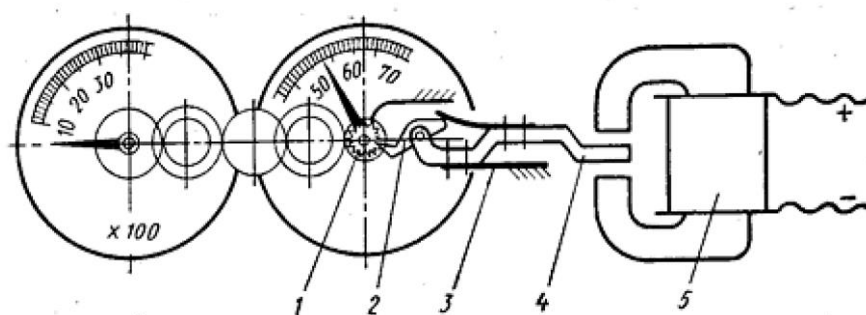


Рис. 4.1. Схема лічильника СБ-1М/100

Вологість повітря вимірялась психрометром із шкалою від 0 до 100%, ціна поділки - 1,0%.

Атмосферний тиск вимірювався барометром-анероїдом із шкалою 80000

до 106000 Па, ціна поділки - 100 Па.

4.3. Методика лабораторних досліджень

Швидкісні характеристики паливних насосів НД - 22/6Б4 з серійним всережимним та універсальним регулятором при всережимному та дворежимному регулюванні знімалися у відповідності з вимогами ГОСТ 8670-82. Паливні насоси регулювалися відповідно до вимог паспорта на отримання регульовальних параметрів, наведених в таблиці 4.3.

Таблиця 3.3.

Регульовальні параметри ПНВТ НД - 22/6Б4

Назва	Значення
1. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при частоті обертання пуску (100 ± 5) об/хв., мм ³ /цикл	180
2. Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	1050 ± 5
3. Середня циклова подача палива по лініям високого тиску при номінальній частоті обертання, мм ³ /цикл	$107 \pm 1,6$
4. Частота обертання, яка відповідає початку дії регулятора частоти обертання при частоті обертання, хв ⁻¹	1080 ± 5
5. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання при частоті обертання, хв ⁻¹	1120...1170
6. Коефіцієнт коректування подачі палива при частоті обертання (750^{+50}_{-20}) , хв ⁻¹	1,20...1,25

Перед встановленням вимірювальної апаратури на дослідний трактор ХТА-220-2 і після її знімання проводилось тарування витратоміра палива та тахоспідометра в лабораторних умовах. Тарування тахоспідометра проводилося на стенді КИ-15711. Для цього тахоспідометр закріплювався на станині стенда і тросом з'єднувався з приводом тахоспідометра ПНВТ НД- 22/6Б4 із серійним та дослідним регулятором. При цьому фіксувалися показники тахолічильника КИ-15715 та тахоспідометра. За результатами тарування побудований графік (рис. 4.2).

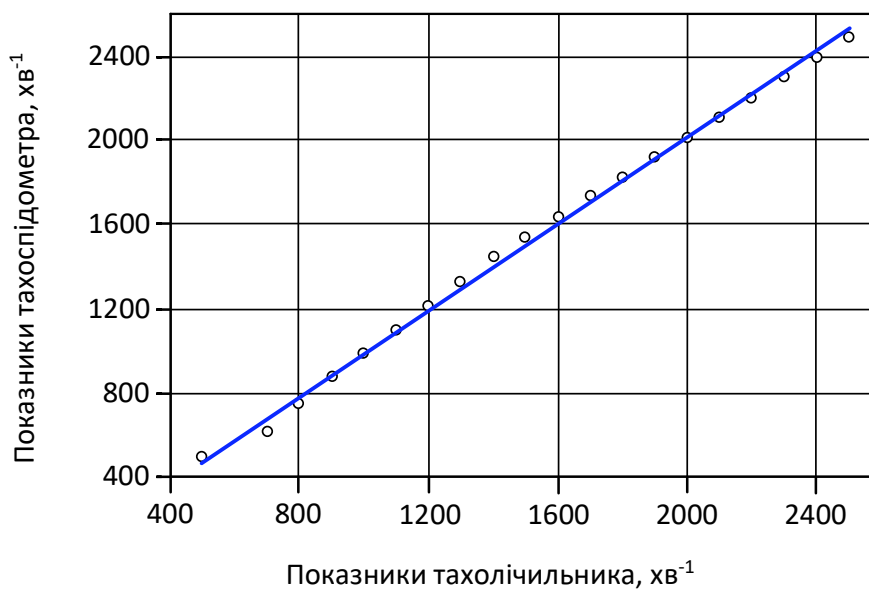


Рис. 4.2. Тарувальний графік тахоспідометра

Тарування витратоміра палива проводилось слідуючим чином. В паливну магістраль «стенд - підкачуючий насос - витратомір палива» підключався мірний циліндр, який з'єднувався з вихідним штуцером витратоміра. Вхідний штуцер витратоміра з'єднувався з вихідним штуцером підкачуючого насоса. Під час проведення тарування фіксувались кількість дизельного палива в мірному циліндрі та кількість імпульсів, зареєстрована лічильником витратоміра палива (рис. 4.3.).

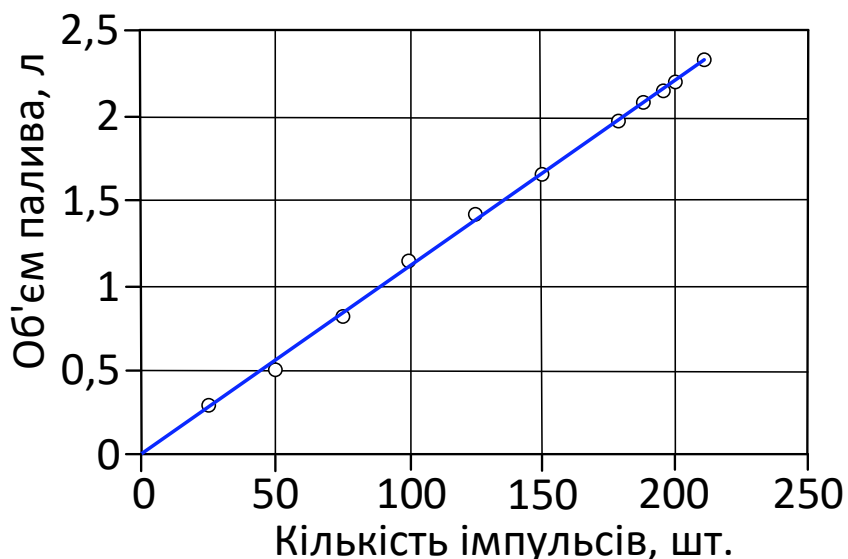


Рис. 4.3. Тарувальний графік витратоміра палива

Тарування датчика шляху здійснювалось при рухові трактора по контрольній ділянці довжиною 100 метрів з трьохкратною повторністю.

Масштабний коефіцієнт датчика шляху визначався по наступній залежності:

$$\mu_l = \frac{L_K \cdot K}{\sum n_l}, \quad (4.1.)$$

де L_K - довжина контрольної ділянки ($L_K = 100$ м), м;

K - повторність їздки по контрольній ділянці ($K = 3$);

$\sum n_l$ - сумарна кількість імпульсів, зареєстрована лічильником під час контрольної їздки.

Швидкісна характеристика паливного насоса знімалась наступним чином. Встановлювалась номінальна частота обертання кулачкового вала 1050 хв^{-1} при максимальній подачі палива. Через отвір, виконаний у кришці повідків дозаторів, нерухомо закріплювались дозатори, після чого стенд відключався. З паливного насоса знімались регулятор і коректор. Визначення швидкісної характеристики проводилось при частоті обертання в межах $100 \dots 1200 \text{ хв}^{-1}$ з інтервалом $50 \dots 100 \text{ хв}^{-1}$. При цьому вимірювалась циклова подача палива.

4.4. Методика експлуатаційних досліджень

Методика експлуатаційних досліджень проводилась з метою визначення паливно-економічних і динамічних показників трактора ХТА-220-2 з дизелем ЯМЗ-238М2, на який встановлювався універсальний регулятор з системою автоматичного переключення режимів регулювання, відповідно ДСТУ ГОСТ 10578:2003 [22].

Трактор ХТА-220-2 агрегувався з причепом-розкидачем ПРТ-10.

Тиск у шинах відповідав вимогам заводу-виготувача: передніх шинах трактора - $0,14 \text{ МПа}$, задніх - $0,18 \text{ МПа}$; розкидача - $0,4 \text{ МПа}$.

В якості вантажу приймалися органічні добрива. Маса вантажу складала 9510 кг і залишалась незмінною протягом всього часу досліджень.

Перед дослідженнями передній міст трактора відключався. Атмосферні умови відповідали вимогам ДСТУ 3868-99 [23].

При дослідженнях встановлювались наступні показники і характеристики паливної економічності і швидкісних якостей МТА:

1. Паливно-швидкісна характеристика при встановленому русі;
2. Паливно-швидкісна характеристика на дорозі з перемінним повздовжнім профілем;
3. Швидкісна характеристика «розгін-вибіг»;
4. Швидкісна характеристика розгону на вищій і попередній передачах.

При визначенні паливно-швидкісної характеристики при встановленому рухові ділянка дороги була прямолінійною, горизонтальною, асфальтобетонною з сухим і чистим покриттям, довжиною 1968 м. Під'їзні ділянки дороги мали аналогічне покриття і достатню довжину для розгону і стабілізації заданої швидкості руху.

Дослідні заїзди проводились в протилежних напрямках руху. При виконанні заїзду по дослідній ділянці дороги швидкість руху підтримувалась постійною. Швидкість руху змінювалась від 10 до 24 км/год через 2...3 км/год і контролювалась відтарированим тахоспідометром. В кожному напрямку фіксувався час проїзду та кількість витраченого при цьому палива.

При встановленні паливно-швидкісної характеристики на дорозі з перемінним профілем дороги використовувалась вимірювальна дорожня ділянка довжиною 2103 м.

Значення швидкостей задавалися від 10 до 22 км/год з інтервалом 2...3 км/год і контролювались по тахоспідометру.

Для визначення характеристики «розгін - вибіг» тракторний агрегат здійснював пробіг по вимірювальній ділянці довжиною 1805 м, шляхом розгону з міста до найбільшої швидкості на шляху 1000 м і вибігу до повної зупинки. Рух починався на V передачі транспортного ряду. Розгін відбувався при повній подачі палива. Переключення передач здійснювалось при досягненні номінальної частоти обертання колінчастого вала (2100 хв^{-1}). При проходженні 1000 м шляху, швидко відключалось зчеплення двигуна і трактор переводився в режим вибігу. Пройдений шлях, швидкість і час реєструвались з допомогою вимірювальної апаратури.

Обробіток результатів досліджень здійснювався за формулами:

$$V_{cp} = 3,6 \frac{S}{t}, \quad (4.2.)$$

$$Q_S = 100 \frac{Q}{S}, \quad (4.3.)$$

де V_{cp} - середня швидкість руху МТА, км/год;

S - довжина дослідної ділянки, м;

t - середній час проїзду дослідної ділянки, м;

Q_S - середня витрата палива, л/100 км;

Q - абсолютна витрата палива, отримана при дослідженнях, мл.

4.5. Методика розрахунку тягової характеристики трактора

Розрахунок тягової характеристики здійснено за стандартною методикою [24], [25], [26]. Вихідними даними для розрахунку є показники технічної характеристики трактора: номінальна потужність двигуна N_H , частота обертання колінчастого вала за номінальної потужності n_H , максимальний крутний момент $M_{\partial max}$, питома ефективна витрата палива $q_{ен}$, значення передатних чисел трансмісії на передачах $i_{mp1} - i_{mpz}$, розміри шин ведучих коліс $d - b$, конструктивна маса m_k . За кінематичної схемою трансмісії трактора визначено кількість пар циліндричних $n_{ц}$ та конічних n_k шестерень, які одночасно на тій, чи іншій передачі перебувають у зачепленні.

За довідковою літературою прийнято значення коефіцієнтів опору коченню f та зчеплення φ для заданого агрофону (для стерні нормальної вологості та твердості $f = 0,06 \dots 0,08$; $\varphi = (0,7 \dots 0,8)$).

Тяговому розрахунку трактора передують розрахунок регуляторної характеристики його двигуна - функціональної залежності потужності N_{∂} , крутного моменту M_{∂} , годинної G_m та питомої q_e витрат палива від частоти обертання колінчастого вала n_{∂} у режимах $i = 107, 90, 80, 75, 70$ та 60 відсотків від номіналу ($n_H = 100\%$). Визначення обертів для вказаних режимів здійснюється за формулами:

$$n_{\partial i} = n_H \cdot i \cdot 10^{-2}, \quad (4.4.)$$

Значення потужності у кожному i -му режимі визначались за формулою

$$N_{ei} = N_H \cdot \left[C_1 \cdot \frac{n_i}{n_H} + C_2 \cdot \left(\frac{n_i}{n_H} \right) - \left(\frac{n_i}{n_H} \right)^3 \right], \quad (4.5.)$$

де $C_1 = 0,5$, $C_2 = 1,5$ - емпіричні коефіцієнти для дизельних двигунів з безпосереднім впорскуванням палива.

Знаючи потужність N_e і частоту обертання колінчастого вала n_{∂} визначається крутний момент M_{∂} двигуна:

$$M_{\partial i} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{ei}}{\pi \cdot n_i}, \quad (4.6.)$$

Годинну витрату палива у номінальному режимі G_{mH} визначаємо за формулою

$$G_{mH} = \frac{q_{eH} \cdot N_{eH}}{10^3}, \quad (4.7.)$$

Годинна витрата палива на холостому ході G_{mX} приймається у межах 25...30% від номінального значення G_{mH} за формулою:

$$G_{mX} = (0,25 \dots 0,30) \cdot G_{mH}, \quad (4.8.)$$

На регуляторній вітці характеристики зміну потужності у межах $N_e = 0$ до N_H , крутного моменту - $M_{\partial} = 0$ до $M_{\partial H}$ і годинної витрати палива - G_{mX} до G_{mH} приймаємо за законом прямої лінії.

Питому ефективну витрату палива у режимі максимального крутного моменту q_{eo} ($i = 75\%$) приймаємо на 15...20% більшою ніж у номінальному режимі q_{eH} :

$$q_{eo} = (0,15 \dots 1,20) \cdot q_{eH}, \quad (4.9.)$$

Для цього ж режиму значення годинної витрати палива визначаємо за формулою:

$$G_{mo} = \frac{q_{eo} \cdot N_{eo}}{10^3}, \quad (4.10.)$$

Оскільки значення годинної витрати палива G_m у коректорній зоні регулятора змінюється за законом прямої лінії, то її значення для режимів $i = 90, 80, 70, 60$ знаходиться з рівняння прямої лінії. У загальному випадку дане рівняння має вигляд:

$$A \cdot x + B \cdot y = C, \quad (4.11.)$$

Використовуючи співвідношення значень абсцис і ординат, отримуємо:

$$\frac{x-x_1}{x_2-x_1} = \frac{y-y_1}{y_2-y_1}, \quad (4.12.)$$

Розв'язок виразу (4.12.) відносно ординати y має вигляд:

$$\begin{aligned} (x-x_1) \cdot (y_2-y_1) &= (x_2-x_1) \cdot (y-y_1); \\ x \cdot y_2 - x \cdot y_1 - x_1 \cdot y_2 + x_1 \cdot y_1 &= (x_2-x_1) \cdot y + x_2 \cdot y_1 + x_1 \cdot y_1; \\ x \cdot y_2 - x \cdot y_1 - x_1 \cdot y_2 + x_1 \cdot y_1 + x_2 \cdot y_1 - x_1 \cdot y_1 &= (x_2-x_1) \cdot y +; \\ y &= \frac{x \cdot y_2 - x \cdot y_1 - x_1 \cdot y_2 + x_2 \cdot y_1}{x_2-x_1}, \end{aligned} \quad (4.13.)$$

Прийнявши значення: абсцис $x = n_{\partial i}$, $x_1 = n_{\partial H}$, $x_2 = n_{\partial O}$; та ординат $y_1 = G_{mH}$, $y_2 = G_{mO}$, $y = G_{mi}$, значення годинної витрати палива G_m у i -у режимі визначатиметься з виразу

$$G_{mi} = \frac{n_{\partial i} \cdot G_{mO} - n_{\partial i} \cdot G_{mH} - n_{\partial H} \cdot G_{mO} + n_{\partial O} \cdot G_{mH}}{n_{\partial O} - n_{\partial H}}, \quad (4.14.)$$

де $n_{\partial i}$, G_{mi} - відповідно оберти та годинна витрата палива у режимах 90, 80, 70 і 60%.

Для отриманих значень G_{mi} визначаємо на відповідних режимах питому ефективну витрату палива q_{ei} за формулою:

$$q_{ei} = \frac{10^3 \cdot G_{mi}}{N_{ei}}, \quad (4.15.)$$

Розрахунок теоретичної тягової характеристики трактора здійснюємо у наступних режимах:

- холостий хід двигуна - $P_k = 0$;
- холостий хід трактора - $P_k = P_f$;
- номінальний режим роботи двигуна $P_k = P_f + P_{TKmax}$;
- на проміжних режимах безрегуляторної вітки між $M_{\partial H}$ і $M_{\partial i}$ (режими $i = 90, 80$).

Значення дотичної сили тяги на кожній передачі P_{kz} визначається за формулою

$$P_{kzi} = \frac{M_{\partial i} \cdot i_{mpz} \cdot \eta_{mpz}}{r_k}, \quad (4.16.)$$

де η_{mpz} - ККД трансмісії на z -й передачі;

r_k - динамічний радіус ведучого колеса, м.

ККД трансмісії на різних передачах розраховується за формулою

$$\eta_{mpz} = \eta_{\text{ц}}^{n_1} \cdot \eta_k^{n_2} \cdot \eta_x, \quad (4.17.)$$

де $\eta_{\text{ц}}$, η_k - відповідно ККД циліндричних і конічних пар шестерень, які на z -й передачі перебувають у зачепленні ($\eta_{\text{ц}} = 0,985 \dots 0,990$; $\eta_k = 0,975 \dots 0,980$) [27];

η_x - ККД, що враховує втрати потужності в трансмісії на холостому ході ($\eta_x = 0,950 \dots 0,970$) [26];

n_1 , n_2 - показники числа пар, відповідно циліндричних і конічних шестерень, які працюють у трансмісії на z -й передачі.

Динамічний радіус r_k ведучого колеса розраховує за виразом:

$$r_k = 25,4 \cdot 10^{-3} [0,5 \cdot d + (0,8 \dots 0,85) \cdot b], \quad (4.18.)$$

де d і b - відповідно зовнішній діаметр та ширина профілю шини у дюймах; $0,8 \dots 0,85$ – коефіцієнт деформації шини ведучого колеса.

Сила опору коченню трактора становитиме

$$P_f = f \cdot m_e \cdot g, \quad (4.19.)$$

де f - коефіцієнт опору коченню для заданого агрофону (для стерні нормальної вологості і твердості $f = 0,06 \dots 0,08$) [25];

m_e - експлуатаційна маса трактора, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Мінімальна експлуатаційна маса трактора визначається шляхом збільшення конструктивної маси m_k на 7...10%

$$m_{e \text{ min}} = (1,07 \dots 1,10) \cdot m_k, \quad (4.20.)$$

Сила тяги на гаку $P_{\text{гак}zi}$ трактора розраховується

$$P_{\text{гак}zi} = P_{kzi} - P_f, \quad (4.21.)$$

Теоретична швидкість руху трактора розраховується за формулою

$$V_{mzi} = 0,377 \cdot \frac{n_{\text{д}i} r_k}{i_{\text{мп}zi}}, \quad (4.22.)$$

Коефіцієнт буксування визначається з виразу

$$\delta_{zi} = \alpha \cdot \frac{P_{\text{гак}zi}}{\varphi \cdot \lambda_k \cdot m_e \cdot g} + b \cdot \left(\frac{P_{\text{гак}zi}}{\varphi \cdot \lambda_k \cdot m_e \cdot g} \right)^c, \quad (4.23.)$$

де α , b , c - безрозмірні коефіцієнти, які залежать від типу трактора і ґрунтових умов (для колісних тракторів $\alpha = 0,13$, $b = 0,013$, $c = 8$; для гусеничних тракторів $\alpha = b = c = 0,04$, $c = 8$) [34];

λ_k - коефіцієнт навантаження на ведучі колеса (для колісних виконаних за схемою 4К2 $\lambda_k = 0,75 \dots 0,8$; 4К4 $\lambda_k = 1$; гусеничних $\lambda_k = 1$) [27].

За відомих значень теоретичної швидкості V_m та буксування δ на всіх передачах z та режимах визначаємо робочу (дійсну) швидкість руху V_p за формулою

$$V_{pzi} = V_{mzi} \cdot (1 - \delta_{zi}), \quad (4.24.)$$

Гакова потужність $N_{\text{гак}}$ трактора розраховується з виразу:

$$N_{\text{гак}zi} = \frac{P_{\text{гак}zi} \cdot V_{pzi}}{3600} zi, \quad (4.25.)$$

Питома тягова витрата палива $q_{\text{гак}zi}$

$$q_{\text{гак}zi} = \frac{10^3 \cdot G_{mi}}{N_{\text{гак}zi}}, \quad (4.26.)$$

Тяговий ККД η_{mzi} визначається за формулою

$$\eta_{mzi} = \frac{N_{\text{гак}zi}}{N_{ei}}, \quad (4.27.)$$

Перевірку правильності розрахунків виконуємо за формулою (отримані результати за формулою (4.27) не повинні відрізнятись більше як на 5% від значень отриманих за формулою (4.28))

$$\eta_{mzi} = \eta_{mpz} \cdot \eta_{\delta zi} \cdot \eta_{fzi} = \eta_{mpz} \cdot (1 - \delta_{zi}) \cdot \frac{P_{\text{гак}zi}}{P_{kzi}}, \quad (4.28.)$$

де $\eta_{\delta zi}$, η_{fzi} - відповідно коефіцієнти, що враховують втрати на буксування та перекочування трактора.

Під час розрахунку теоретичної тягової характеристики виникає потреба у додатковому розрахунку показників регуляторної характеристики у режимі холостого ходу трактора $P_k = P_f$. Перш за все розраховується частота обертання колінчастого валу двигуна n_∂ . Враховуючи те, що у межах регуляторної вітки частота обертання колінчастого валу n_∂ змінюється за законом прямої лінії, то її значення для кожної передачі визначається ізрівняння прямої (4.11.). На підставі виразу (4.13), після підстановки значень: $x_1 = P_{kxx\partial}$; $x_2 = P_{kni}$; $x = P_f$; $y_1 =$

$n_{\partial xx\partial}$; $y_2 = n_{\partial H}$; $y = n_{\partial xxt i}$, отримуємо:

$$n_{\partial xxt i} = \frac{P_f \cdot n_{\partial H} - P_f \cdot n_{\partial xx\partial} - P_{k_{xx\partial}} \cdot n_{\partial H} + P_{k_{H i}} \cdot n_{\partial xx\partial}}{P_{k_{H i}} - P_{k_{xx\partial}}}, \quad (4.29.)$$

Аналогічно визначаються значення потужності двигуна N_{∂} та годинної витрати палива G_m у режимі холостого ходу трактора ($P_k = P_f$). Для визначення потужності двигуна на різних передачах у режимі холостого ходу трактора у вираз (4.13.) підставляємо наступні значення: $x_1 = P_{k_{xx\partial}}$; $x_2 = P_{k_{H i}}$; $x = P_f$; $y_1 = N_{\partial xx\partial}$; $y_2 = N_{\partial H}$; $y = N_{\partial xxt i}$.

$$N_{\partial xxt i} = \frac{P_f \cdot N_{\partial H} - P_f \cdot N_{\partial xx\partial} - P_{k_{xx\partial}} \cdot N_{\partial H} + P_{k_{H i}} \cdot N_{\partial xx\partial}}{P_{k_{H i}} - P_{k_{xx\partial}}}, \quad (4.30.)$$

Визначення G_m здійснюється після підстановки у вираз (4.13) значень: $x_1 = P_{k_{xx\partial}}$; $x_2 = P_{k_{H i}}$; $x = P_f$; $y_1 = G_{m x}$; $y_2 = G_{m H}$; $y = G_{m i}$

$$G_{m i} = \frac{P_f \cdot G_{m H} - P_f \cdot G_{m x} - P_{k_{xx\partial}} \cdot G_{m H} + P_{k_{H i}} \cdot G_{m x}}{P_{k_{H i}} - P_{k_{xx\partial}}}, \quad (4.31.)$$

За описаною методикою здійснено розрахунок теоретичної тягової характеристики для тракторів з мінімальною $m_{e min}$ та максимальною експлуатаційною масою $m_{e max}$, значення якої розраховано за наступною формулою

$$m_{e max} = \frac{\Delta_{lim} \cdot P_H}{(\varphi_{доп} \cdot \lambda_k - f) \cdot g}, \quad (4.32.)$$

де Δ_{lim} - коефіцієнт можливого перевантаження трактора (приймався рівним 1);

P_H - номінальна сила тяги трактора, Н;

$\varphi_{доп}$ - допустиме значення коефіцієнта використання зчпної сили тяжіння трактора (для колісних тракторів $\varphi_{доп} = 0,5 \dots 0,65$; для гусеничних $\varphi_{доп} = 0,5 \dots 0,65$) [26];

f - коефіцієнт опору коченню трактора по стерні (для колісних тракторів приймається $f = 0,12$, для гусеничних $f = 0,08$) [28].

РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Результати досліджень швидкісної характеристики паливного насоса НД-22/6Б4 з серійним і дослідним регулятором

Перевірка працездатності паливного насоса, обладнаного універсальним регулятором з автоматичним переключенням програми регулювання, безмоторні характеристики паливного насоса, правильність розробленої методики кінематичного та статистичного розрахунку системи автоматизованого переключення режимів регулювання універсального регулятора, взаємодія електромагнітів системи переключення з дослідним регулятором визначені лабораторними дослідженнями.

Швидкісні характеристики знімалися із серійним всережимним регулятором та дослідним регулятором при всережимному та дворежимному регулюванні. Під швидкісними характеристиками розуміється залежність циклової подачі палива від частоти обертання кулачкового вала ПНВТ.

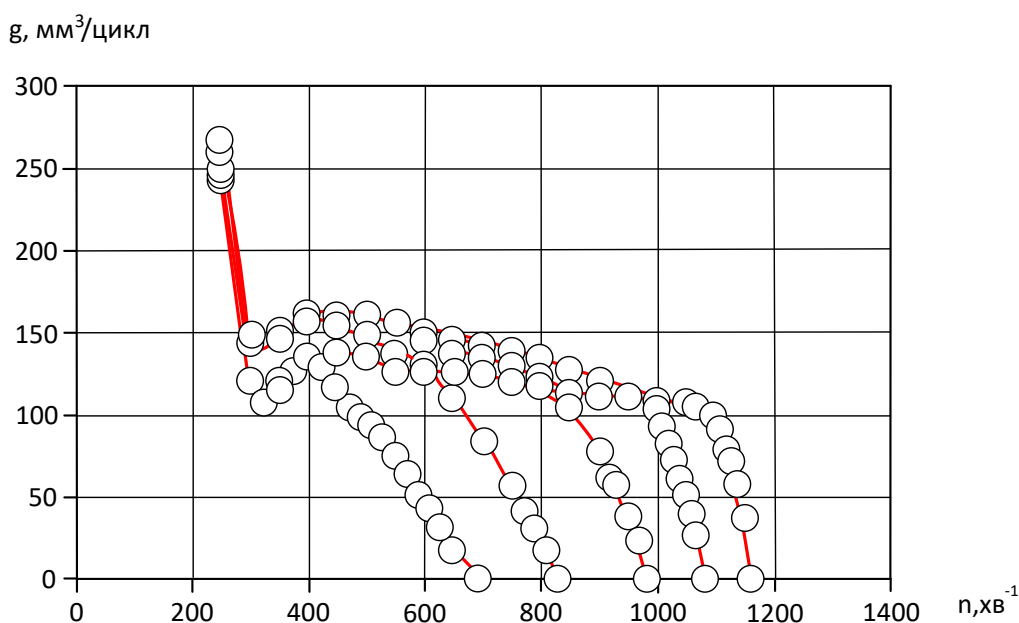


Рис. 5.1. Зовнішня і часткові швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4 (№3219446) із серійним всережимним регулятором

На рис. 5.1. у вигляді суцільних кривих ліній показані зовнішня та часткові швидкісні характеристики із серійним всережимним регулятором, визначені при жорстко закріпленому зовнішньому важелі керування подачею

палива. Аналіз залежностей $g_{ц} = f \cdot (n)$ показує, що основні оціночні показники зовнішньої швидкісної характеристики відповідають паспортним даним паливних насосів НД-22/6Б4, які встановлюються на дизелі ЯМЗ-238М2.

Недоліком часткових характеристик є те, що вони не виходять на зовнішню.

При настройці регулятора на $0,80 n_n$ подача палива зменшена на $17 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання кулачкового вала паливного насоса 850 хв^{-1} . Це негативно вплине на роботу дизеля на часткових режимах і пояснюється конструктивними особливостями будови серійного коректора паливоподачі (пружини регулятора і коректора працюють паралельно Підвищена також пускова циклова подача палива. При частоті обертання $n_{\text{пуск}} = 100 \text{ хв}^{-1}$ подача палива склала $345 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. Це призводить до підвищення димлення тракторного дизеля на пускових частотах обертання. При зниженні частоти обертання від 750 до 400 хв^{-1} циклова подача палива також збільшується від 139 до $162 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

Основні показники роботи серійного регулятора приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

Основні регульовальні показники паливного насоса НД-22/6Б4 №321946 із всережимним регулятором

Назва показника	Значення	
	Технічні вимоги	Серійний регулятор
1	2	3
1. Середня подача палива на пускових обертах $g_{ц}$ (100 хв^{-1}), $\text{мм}^3/\text{цикл}$	не < 180	348,8
2. Номінальна частота обертання кулачкового вала паливного насоса $n_{\text{ном}}$, хв^{-1}	1050	1050
3. Середня подача палива при номінальній частоті обертання $g_{цн}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	$107 \pm 1,6$	106,7

4. Нерівномірність подачі палива при $n_{\text{ном}}$, %	не > 6	7,9
5. Частота обертання кулачкового вала насоса при режимі максимального крутного моменту n_{max} , хв ⁻¹	730...800	750
6. Середня подача палива при n_{max} , мм ³ /цикл	131±2,7	139,3
7. Максимальна частота обертання холостого ходу $n_{\text{max.x.x}}$, хв ⁻¹	1110+35	1150
8. Циклова подача при $n_{\text{max.x.x}}$, мм ³ /цикл	37	37,7
9. Частота обертання початку дії регулятора, хв ⁻¹	1080±5	1090
10. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання, хв ⁻¹	не > 1210	1164
11. Ступінь нерівномірності регулятора, %	7...8	9,09
12. Коефіцієнт збагачення подачі палива на пускових частотах, % $\xi = \frac{g_{\text{цп}} - g_{\text{цн}}}{g_{\text{цн}}} \cdot 100\%$	150...250	226,9
13. Коефіцієнт позитивного коректування подачі палива при режимі максимального крутного моменту	1,2...1,25	1,31

Швидкісні характеристики паливного насоса знімалась слідуочим чином. З паливного насоса знімались регулятор і коректор. Через отвір, виконаний у кришці повідків дозаторів, дозатори за допомогою штангенциркуля з мікрометричним гвинтом встановлювались в необхідне положення та нерухомо закріплювались. Визначення швидкісної характеристики проводилось при частоті обертання в межах 400...1200 хв⁻¹ з інтервалом 50...100 хв⁻¹ та положення дозаторів в межах 0,4...2 мм з дискретністю 0,4 мм. При цьому вимірювалась циклова подача палива.

На рис. 5.2. показані швидкісні характеристики паливного насоса розподільчого типу НД 22/6Б4.

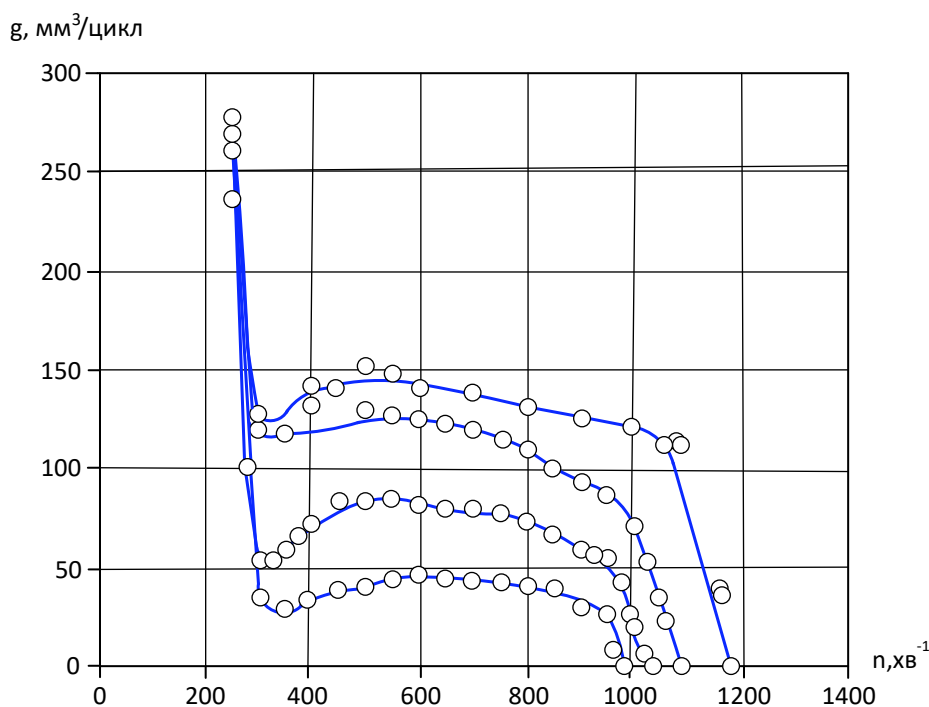


Рис. 5.2. Дослідні зовнішня і часткові швидкісні характеристики ПНВТ НД22/6Б4 (№3219446) із дослідним дворежимним регулятором.

Таблиця 5.3.

Характеристики пружин універсального регулятора

Параметри	Головна пружина	Корегуюча пружина	Пружина фіксатора поворотного упора
Середній діаметр, мм	13	20	2,6
Діаметр проволки, мм	1,8	4	0,4
Число робочих витків	6,5	3,5	3
Повне число витків	10,5	5,5	5
Жорсткість, Н/мм	9,5	100	3

При дворежимному регулюванні (рис. 5.3.) зовнішня швидкісна характеристика формується так само як і при всережимному. Циклова подача на часткових режимах змінюється у відповідності закону протікання дворежимного регулювання.

Порівняльні показники універсального та серійного всережимного регуляторів паливного насоса НД 22/6Б4 №321946

Назва показника	Серійний всережимний регулятор	Універсальний регулятор	
		Всережимне регулювання	Дворежимне регулювання
1	2	3	4
1. Середня подача палива на пускових обертах $g_{цп}$ (100 хв^{-1}), $\text{мм}^3/\text{цикл}$	348,8	334,9	339,1
2. Номінальна частота обертання кулачкового вала паливного насоса $n_{ном}$, хв^{-1}	1050	1050	1050
3. Середня подача палива при номінальній частоті обертання $g_{цн}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	106,7	106	109
4. Нерівномірність подачі палива при $n_{ном}$, %	7,9	7,1	5,7
5. Частота обертання кулачкового вала насоса при режимі максимального крутного моменту n_{max} , хв^{-1}	750	750	750
6. Середня подача палива при n_{max} , $\text{мм}^3/\text{цикл}$	139,3	136,5	138
7. Максимальна частота обертання холостого ходу $n_{max.х.х}$, хв^{-1}	1150	1117	1150
8. Циклова подача при $n_{max.х.х}$, $\text{мм}^3/\text{цикл}$	37,7	30,8	41,9
9. Частота обертання початку дії регулятора, хв^{-1}	1090	1075	1090
10. Повне автоматичне відключення подачі палива регулятором частоти обертання, хв^{-1}	1164	1144	1184
11. Ступінь нерівномірності регулятора, %	9,09	6,18	9,09
12. Коефіцієнт збагачення подачі палива на пускових частотах, %	226,9	215,9	211,1
13. Коефіцієнт позитивного коректування подачі палива при режимі максимального крутного моменту	1,31	1,29	1,27

В таблиці 5.4. приведені порівняльні показники універсального та серійного всережимного регуляторів. Як видно з цієї таблиці вони відповідають технічним вимогам на регулювання паливних насосів високого тиску

5.2. Результати дорожніх досліджень паливно-швидкісної характеристики трактора ХТА-220-2

Для визначення ефективності застосування універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання на дизелі ЯМЗ-238М2 колісного трактора ХТА-220-2 були проведені дорожньо-польові випробування. Під час випробувань визначались паливні характеристики при встановленому русі на рівній, горизонтальній дорозі та при невстановленому - на дорозі з перемінним профілем.

Оскільки державних стандартів із визначення паливних характеристик колісних тракторів сільськогосподарського призначення на сьогоднішній день не існує, дослідження проводились згідно з ГОСТ 20306-91 по визначенню паливної економічності автотранспортних засобів [30].

Паливні характеристики, отримані при всережимному і дворегимному регулюванні універсального регулятора та всережимному регулюванні серійного регулятора, показані на рис. 5.3. 5.4., 5.5.

Паливні показники серійного всережимного регулятора не відрізняються від показників дослідного регулятора при всережимному регулюванні (рис. 5.3.).

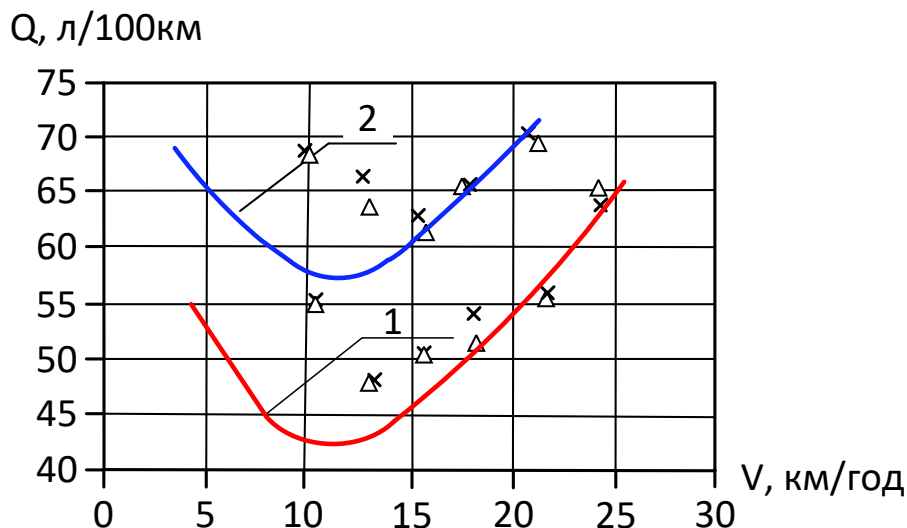


Рис. 5.3. Паливні характеристики трактора ХТА-220-2 із всережимним дослідним і серійним регулятором: 1 - при встановленому русі; 2 - при невстановленому русі; x - всережимний серійний регулятор; Δ - всережимний дослідний регулятор

При встановленому рухові паливні характеристики (рис. 5.4., характеристика 1) при всережимному та дворежимному регулюванні універсального регулятора співпадають. Тип регулятора на роботу дизеля в цих умовах не впливає.

При рухові на дорозі з перемінним профілем, в порівнянні із рівною, паливна характеристика зміщується вгору (рис. 5.3., характеристика 2). Величина зміщення залежить від типу регулятора, нерівності рельєфу, інтенсивності дії водія на органи керування паливним насосом.

Така закономірність спостерігається також при порівнянні паливних показників універсального регулятора при дворежимному регулюванні та серійного всережимного регулятора (рис. 5.4.).

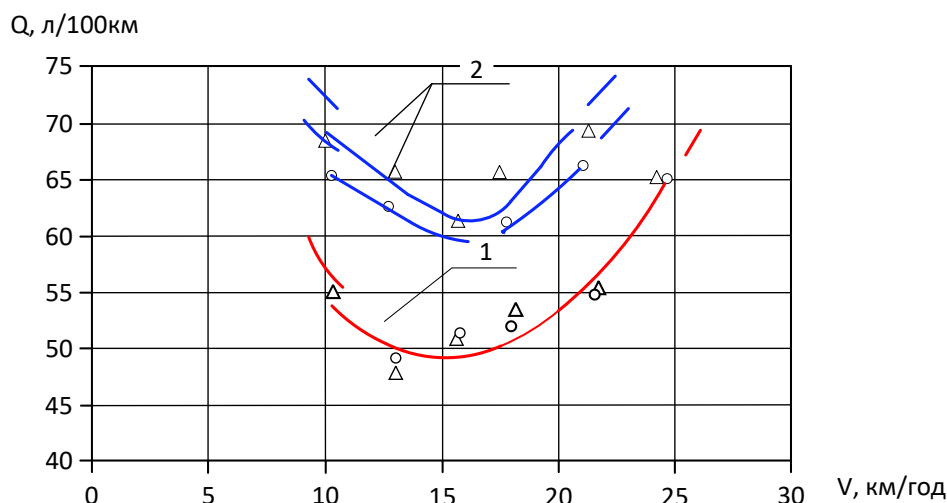


Рис. 5.4. Паливні характеристики трактора ХТА-220-2 (№72870) з дослідним універсальним регулятором ПНВТ НД-22/6Б4 (№3219446): 1 - при встановленому рухові; 2 - при невстановленому рухові;

Для визначення загального рівня паливної економічності застосовується середній показник по [33], який підраховується за формулою:

$$Q_{i(\text{сеп})} = \frac{1}{i} \left(\frac{Q_{s(0)} - Q_{s(i)}}{2} + Q_{s(1)} + Q_{s(2)} + \dots + Q_{s(i-1)} \right), \quad (5.1.)$$

де i - кількість рівних інтервалів в заданому діапазоні середніх швидкостей;

$Q_{s(0)}$, $Q_{s(i)}$ - початкове і кінцеве значення витрат палива по характеристиці, л/100 км;

$Q_{s(1)}, Q_{s(2)}, Q_{s(i-1)}$ - проміжні значення витрат палива по характеристиці, л/100 км.

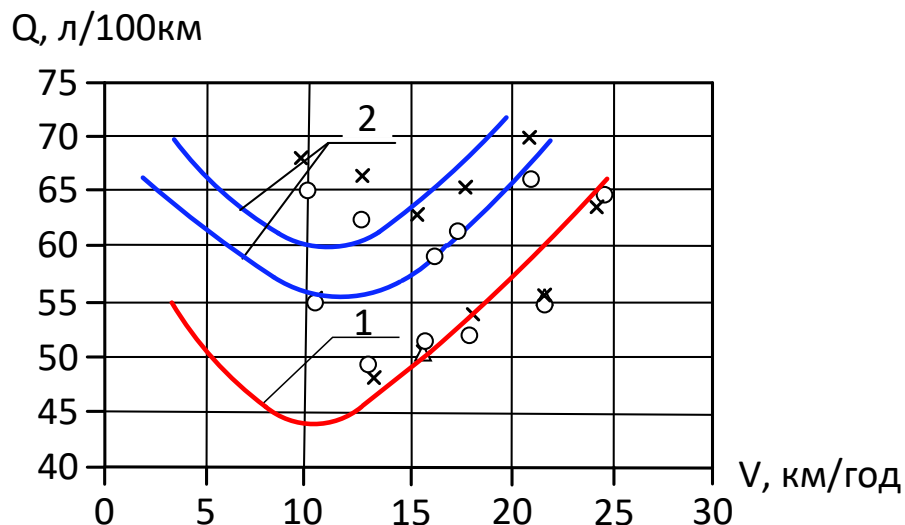


Рис. 5.5. Паливні характеристики трактора ХТА-220-2 (№72870) з дослідним дворежимним дослідним і серійним регулятором: 1 - при встановленому рухові; 2 - при невстановленому рухові; O - дворежимний регулятор; x - всережимний серійний регулятор.

В таблиці 5.5. приведені експериментальні дані паливних характеристик, показаних на рис. 5.3.-5.5., та розрахунок усередненого показника паливної економічності трактора ХТА-220-2 з причепом ПРТ-10 на дорогах із рівним та перемінним профілем.

Таблиця 4.5.

Експериментальні дані паливних характеристик трактора ХТА-220-2 із причепом ПРТ-10

Швидкість руху, км/год	Витрата палива, л/100 км			Економія палива дворежимного регулятора відносно всережимного, %
	Серійний всережимний регулятор	Дослідний всережимний регулятор	Дослідний дворежимний регулятор	
Дорога з рівним горизонтальним профілем				
10	55,06	55,06	55,06	—
13	48,07	47,79	49,19	—
16	50,31	50,86	51,42	—
18	53,94	51,4	51,98	—

21	55,34	55,34	54,77	–
24	63,72	65,12	64,84	–
Середній показник	53,41	53,09	53,46	–
Дорога з перемінним профілем				
10	68,26	68,26	65,12	4,60
13	66,17	63,55	62,51	5,53
16	62,77	61,2	59,1	5,85
18	65,39	65,38	61,46	6,01
21	69,83	69,31	66,17	5,24
Середній показник	65,84	64,73	62,18	5,50

Із даних таблиці 5.5. видно, що усереднений показник витрати палива при встановленому руху по рівній дорозі із всережимним і дворежимним регулятором приблизно рівні.

При рухові на дорозі з перемінним профілем усереднений показник з дворежимним регулятором відрізняється від всережимного на 5,50%.

Різниця у витратах палива полягає в тому, що при всережимному регулюванні під час перехідних процесів дозатори ПНВТ виходять на зовнішню швидкісну характеристику, що призводить до подачі в циліндри двигуна надмірної кількості палива.

5.3. Динаміка трактора з дослідним регулятором

Для характеристики динамічних якостей тракторного агрегату при розгоні досліджувалися:

- 1) розгін нерухомого трактора із перемиканням передач;
- 2) довжина пробігу по вимірювальній ділянці від місця розгону до швидкості при номінальній частоті обертання тракторного двигуна на вищій передачі;
- 3) тривалість розгону в секундах.

При дослідах дотримувалися наступні вимоги:

- трогання з місця відбувалося на V передачі транспортного ряду;
- педаль зчеплення відпускала швидко до положення, в якому зчеплення починає включатися. Одночасно плавно збільшувалася подача палива, після чого зчеплення повністю виключалось;
- переключення передач здійснювалось при досягненні номінальної частоти обертання двигуна 2100 хв^{-1} . Коробка передач, за допомогою гідروпіджимних фрикційних муфт, забезпечувала переключення передач на ходу, без розриву потоку потужності;
- розгін відбувався при повній подачі палива;
- у режим вибігу трактор переводився при швидкому виключенні зчеплення.

При визначенні швидкісної характеристики «розгін-вибіг» фіксувався час проїзду, швидкість, шлях, пройдений трактором. Досліди проводились на рівній горизонтальній асфальтобетонній дорозі довжиною 1805 м. Маса навантаження складала 9510 кг.

Після трогання з місця розгін проводився з переключенням передач у висхідному порядку. Час і шлях розгону на кожній передачі заносився в протокол досліджень. Експеримент проводився до тих пір, доки тракторний агрегат не досягне швидкості 30 км/год.

На рис. 5.6. представлено швидкісну характеристику «розгін-вибіг» при всережимному регулюванні з серійним регулятором та при всережимному та дворежимному регулюванні універсального регулятора з автоматичним переключенням режимності роботи тракторного дизеля в залежності від відстані та часу пробігу.

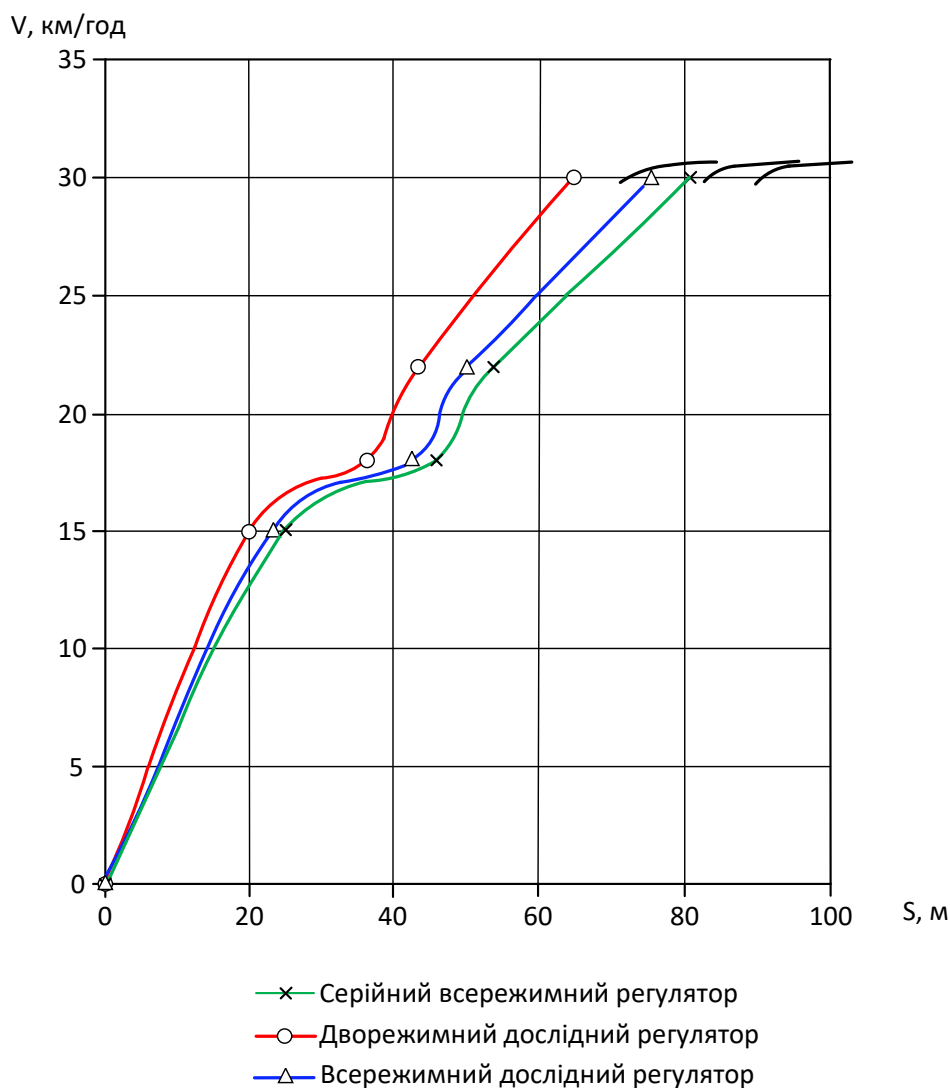


Рис. 5.6. Швидкісна характеристика тракторного агрегату
ХТА-220-2+ПРТ-10

Під час проведення експериментальних досліджень було встановлено, що з дворежимним регулятором пройдений шлях та час розгону з місця склав відповідно 65 м і 16,4 с, що на 19,7 % і 19,3% менше порівняно з серійним всережимним регулятором, та на 13,3 % і 11,4 %, в порівнянні з дослідним всережимним регулятором.

Під час дослідів також відмічено, що дослідний регулятор при дворежимному регулюванні забезпечує стійку роботу дизеля при мінімальній частоті обертання холостого ходу 700 хв^{-1} , тоді як при всережимному регулюванні за тих же умов частота обертання становила 800 хв^{-1} .

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1. Обґрунтування травмонебезпечних ситуацій під час виконання транспортних операцій

У зображеннях процесів формування, виникнення аварій та виробничих травм усі випадкові події (явища), що утворюють конкретну аварійну або травмонебезпечну ситуацію, пов'язані між собою причинно-наслідковими зв'язками. В них є початкові, проміжні та кінцеві події [22].

Аналіз процесів формування та виникнення травмонебезпечних і аварійних ситуацій під час виконання операції оранки представлено у табл. 6.1.

Якщо дослідження логічних зв'язків провести у зворотному напрямку, то обов'язково можна знайти ту подію (явище), що є причиною (однією з причин) формування досліджуваного процесу.

Метод логічного моделювання травмонебезпечних, аварійних та інших ситуацій значно полегшує пошук причин аварій, виробничих травм і дорожньо-транспортних пригод при їх розслідуванні [22].

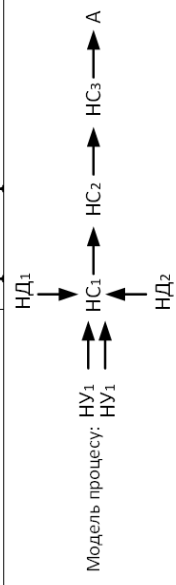
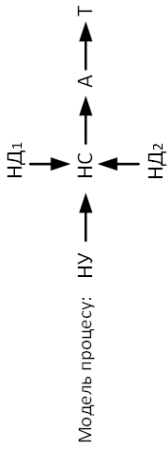
Вивчені, побудовані і систематизовані логічні моделі для окремих виробничих процесів, обладнання та інших об'єктів можна програмувати, а складений з них банк даних, може бути використаний для прогнозування виникнення аварій, травм, катастроф та інших небажаних явищ за допомогою ПК.

Логічні моделі можна застосовувати при прийнятті рішень про відповідальність осіб, винних у виникненні таких пригод, а також ступінь вини самого потерпілого.

У логічній моделі після кожного описання небезпечних умов (НУ), небезпечних дій (НД), небезпечних ситуацій (НС) та можливих наслідків наводиться і логічна модель процесу можливого виникнення небезпечних ситуацій та їх наслідків.

Таблиця 6.1.

Вид робіт, технологічна операція, склад агрегату	Виробнича небезпека			Можливі наслідки	Заходи запобігання небезпечним ситуаціям
	небезпечна умова (НУ)	небезпечна дія (НД)	небезпечна ситуація (НС)		
Транспортна робота. ХТА-250-21+ПРТ-10	1.1. Причіп експлуатується без гальм НУ	Перевищення швидкості руху трактора РД ₁ Різкий поворот НД ₂	Перекидання трактора НС	Аварія Травма	Організувати постійний контроль за транспортом перед його виходом у рейс. Не допускати до роботи причепа без гальм
	1.2. Фаркоп трактора не фіксується НУ ₁ Дорога, по якій рухається трактор має ями та вибоїни НУ ₂	Водій приєднав причіп до трактора, не зафіксувавши до фаркопа НД ₁ Трактор рухається з підвищеною швидкістю	Від вібрації фіксатор зіву піднявся в гору НС ₁ Причіп від'єднався від трактора і виїхав на смугу зустрічного руху НС ₂ Зіткнувся із зустрічним транспортом НС ₃	Аварія	Усі транспортні засоби повинні бути обладнані дублюючим з'єднуючим пристроєм



6.2. Розрахунок штучного освітлення дільниці технологічної лінії щоденного обслуговування

Розрахунок освітлення здійснюється за методом коефіцієнта використання, необхідного для досягнення заданої освітленості з врахуванням світла, відбитого стінами та вікнами.

Сумарний світловий потік визначається за заданою освітленістю згідно формули:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z}{\eta}, \quad (6.1.)$$

де E_n - нормативна освітленість, лк;

S - площа приміщення, м²;

k - коефіцієнт запасу ($k = 2$);

z - відношення середньої освітленості до мінімальної ($z = 1,1$);

η - коефіцієнт використання світлового потоку.

Показник приміщення становить:

$$i = \frac{a \cdot b}{H \cdot (a + b)}, \quad (6.2.)$$

де a , b - довжина і ширина приміщення, м;

H - висота, на якій підвішується світильник над робочою поверхнею ($H = 8$ м).

Для дільниці щоденного технічного обслуговування тракторів ($a = 22$ м, $b = 12$ м):

$$i = \frac{22 \cdot 12}{8 \cdot (22 + 12)} = 0,97$$

Вибираються світильники типу ОД, для яких коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,58$. Нормована освітленість для виконання робіт високої точності $E_n = 500$ лк і тому сумарний світловий потік повинен становити:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{500 \cdot 22 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 1,1}{0,58} = 500689,7 \text{ лм.}$$

Необхідна кількість ламп становить

$$n_{\text{л}} = \frac{\Phi_{\Sigma}}{\Phi_{\text{л}}}. \quad (6.3.)$$

де $\Phi_{\text{л}}$ - світловий потік однієї лампи, лм.

Для лампи ЛБ120, потужністю 120 Вт, $\Phi_{\text{л}} = 8500$ лм, звідки:

$$n_{\text{л}} = \frac{500689,7}{8500} \approx 59 \text{ ламп}$$

Оскільки в одному світильнику знаходиться дві лампи, то у приміщенні слід розмістити тридцять світильників.

Висновок за розділом

Для усунення найбільш імовірних причин нещасних випадків необхідно повести ряд заходів:

- доцільно найближчим часом провести паспортизацію робочих місць ремонтної майстерні з метою виявлення невідповідності вимогам з охорони праці та виробничої санітарії;
- згідно з вимогами забезпечити необхідне освітлення робочих місць у металообробному цеху і дільниці діагностування двигунів та паливної апаратури шляхом встановлення штучних джерел;
- обладнати всі трактори пристроями, що дублюють з'єднання причепа із трактором;
- підвищити якість контролю справності транспортних засобів, які направляються в рейс.

РОЗДІЛ 7 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

7.1. Розрахунок показників оцінки економічної ефективності

На основі розрахунку показників економічної ефективності універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання згідно [37] можна визначити експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт, технічне обслуговування, оплата праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість і кількість продукції, що одержується за допомогою порівнюваних машин.

Розрахунок економічних показників проведено з визначенням додаткового економічного ефекту від покращення паливної економічності тракторного дизеля та збільшення продуктивності машинно-тракторного агрегату на транспортних роботах.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності універсального регулятора з автоматичним переключенням режимності регулювання на тракторі ХТА-220-2 представлені в таблиці 7.1.

Економічний ефект від зниження витрати палива визначається за залежністю:

$$E_k = W_3 T_p U a c, \quad (7.1)$$

де W_3 - продуктивність машинно-тракторного агрегату за годину змінного часу, т·км/год;

T_p - річне планове завантаження трактора, год;

U - середня витрата палива, т/т·км;

a - питома зменшення витрати палива за рахунок автоматичного переключення режимів регулювання у дослідній машини в порівнянні з базовою

$$a = \frac{65,38 - 61,46}{65,38} = 0,059$$

де c - закупівельна ціна дизельного палива, грн/т ($c = 58000$ грн./т);
Виходячи звище вказаного, отримуємо:

$$E_k = 166 \cdot 675 \cdot 0,0000568 \cdot 0,059 \cdot 58000 = 21779,11 \text{ грн.}$$

Таблиця 7.1.

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності МТА
(ХТА-220-2+ПРТ-10)

Назва показника	Одиниця виміру	Модернізована модель	Базова модель
Продуктивність за 1 год. часу, зміни	т·км/год	166	166
Річне планове завантаження	год	675	675
Усереднений показник		65,38	61,46

Економічний ефект від зниження часу пробігу одного кілометра складає

$$E'_e = \Pi_{\text{пит.б}} - \Pi_{\text{пит.м}}, \quad (7.2.)$$

де $\Pi_{\text{пит.б}}$, $\Pi_{\text{пит.м}}$ - приведені витрати на 1 км відповідно базового та модернізованого трактора.

$$\Pi_{\text{пит}} = e \cdot K_n + B_n, \quad (7.3.)$$

де e - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ($e = 0,15$);

K_n - питомі капіталовкладення;

B_n - прямі експлуатаційні видатки.

Питомі капіталовкладення визначаються за формулою:

$$K_n = \frac{B}{W_{зв} \cdot T_{pm}}, \quad (7.4.)$$

де B - балансова вартість транспортного засобу (ХТА-220-2 + причеп ПРТ-10), грн ($B = 2022000$ грн);

$W_{зв}$ - продуктивність на відвезенні органічних добрив, т/год;

T_{pm} - річне планове завантаження машини, год (675 год).

Циклова продуктивність на перевезенні органічних добрив визначається за формулою:

$$W_{ц} = \frac{B}{T_{ц}}, \quad (7.5.)$$

де B - вантажопідйомність причепа, т (10 т);

$T_{\text{ц}}$ - час одного циклу при перевезенні, год.

Прийmemo, що відвезення здійснюється трактором ХТА-220-2 із причепом ПРТ-10 на відстань 3 км.

Час одного циклу при відвезенні органічних добрив визначається за формулою:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{нав}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{вив}} + t_{\text{х.пер}}, \quad (7.6.)$$

де $t_{\text{пер.б}} = 0,125$, $t_{\text{пер.м}} = 0,123$ - час перевезення органічних добрив, год;

$t_{\text{х.пер.б}} = 0,1$; $t_{\text{х.пер.м}} = 0,098$ - час холостого переїзду, год;

$t_{\text{вив.б}} = t_{\text{вив.м}} = 0,042$ - час вивантаження добрив, год;

$t_{\text{нав.б}} = t_{\text{нав.м}} = 0,167$ - час навантаження транспортного засобу, год.

Тоді

$$T_{\text{ц.б}} = 0,125 + 0,1 + 0,042 + 0,167 = 0,434 \text{ год},$$

$$T_{\text{ц.м}} = 0,123 + 0,098 + 0,042 + 0,167 = 0,43 \text{ год}.$$

Звідси

$$W_{\text{ц.б}} = \frac{10 \cdot 3}{0,434} = 69,12 \text{ т} \cdot \text{км/год},$$

$$W_{\text{ц.м}} = \frac{10 \cdot 3}{0,43} = 69,78 \text{ т} \cdot \text{км/год},$$

Прямі експлуатаційні видатки складуть

$$B_n = Z + A + P + \Pi, \quad (7.6.)$$

де Z - заробітна плата працівників, грн.;

A - питомі витрати на реновацію транспортних засобів, грн.;

P - питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт і планове технічне обслуговування, грн.;

Π - питомі затрати на паливно-мастильні матеріали, грн.

Визначаємо заробітну плату працівників по транспортуванню органічних добрив на 1 км із залежності

$$Z = \frac{\sum kr_i}{W_{\text{ц}}}, \quad (7.8.)$$

де k - кількість механізаторів, які зайняті на перевезенні;

r_i - погодинна ставка механізатора

Питомі витрати на реновацію транспортних засобів

$$A = \frac{B \cdot a}{W_{ц} \cdot T_{pm}}, \quad (7.9.)$$

де a - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на реновацію

T_{pm} - нормативне річне завантаження трактора, год (675 год).

Питомі відрахування на капітальний, поточний ремонт і планове технічне обслуговування визначаються за формулою:

$$P = \frac{B \cdot (R_k + R_n)}{W_{зв} \cdot T_{ц}}, \quad (7.10.)$$

Питомі затрати на паливно-мастильні матеріали визначаються як

$$П = q \cdot c, \quad (7.11.)$$

де q - витрата паливо-мастильних матеріалів на одиницю наробітку, т/т·км.

Прямі експлуатаційні видатки складуть

$$B_{n.б} = 0,029 + 0,427 + 0,907 + 0,1368 = 1,4998 \text{ грн./т·км};$$

$$B_{n.м} = 0,028 + 0,423 + 0,898 + 0,1272 = 1,4762 \text{ грн./т·км}$$

$$K_{n.б} = 2,67 \text{ грн./т·км} \quad K_{n.м} = 2,64 \text{ грн./т·км}$$

Визначаємо приведені витрати на 1 т·км як

$$П_{пит} = e \cdot K + B_n, \quad (7.12.)$$

де e - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

$$П_{пит.б} = 0,15 \cdot 2,67 + 15,04 = 1,9 \text{ грн./т·км}$$

$$П_{пит.м} = 0,15 \cdot 2,64 + 14,07 = 1,872 \text{ грн./т·км}$$

Економічний ефект від підвищення продуктивності тракторного агрегату складає

$$E'_e = П_{пит.б} - П_{пит.м} = 1,9 - 1,872 = 0,028 \text{ грн./т·км}$$

Річний економічний ефект складає

$$E_e = E'_e \cdot W_3 \cdot T_p = 0,028 \cdot 69,78 \cdot 675 = 1318,8 \text{ грн.}$$

Загальний економічний ефект за рік експлуатації на один трактор становить

$$E_p = E_k + E_e = 21779,11 + 1318,8 = 23097,91 \text{ грн.}$$

Термін окупності дослідного універсального регулятора визначається за формулою:

$$T_o = \frac{B_p}{E_p}, \quad (7.13.)$$

де B_p - балансова вартість універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання, грн.

$$T_o = \frac{8554}{23097,91} = 0,37 \text{ роки}$$

Таблиця 7.2.

Економічна ефективність

Назва показника	Одиниця виміру	Базова модель	Модернізована модель
Продуктивність за 1 год. часу, зміни	т·км/год	166	166
Річне планове завантаження	год	675	675
Усереднений показник		61,46	65,38
Прямі експлуатаційні видатки	грн./т·км	1,4998	1,4762
Приведені витрати на 1 т·км	грн./т·км	1,9	1,872
Економічний ефект від підвищення продуктивності тракторного агрегату складає	грн./т·км		0,028
Річний економічний ефект	грн.		1318,8
Загальний економічний ефект за рік експлуатації на один трактор становить	грн.		23097,91
Термін окупності	роки		0,37

ВИСНОВКИ

Здійснено аналіз стану питання і завдання досліджень, а також значення та об'єми транспортних робіт у сільськогосподарському виробництві; наведено класифікацію сільськогосподарських вантажів, дорожніх умов, видів і особливостей сільськогосподарських перевезень.

Здійснено аналіз результатів досліджень універсальних регуляторів на дизелях колісних тракторів тягового класу 3,0.

В результаті проведених експериментальних досліджень регулятора встановлено, що досліджуваний регулятор дозволяє отримання таких же техніко-економічних показників МТА, як і з серійним всережимним регулятором під час роботі дизеля на встановлених режимах; а також зменшення експлуатаційної витрати палива на 4,6...6% під час виконання транспортних робіт завдяки способу дворезимного регулювання; при дворезимному регулюванні, порівняно із все режимним забезпечується підвищення інтенсивності розгонів із місця на 23%, а на ходу - в діапазоні 22...30,6 %.

Результати економічної ефективності доводять доцільність використання універсального дворезимно-всережимного регулятора з автоматичним переключенням, що становить понад 23097,91 грн. у рік на один трактор.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Барабаш Р. Вплив збільшення кількості постів на показники ефективності технологічних процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ–150К–09. Сільськогосподарські машини: зб. наук. праць. Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. Вип. 32. С. 18–26
2. Вітвіцький В. В., Лосина М. С., Гулька М. С. Методика розробки та типові норми часу на технічне обслуговування тракторів. Київ: НДІ «Укראгропромпродуктивність», 2005. 219 с. 15.
3. Войтюк В. Д., Рубльов В. І., Роговський І. Л. Системні принципи забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки: монографія. Київ: НУБіП України, 2016. 360 с.
4. Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Параметри та показники ефективності технологічних процесів технічного сервісу, що виконуються на стаціонарних постах. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2006. № 10. С. 66–73. 40.
5. Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Підвищення коефіцієнта технічного використання тракторів ХТЗ скороченням тривалості їх технічного обслуговування. Вісник ХНТУ ім. П. Василенка: 2015. № 163. С. 78–83. 41.
6. Кузьмінський Р. Д., Іванишин В. В., Барабаш Р. І., Ткач О. В. Вплив збільшення кількості постів на показники ефективності технологічних процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ–3522. Збірник наукових праць. Подільського державного аграрно-технічного університету: Технічні науки. 2016. № 24. т.2. С. 175–184
7. Kuzminskyj R., Krajnyk L., Barabash R., Sosnowski S. Organizational and technological compatibility of the technological processes of all different types of maintenance of KhTZ-3522 tractors in the joint technological flow. ECONTECHMOD. An International Quarterly Journal. 2017. Vol. 6, No. 3, P. 5–16. 44.
8. Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Параметри та показники ефективності процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ–17221. Развитие науки в XXI

веке: Междунар. науч.-практ. конф. (Харьков, 11 апр. 2015 г.). Харьков, 2015. С. 60–65. 45.

9. Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Організаційно-технологічна сумісність технологічних процесів, які виконуються на стаціонарних постах. Крамаровські читання: матеріали VI Міжнар. наук.-техн. конф. (Київ, 21 лют. 2019 р.). Київ: Вид. центр НУБіП України, 2019. С. 257–259. 46.

10. Кузьмінський Р. Д. Про можливість використання алгоритму “наповнення контейнерів” для моделювання технологічних процесів відновлення. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 1998. № 2. С. 25–28. 47.

11. Кузьмінський Р. Д., Соколовський О. Р. Алгоритм проектування технологічних процесів, які виконуються на стаціонарних постах. Збірник наукових статей ЛНТУ: Сільськогосподарські машини. Луцьк, 2011. Вип. 21, т. 1. С. 228–235. 51.

12. Кузьмінський Р. Д. Конструктивно-технологічний базис процесів ремонту коробок передач зернозбиральних комбайнів. Наукові і практичні аспекти агропромислового виробництва та розвитку сільських регіонів: матеріали Міжнар. наук.-практ. форуму, 22-24 вер. 2010 р. Львів: Львів. нац. агроуніверситет, 2010. С. 458–467. 52.

13. Кузьмінський Р. Структура, параметри та ефективність технологічних процесів ремонту. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2005. № 9. С. 50–60.

14. Кузьмінський Р., Кордоба В. Алгоритм визначення продуктивності та виробничої структури технологічних ділянок відновлення зношених деталей на етапі проектування. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2011. № 15. С. 297–308.

15. Семкович О., Барабаш Р. Стан і перспективи розвитку ринку технічного сервісу в агропромисловому комплексі України. Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2005. № 9. С. 9–15. 98.

16. Сидорчук О. В., Семерак М. М., Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Концепція управління проектом технічного обслуговування тракторів. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2008. № 12, т. 1. С. 16–21. 99.
17. Сидорчук О. В., Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Закономірності кількісних і якісних змін надходжень замовлень на ремонт агрегатів. Технікотехнологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. праць. Київ: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Вип. 10 (24), кн. 1. С. 69–76. 100.
18. Сидорчук О. В., Боярчук В. М., Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Основні функції і форми управління системою технічного обслуговування тракторів. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2009. № 13, т. 2. С. 51–56. 101.
19. Сидорчук О. В., Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І., Михалюк М. А. Технологічна складова функціональної структури системи фірмового технічного обслуговування тракторів ХТЗ. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2009. № 13, т. 2. С. 73–80.
20. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2016 році: стат. бюл. / Державна служба статистики України. Київ, 2017. 108.
21. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2017 році: стат. бюл. / Державна служба статистики України. Київ, 2018. 109.
22. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2018 році: стат. бюл. / Державна служба статистики України. Київ, 2019. 110.
23. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2019 році: стат. бюл. / Державна служба статистики України. Київ, 2020. 157 111.

24. Стукалець І. Г. Організаційно-технологічна сумісність ремонтновідновних процесів підприємств багатопредметної спеціалізації. Студентська молодь і науковий прогрес в АПК: матеріали 4-ої Міжнар. студ. наук. конф. (26-30 верес. 2004 р.). Львів: ЛДАУ, 2004. С. 333–341. 112.
25. Виробництво промислової продукції за видами в Україні за січень– грудень 2017 р.: стат. бюл. Київ: Держкомстат України, 2017. 226 с. 113.
26. Виробництво промислової продукції за видами в Україні за січень– грудень 2018 р.: стат. бюл. Київ: Держкомстат України, 2018. 227 с. 114.
27. Виробництво промислової продукції за видами в Україні за січень– грудень 2019 р.: стат. бюл. Київ: Держкомстат України, 2019. 226 с. 115.
28. Виробництво промислової продукції за видами в Україні за січень– грудень 2020 р.: стат. бюл. Київ: Держкомстат України, 2020. 225 с.
29. Технологічні карти на передпродажне та технічне обслуговування тракторів ХТЗ–16131, ХТЗ–16331 /. Харків, 2014. 92 с. 124.
30. Технологічні карти на передпродажне та технічне обслуговування тракторів ХТЗ–150К–09 / Харків, 2014. 67 с.
31. Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г. Машини для обробітку ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. / за ред. Сало В.М. –Х.: Мачулін, 2016. –244 с
32. Застосування способів основного обробітку ґрунту в сівозмінах/ В.М.Кабанець, М.Г.Собко, О.В.Радченко/під ред. М.Г. Собка. Сад, 2015. 16 с.
33. Надикто В. Оранка: міфи та реалії // Агробізнес сьогодні. 2015. [Електронний ресурс]. Режим доступу: [http:// agro-business.com.ua/agro/ideitrendy/item/8395-oranka-mify-ta-realii.html](http://agro-business.com.ua/agro/ideitrendy/item/8395-oranka-mify-ta-realii.html)
34. Сивак Р.І. Пластичність металів при немонотонному навантаженні / Техніка, енергетика, транспорт АПК. – Вінниця, 2016. - №1 (91). – С.108-111 10.
35. Сердюк О.В., Сивак І.О., Сухоруков С.І., Сивак Р.І. Оцінка пластичності поверхневого шару металу при немонотонному навантаженні / Наукові нотатки. – Випуск 54. – Луцьк, 2016. – С.277-281 (науково-метрична база РИНЦ)

36. Гунько І.В. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки / І.В. Гунько, Л.Г. Коваль // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №3 (95). – Вінниця. – 2016. – С. 89-93.
37. Анісімов Ф.Ф. Системи діагностування сільськогосподарських тракторів / В.Ф. Анісімов, Д.В. Борисюк, О.В. Черкевич // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – №2 (94). – Вінниця. – 2016. – С. 34-36.
38. Булгаков В.М. Дослідження та розробка методів діагностування гідравлічних приводів зернозбиральних комбайнів / Г.М. Калетнік, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, В.В. Яременко // Всеукраїнський науковотехнічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» №2 (94) 2016. – С.12- 19 73
39. Солоня О.В., Рудницький Б.О., Деревенько І.А., Омелянов О.М. «Аналіз умов експлуатації електроустаткування в сільському господарстві» Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» Вінниця – 2017. №4(99), – С. 41-45
40. Калетнік Г.М. Стан та основні перспективи підготовки висококваліфікованих та наукових кадрів в галузі агроінженерії / Г.М. Калетнік, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» №1 (96) 2017. – С.5-15
41. Сало В.М. Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві [Текст] / В.М. Сало, Д.В. Богатирьов, С.М. Лещенко, М.І. Савицький // Техніка і технології АПК – Дослідницьке: УКРНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2014 – № 10 (61) – С. 16-19.
42. Сало В.М. Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів [Текст] / В.М. Сало, С.М. Лещенко, В.А. Пашинський, Р.В. Ярових // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2015. – Вип. 45, Ч.1 – С. 126-132
43. Лещенко С.М. Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.

- Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 96-102.
44. Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навчальний посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула.– Мелітополь, 2005. – 337с.
45. Кувачов В.П. Потенційні можливості баластування колісного трактора за умовою екофільності шини в залежності від тиску повітря в неї / Кувачов В.П., Мітков В.Б., Аюбов А.М., Шульга О.В. // Науковий вісник ТДАТУ. - Мелітополь, 2016. - Вип. 6., т.3. - С. 26-33.
46. Сандомирський М.Г. Трактори та автомобілі. Ч.1. Автотракторні двигуни // Навчальний посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев– К.: Вища школа, 2000. – 357с.
47. Головчук А.Ф. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. / А.Ф. Головчука , В.Ф. Орлов, О.П. Строков; – К.: Грамота, 2003 – Кн.1: Трактори. - 336 с.
48. Сандомирський М.Г., Бойко М.Ф., Лебедев А.Т. Трактори та автомобілі. Ч.1. Автотракторні двигуни // Навчальний посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев і інш.; За ред. проф. А.Т. Лебедева. – К.: Вища школа, 2000. – 357 с.
49. ДСТУ ГОСТ 10578:2003. Насоси паливні дизелів. Загальні технічні умови. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 17 с.
50. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник / Р. С. Шевчук. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. – 236 с.